

ДЛЯ ВУЗОВ

*А. И. Якушев
Л. Н. Воронцов
Н. М. Федотов*

ВЗАИМО- ЗАМЕНЯЕМОСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Шестое издание,
переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника для студентов
машиностроительных и приборостроительных
специальностей вузов



МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1986

ББК 34.41

Я49

УДК 621—182,8 (0,83,74) (075.8)

Рецензент канд. техн. наук *В. В. Ткаченко*

Якушев А. И. и др.

Я49 Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для втузов/А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. — 6-е изд., перераб. и дополн. — М.: Машиностроение, 1986. — 352 с., ил.

В пер.: 1 р. 20 к.

В шестом издании (5-е изд. 1979 г.) расширены сведения об управлении качеством продукции. Особое внимание обращено на автоматические средства измерений и применение ЭВМ для их выбора и при расчетах посадок и размерных цепей.

Я $\frac{2702000000-199}{038(01)-86}$ 199-86

ББК 34.41
6П5.1

ПРЕДИСЛОВИЕ

В нашей стране последовательно осуществляется курс КПСС на подъем материального и культурного уровня жизни народа на основе динамичного и пропорционального развития общественного производства и повышения его эффективности, ускорения научно-технического прогресса, роста производительности труда, всемерного улучшения качества работы во всех звеньях народного хозяйства. В машиностроении созданы и освоены новые системы современных, надежных и эффективных машин для комплексной автоматизации производства, что позволило выпускать продукцию высокого качества с наименьшими затратами труда; увеличился выпуск автоматических линий, новых видов машины, приборов, аппаратов, отвечающих современным требованиям. Непрерывно совершенствуются конструкции машин и других изделий, технология и средства их производства и контроля, материалы; расширилась внутриотраслевая и межотраслевая специализация на основе унификации и стандартизации изделий, их агрегатов и деталей; шире используются методы комплексной и опережающей стандартизации; внедряются системы управления и аттестации качеством продукции, система технологической подготовки производства. Увеличилась доля изделий высшей категории качества в общем объеме их производства.

Большое значение для развития машиностроения имеет организация производства машин и других изделий на основе взаимозаменяемости, создание и применение надежных средств технических измерений и контроля.

В 6-м издании значительно шире изложены общие вопросы технических измерений, принципы создания средств измерений и контроля, а также автоматизации процессов измерения и контроля. Рассмотрены новейшие средства измерений высокой точности и производительности; методы расчета посадок и размерных цепей с применением ЭВМ.

Учебник написан по программе курса, утвержденной МВ и ССО СССР, и предназначен для студентов вузов; он может быть также полезен конструкторам, технологам и работникам ОТК всех отраслей машиностроения.

Главы 1—4 написаны А. И. Якушевым, главы 5—7 — Л. Н. Воронцовым, а также подразд. 8.7, 12.7, 13.5, главы 10, 14, подразд. 9.4, 11.7 и предметный указатель — Н. М. Федотовым, остальные главы и подразделы — совместно А. И. Якушевым и Н. М. Федотовым.

1.1. ПОНЯТИЕ О ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ И ЕЕ ВИДАХ [2,19]

Взаимозаменяемостью изделий (машин, приборов, механизмов и т. д.), их частей или других видов продукции (сырья, материалов, полуфабрикатов и т. д.) называют их свойство равноценно заменять при использовании любой из множества экземпляров изделий, их частей или иной продукции другим однотипным экземпляром. Наиболее широко применяют *полную взаимозаменяемость*, которая обеспечивает возможность беспригоночной сборки (или замены при ремонте) любых независимо изготовленных с заданной точностью однотипных деталей в сборочные единицы, а последних — в изделия при соблюдении предъявляемых к ним (к сборочным единицам или изделиям) технических требований по всем параметрам качества. Полная взаимозаменяемость возможна только, когда размеры, форма, механические, электрические и другие количественные и качественные характеристики деталей и сборочных единиц после изготовления находятся в заданных пределах и собранные изделия удовлетворяют техническим требованиям. Выполнение требований к точности деталей и сборочных единиц изделий является важнейшим исходным условием обеспечения взаимозаменяемости. Кроме этого, для обеспечения взаимозаменяемости необходимо выполнять и другие условия (устанавливать оптимальные номинальные значения параметров деталей и сборочных единиц, выполнять требования к материалу деталей, технологии их изготовления и контроля и т. д.). Комплекс научно-технических исходных положений, выполнение которых при конструировании, производстве и эксплуатации обеспечивает взаимозаменяемость деталей, сборочных единиц и изделий называют *принципом взаимозаменяемости*.

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

Свойство собираемости и возможности равноценной замены любого экземпляра взаимозаменяемой детали и сборочной единицы любым другим однотипным экземпляром позволяет изготавливать детали в одних цехах машиностроительных заводов серийного и массового производства, а собирать их — в других. При сборке используют стандартные крепежные детали, подшипники качения, электро-

технические, резиновые и пластмассовые изделия, а часто их унифицированные агрегаты, получаемые по кооперации от других предприятий. При полной взаимозаменяемости сборку выполняют без доработки деталей и сборочных единиц. Такое *производство* называют *взаимозаменяемым*.

При полной взаимозаменяемости упрощается процесс сборки — он сводится к простому соединению деталей рабочими преимущественно невысокой квалификации; появляется возможность точно нормировать процесс сборки во времени, устанавливать необходимый темп работы и применять поточный метод; создаются условия для автоматизации процессов изготовления и сборки изделий а также широкой специализации и кооперирования заводов (при которых завод-поставщик изготавливает унифицированные изделия сборочные единицы и детали ограниченной номенклатуры и поставляет их заводу, выпускающему основные изделия); упрощается ремонт изделий, так как любая изношенная или сломанная деталь или сборочная единица может быть заменена новой (запасной).

Полную взаимозаменяемость экономически целесообразно применять для деталей, изготовленных с допусками допусков не выше и для сборочных единиц, состоящих из небольшого числа деталей а также в случаях, когда несоблюдение заданных зазоров или натягов недопустимо даже у части изделий. Иногда для удовлетворения эксплуатационных требований необходимо изготавливать детали и сборочные единицы с малыми экономически неприемлемыми или технологически трудно выполнимыми допусками. В этих случаях для получения требуемой точности сборки применяют групповую подборку деталей (селективную сборку), компенсаторы, регулирование положения некоторых частей машин и приборов, пригонку и другие дополнительные технологические мероприятия при обязательном выполнении требований к качеству сборочных единиц и изделий. Такую *взаимозаменяемость* называют *неполной (ограниченной)*. Ее можно осуществлять не по всем, а только по отдельным геометрическим или другим параметрам.

Внешняя взаимозаменяемость — это взаимозаменяемость покупных и кооперируемых изделий (монтируемых в другие более сложные изделия) и сборочных единиц по эксплуатационным показателям а также по размерам и форме присоединительных поверхностей. Например, в электродвигателях внешнюю взаимозаменяемость обеспечивают по частоте вращения вала и мощности, а также по размерам присоединительных поверхностей; в подшипниках качения — по наружному диаметру наружного кольца и внутреннему диаметру внутреннего кольца, а также по точности вращения.

Внутренняя взаимозаменяемость распространяется на детали сборочные единицы и механизмы, входящие в изделие. Например, в подшипнике качения внутреннюю групповую взаимозаменяемость имеют тела качения и кольца.

Уровень взаимозаменяемости производства можно характеризовать коэффициентом взаимозаменяемости K_v , равным отношению трудоемкости изготовления взаимозаменяемых деталей и сборочных

единиц к общей трудоемкости изготовления изделия. Значение этого коэффициента может быть различным, однако степень его приближения к единице является объективным показателем технического уровня производства.

Совместимость — это свойство объектов занимать свое место в сложном готовом изделии и выполнять требуемые функции при совместной или последовательной работе этих объектов и сложного изделия в заданных эксплуатационных условиях. *Объект* — это автономные блоки, приборы или другие изделия, входящие в сложные изделия.

Взаимозаменяемое производство в металлообрабатывающей промышленности впервые в мире было осуществлено в 1761 г. на Тульском, а затем на Ижевском заводах при массовом изготовлении ружей.

1.2. ПОНЯТИЕ О НОМИНАЛЬНОМ, ДЕЙСТВИТЕЛЬНОМ И ПРЕДЕЛЬНЫХ РАЗМЕРАХ, ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЯХ, ДОПУСКАХ И ПОСАДКАХ

Основные термины и определения установлены ГОСТ 25346—82 (СТ СЭВ 145—75).

Номинальный размер (D , d , l и др.) — размер, который служит началом отсчета отклонений и относительно которого определяют предельные размеры. Для деталей, составляющих соединения, номинальный размер является общим. Номинальные размеры находят расчетом их на прочность и жесткость, а также исходя из совершенства геометрических форм и обеспечения технологичности конструкций изделий.

Для сокращения числа типоразмеров заготовок и деталей, режущего и измерительного инструмента, штампов, приспособлений, а также для облегчения типизации технологических процессов значения размеров, полученные расчетом, следует округлять (как правило, в большую сторону) в соответствии со значениями, указанными в ГОСТ 6636—69 (СТ СЭВ 514—77). Ряды нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот и т. п.) построены на базе рядов предпочтительных чисел (ГОСТ 8032—56), но с некоторым округлением их значений (см. подразд. 3.1).

Технологические межоперационные размеры, размеры, зависящие от других принятых размеров, а также размеры, регламентированные в стандартах на конкретные изделия (например, средний диаметр резьбы), могут не соответствовать ГОСТ 6636—69.

Действительный размер — размер, установленный измерением с допускаемой погрешностью. Этот термин введен, потому что невозможно изготовить деталь с абсолютно точными требуемыми размерами и измерить их без внесения погрешности. Действительный размер детали в работающей машине вследствие ее износа, упругой, остаточной, тепловой деформаций и других причин отличается от размера, определенного в статическом состоянии или при сборке. Это обстоятельство необходимо учитывать при точностном анализе механизма в целом.

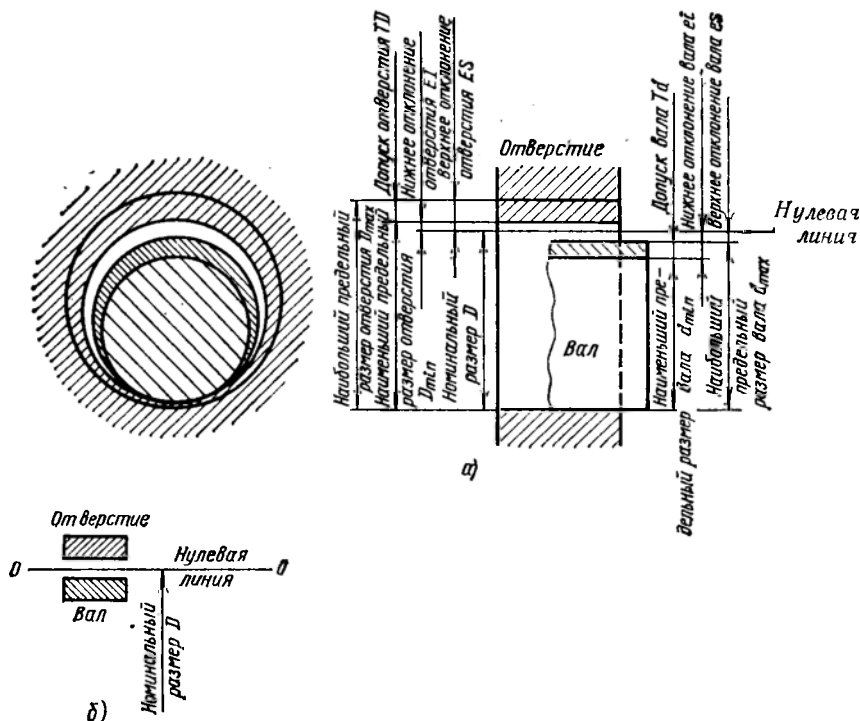


Рис. 1.1. Поля допусков отверстия и вала при посадке с зазором (отклонения отверстия положительные, отклонения вала отрицательны)

Предельные размеры детали — два предельно допускаемых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали. Больший из них называют **наибольшим предельным размером**, меньший — **наименьшим предельным размером**. Обозначим их $D_{\max}$ и $D_{\min}$ для отверстия, $d_{\max}$ и $d_{\min}$ — для вала (рис. 1.1, а). Сравнение действительного размера с предельными дает возможность судить о годности детали.

ГОСТ 25346—82 устанавливает понятия проходного и непроходного пределов размера. **Проходной предел** — термин, применяемый к тому из двух предельных размеров, который соответствует максимальному количеству материала, а именно верхнему пределу для вала и нижнему пределу для отверстия (при применении предельных калибров речь идет о предельном размере, проверяемом проходным калибром). **Непроходной предел** — термин, применяемый к тому из двух предельных размеров, который соответствует минимальному количеству материала, а именно нижнему пределу для вала и верхнему пределу для отверстия (при применении предельных калибров речь идет о предельном размере, проверяемом непроходным калибром).

Чтобы гарантировать в наибольшей практически достижимой степени выполнение функциональных требований системы допусков

и посадок, *предельные размеры на предписанной длине* должны быть истолкованы следующим образом. Для *отверстия* диаметр наибольшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть вписан в отверстие так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками поверхности (размер сопрягаемой детали идеальной геометрической формы, прилегающей к отверстию без зазора), не должен быть меньше, чем проходной предел размера. Дополнительно наибольший диаметр в любом месте отверстия не должен превышать непроходного предела размера. Для *валов* диаметр наименьшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть описан вокруг вала так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками поверхности (размер сопрягаемой детали идеальной геометрической формы, прилегающей к валу без зазора), не должен быть больше, чем проходной предел размера. Дополнительно минимальный диаметр в любом месте вала не должен быть меньше непроходного предела размера.

Для упрощения чертежей введены предельные отклонения от номинального размера: *верхнее предельное отклонение* ES, es — алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами; *нижнее предельное отклонение* EI, ei — алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами. Для отверстия $ES = D_{\max} - D$; $EI = D_{\min} - D$; для вала $es = d_{\max} - D$; $ei = d_{\min} - D$ (см. рис. 1.1, а). Действительным отклонением называют алгебраическую разность между действительным и номинальным размерами. Отклонение является положительным, если предельный или действительный размер больше номинального, и отрицательным, если указанные размеры меньше номинального.

На машиностроительных чертежах номинальные и предельные линейные размеры и их отклонения проставляют в миллиметрах без указания единицы (ГОСТ 2.307—68), например $42^{+0,003}_{-0,013}$; $42^{+0,013}_{-0,024}$; $50^{+0,070}_{-0,109}$; $42^{+0,11}_{-0,025}$, угловые размеры и их предельные отклонения — в градусах, минутах или секундах с указанием единицы, например $0^{\circ} 30' 40''$. Предельные отклонения в таблицах допусков указывают в микрометрах. При равенстве абсолютных значений отклонений их указывают один раз со знаком $\pm$ рядом с номинальным размером, например $60 \pm 0,2$; $120^{\circ} \pm 20^{\circ}$. Отклонение, равное нулю, на чертежах не проставляют, наносят только одно отклонение — положительное на месте верхнего или отрицательное на месте нижнего предельного отклонения, например $200_{-0,2}$; $200^{+0,2}$.

Допуском T (от лат. *Tolerance* — допуск) называют разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми значениями того или иного параметра. Допуск T размера — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютное значение алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями. Допуск всегда положителен. Он определяет допускаемое поле рассеяния действительных размеров годных деталей в партии, т. е. заданную точность изготовления. С увеличением допуска ка-

чество изделий, как правило, ухудшается, но стоимость изготовления уменьшается.

Для упрощения допуски можно *изображать графически в виде полей допусков* (рис. 1.1, б). При этом ось изделия (на рис. 1.1, б не показана) всегда располагают под схемой. *Поле допуска* — поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поля допуска определяются значением допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии. *Нулевая линия* — линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладывают отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок. Если нулевая линия расположена горизонтально, положительные отклонения откладывают вверх от нее, а отрицательные — вниз.

Две или несколько подвижно или неподвижно соединяемых деталей называют *сопрягаемыми*. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называют *сопрягаемыми*. Остальные поверхности называют *несопрягаемыми (свободными)*. В соответствии с этим различают размеры сопрягаемых и несопрягаемых (свободных) поверхностей. В соединении деталей, входящих одна в другую, есть охватывающие и охватываемые поверхности.

✓ *Вал* — термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов (поверхностей) деталей. *Отверстие* — термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов (поверхностей) деталей. Термины отверстие и вал относятся не только к цилиндрическим деталям круглого сечения, но и к элементам деталей другой формы, например ограниченным двумя параллельными плоскостями (паз, шпонка). *Основной вал* — вал, верхнее отклонение которого равно нулю ($es = 0$). *Основное отверстие* — отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю ($EI = 0$). Допуски размеров охватывающей и охватываемой поверхностей сокращенно назовем соответственно допуском отверстия TD и допуском вала Td .

✓ *Посадкой* называют характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному смещению.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадка может быть: с зазором (см. рис. 1.1), с натягом или переходной, при которой возможно получение как зазора, так и натяга. Схемы полей допусков для разных посадок даны на рис. 1.2. *Зазор S* — разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала. Зазор обеспечивает возможность относительного перемещения собранных деталей. *Наибольший, наименьший и средний зазоры* определяют по формулам

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}; \quad S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}; \quad S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2.$$

✓ *Натяг N* — разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Натяг обеспечивает взаим-

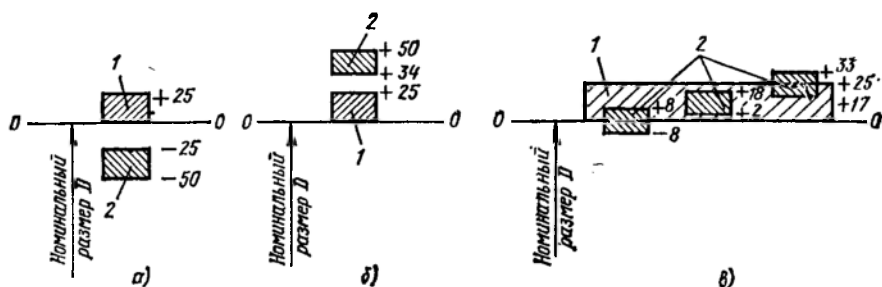


Рис. 1.2. Поля допусков отверстия 1 и вала 2 (отклонения даны для диаметра 40 мм)

ную неподвижность деталей после их сборки. *Наибольший, наименьший и средний натяги* определяют по формулам

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; \quad N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}; \quad N_m = (N_{\max} - N_{\min})/2.$$

✓ *Посадка с зазором* — посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала, рис. 1.2, а). К посадкам с зазором относятся также посадки, в которых нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала, т. е. $S_{\min} = 0$.

Посадка с натягом — посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении (поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала, рис. 1.2, б).

Переходная посадка — посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью, рис. 1.2, в).

✓ *Допуск посадки* — разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми зазорами (допуск зазора TS в посадках с зазором) или наибольшим и наименьшим допускаемыми натягами (допуск натяга TN в посадках с натягом): $TS = S_{\max} - S_{\min}$; $TN = N_{\max} - N_{\min}$.

В переходных посадках допуск посадки — сумма наибольшего натяга и наибольшего зазора, взятых по абсолютному значению. Для всех типов посадок допуск посадки численно равен сумме допусков отверстия и вала, т. е. $TS (TN) = TD + Td$.

Пример обозначения посадки: 40H7/g6 (или 40H7—g6 или $40 \frac{H7}{g6}$), где 40 — номинальный размер в мм, общий для отверстия и вала.

Пример. Определить предельные размеры, допуски, зазоры и натяги в соединениях при посадке с зазором, натягом и переходной. Предельные отклонения (см. рис. 1.2) взяты по ГОСТ 25346—82 и для отверстий остаются неизменными для всех приводимых в примере посадок.

Отверстие: номинальный размер 40 мм; $ES = 0$; $ES = +25$ мкм; $D_{\min} = 40$ мм; $D_{\max} = 40,000 + 0,025 = 40,025$ мм; $TD = 40,025 - 40,000 = 0,025$ мм.

Для посадки с зазором ($\varnothing 40 \text{ H7/f7}$):

Вал

$$\begin{aligned} & \text{номинальный размер } 40 \text{ мм;} \\ & ei = -50 \text{ мкм;} \quad es = -25 \text{ мкм;} \\ & d_{\min} = 40,000 - 0,050 = 39,950 \text{ мм;} \\ & d_{\max} = 40,000 - 0,025 = 39,975 \text{ мм;} \\ & Td = 39,975 - 39,950 = 0,025 \text{ мм;} \end{aligned}$$

Соединение

$$\begin{aligned} & \text{номинальный размер } 40 \text{ мм;} \\ & S_{\max} = 40,025 - 39,950 = 0,075 \text{ мм;} \\ & S_{\min} = 40,000 - 39,975 = 0,025 \text{ мм;} \\ & TS = 0,075 - 0,025 = 0,050 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для посадки с натягом ($\varnothing 40 \text{ H7/r6}$):

Вал

$$\begin{aligned} & \text{номинальный размер } 40 \text{ мм;} \\ & ei = +34 \text{ мкм;} \quad es = +50 \text{ мкм;} \\ & d_{\min} = 40,000 + 0,034 = 40,034 \text{ мм;} \\ & d_{\max} = 40,000 + 0,050 = 40,050 \text{ мм;} \\ & Td = 40,050 - 40,034 = 0,016 \text{ мм;} \end{aligned}$$

Соединение

$$\begin{aligned} & \text{номинальный размер } 40 \text{ мм;} \\ & N_{\max} = 40,050 - 40,000 = 0,050 \text{ мм;} \\ & N_{\min} = 40,034 - 40,025 = 0,009 \text{ мм;} \\ & TN = 0,050 - 0,009 = 0,041 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для переходной посадки ($\varnothing 40 \text{ H7/k6}$):

Вал

$$\begin{aligned} & \text{номинальный размер } 40 \text{ мм;} \\ & ei = +2 \text{ мкм;} \quad es = +18 \text{ мкм;} \\ & d_{\min} = 40,000 + 0,002 = 40,002 \text{ мм;} \\ & d_{\max} = 40,000 + 0,018 = 40,018 \text{ мм;} \\ & Td = 40,018 - 40,002 = 0,016 \text{ мм;} \end{aligned}$$

Соединение

$$\begin{aligned} & \text{номинальный размер } 40 \text{ мм;} \\ & S_{\max} = 40,025 - 40,002 = 0,023 \text{ мм;} \\ & N_{\max} = 40,018 - 40,000 = 0,018 \text{ мм;} \\ & TN = 0,018 + 0,023 = 0,041 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Вследствие неточности технологического оборудования, погрешностей и износа инструмента и приспособлений, силовой и температурной деформаций системы станок—приспособление—инструмент—деталь (СПИД), а также из-за ошибок рабочего и других причин действительные значения геометрических, механических и других параметров деталей и изделий могут отличаться от расчетных (заданных), т. е. могут иметь погрешность. *Погрешность* Δ_x — это разность между действительным значением x_r и расчетным $x_{\text{расч}}$ размерами:

$$\Delta_x = x_r - x_{\text{расч}} \quad (1.1)$$

Расчетным размером для валов считают наибольший предельный размер, для отверстия — наименьший предельный размер, т. е. проходной предел. При таком условии годный вал может иметь только отрицательные погрешности, не превышающие по абсолютному значению допуск, годные отверстия — только положительные и также не превышающие допуск. Для расчетов, в которых используют теоретико-вероятностные методы, за расчетный размер целесообразно принимать средний из предельных размеров, т. е. размер, соответствующий середине поля допуска. В этом случае предельные допускаемые погрешности равны по абсолютному значению половине допуска. *Точностью изготовления* называют степень приближения действительных значений геометрических и других параметров деталей и изделий к их заданным значениям, указанным в чертежах или технических требованиях. Необходимо различать *нормированную точность деталей, узлов и изделий*, т. е. совокупность допускаемых отклонений от расчетных значений геометрических и других

параметров, и *действительную точность*, т. е. совокупность действительных отклонений, определенных в результате измерения (с допускаемой погрешностью). *Достичь заданной точности* — значит изготовить детали и собрать механизм так, чтобы погрешности геометрических, электрических и других параметров находились в установленных пределах.

При определении действительных зазоров за действительный размер отверстия целесообразно принимать диаметр вписанного в действительную поверхность цилиндра, т. е. наименьший размер, а для вала — диаметр описанного цилиндра, т. е. наибольший из размеров в разных сечениях детали. Однако для прецизионных машин и приборов следует учитывать характер отклонений формы деталей. Для деталей, образующих посадки с натягом, характер соединения определяется средним из размеров, полученных при измерении детали в нескольких сечениях и в разных направлениях, который и принимается за действительный размер.

1.3. ЕДИНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ДРУГИХ ИЗДЕЛИЙ

Согласно ГОСТ 25346—82 (СТ СЭВ 145—75), ГОСТ 25347—82 (СТ СЭВ 144—75), ГОСТ 25348—82 (СТ СЭВ 177—75) в системе ИСО и ЕСДП установлены допуски и посадки для размеров менее 1 мм и до 500 мм, свыше 500 до 3150 мм, а в ЕСДП также для размеров свыше 3150 до 10 000 мм. В ЕСДП поля допусков для размеров менее 1 мм выделены отдельно.

Системой допусков и посадок называют совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, дает возможность стандартизовать режущие инструменты и калибры, облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости изделий и их частей, а также обуславливает повышение их качества. В нашей стране ранее применяли системы допусков и посадок, оформленные рядом общесоюзных (ОСТ) и государственных (ГОСТ) стандартов.

В настоящее время большинство стран мира применяет системы допусков и посадок ИСО. Системы ИСО созданы для унификации национальных систем допусков и посадок с целью облегчения международных технических связей в металлообрабатывающей промышленности. Включение международных рекомендаций ИСО в национальные стандарты создает условия для обеспечения взаимозаменяемости однотипных деталей, составных частей и изделий, изготовленных в разных странах. Страны — члены СЭВ перешли на единую систему допусков и посадок (ЕСДП) и основные нормы взаимозаменяемости, которые базируются на стандартах и рекомендациях ИСО. ЕСДП распространяется на допуски размеров гладких

элементов деталей и на посадки, образуемые при соединении этих деталей. Основные нормы взаимозаменяемости включают системы допусков и посадок на резьбы, зубчатые передачи, конуса и др. Переход вызван необходимостью развития специализации и кооперирования промышленности стран — членов СЭВ, развития международной торговли и устранения технических препятствий этому как в рамках СЭВ, так и вне его. Это обеспечивает также повышение конкурентоспособности продукции стран — членов СЭВ на мировом рынке. *Внедрение в СССР стандартов СЭВ осуществляется через ГОСТы*, которые соответствуют аналогичным стандартам СЭВ, в настоящее время международная торговля и научно-технические связи СССР с другими государствами все более расширяются, в связи с чем в СССР внедряются системы допусков и посадок ИСО. Так, на Волжском автомобильном заводе в г. Тольятти автомобили «Жигули» выпускаются в основном с применением системы допусков и посадок ИСО. Кроме того, наша страна использует рекомендации других международных организаций, основанные на этой системе, например рекомендации МЭК — Международной электротехнической комиссии, которая является отделом ИСО.

Система допусков и посадок ИСО и ЕСДП для типовых деталей машин построены по единым принципам. Предусмотрены посадки в системе отверстия (СА) и в системе вала (СВ) (рис. 1.3). *Посадки в системе отверстия* — посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (рис. 1.3, а), которое обозначают Н. *Посадки в системе вала* — посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (рис. 1.3, б), который обозначают н.

Для всех посадок в системе отверстия нижнее отклонение отверстия $EI = 0$, т. е. нижняя граница поля допуска основного отверстия, всегда совпадает с нулевой линией. Для всех посадок в системе вала верхнее отклонение основного вала $es = 0$, т. е. верхняя граница поля допуска вала всегда совпадает с нулевой линией. Поле допуска основного отверстия откладывают вверх, поле допуска основного вала — вниз от нулевой линии, т. е. в материал детали.

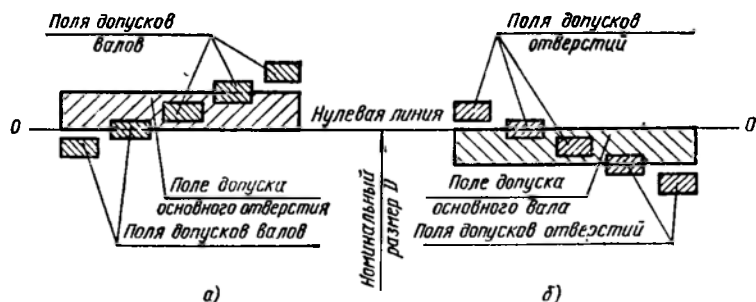


Рис. 1.3. Примеры расположения полей допусков для посадок в системе отверстия (а) и в системе вала (б)

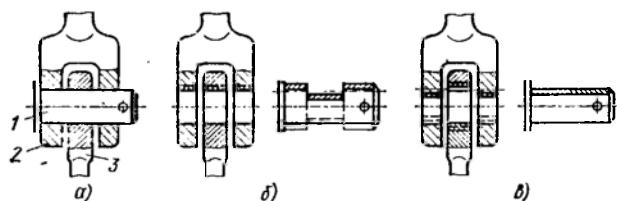


Рис. 1.4. Шарнирное соединение вилки с тягой (форма валика и расположение полей допусков для наглядности показаны утрированно)

Такую систему допусков называют односторонней предельной. Характер одноименных посадок (т. е. предельные зазоры и натяги) в системе отверстия и в системе вала примерно одинаков. Выбор систем отверстия и вала для той или иной посадки определяется конструктивными, технологическими и экономическими соображениями.

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

Однако в некоторых случаях по конструктивным соображениям приходится применять систему вала, например, когда требуется чередовать соединения нескольких отверстий одинакового номинального размера, но с различными посадками на одном валу. На рис. 1.4, а показано соединение, имеющее подвижную посадку валика 1 с тягой 3 и неподвижную — с вилкой 2, которое целесообразно выполнять по системе вала (рис. 1.4, в), а не по системе отверстия (рис. 1.4, б). Систему вала также выгоднее применять, когда детали типа тяг, осей, валиков могут быть изготовлены из точных холоднотянутых прутков без механической обработки их наружных поверхностей. При выборе системы посадок необходимо также учитывать допуски на стандартные детали и составные части изделий. Например, вал для соединения с внутренним кольцом подшипника качения всегда следует изготавливать по системе отверстия, а гнездо в корпусе для установки подшипника — по системе вала.

Для построения систем допусков устанавливают *единицу допуска i (I)*, которая, отражая влияние технологических, конструктивных и метрологических факторов, выражает зависимость допуска от номинального размера, ограничиваемого допуском, и является мерой точности. На основании исследований точности механической обработки цилиндрических деталей из металла для системы ИСО и ЕСПД установлены следующие единицы допуска:

для размеров до 500 мм

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D; \quad (1.2)$$

для размеров свыше 500 до 10 000 мм

$$I = 0,004D + 2,1, \quad (1.3)$$

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

Второй член в уравнении (1.2) учитывает погрешность измерения.

Допуск для любого квалитета

$$T = ai, \quad (1.4)$$

где a — число единиц допуска, зависящее от квалитета и не зависящее от номинального размера.

В каждом изделии детали разного назначения изготавливают с различной точностью. Для нормирования требуемых уровней точности установлены квалитеты (степеней точности для резьбовых соединений, зубчатых передач и др.) изготовления деталей и изделий. Под *квалитетом* (по аналогии с франц. qualite — качество) понимают совокупность допусков, характеризующих постоянной относительной точностью (определяемой коэффициентом a) для всех номинальных размеров данного диапазона (например, от 1 до 500 мм). Точность в пределах одного квалитета зависит только от номинального размера. В ЕСПД установлено 19 квалитетов: 01, 0, 1, 2, ..., 17 (самые точные квалитеты 01 и 0 введены после введения квалитета 1). Квалитет определяет допуск на изготовление, а следовательно, и соответствующие методы и средства обработки и контроля деталей машин. Формулы (1.2)—(1.4) предназначены для определения допусков квалитетов 5—17. Число единиц допуска a для этих квалитетов соответственно равно: 7, 10, 16, 25, 40, 64, 100, 160, 250, 400, 640, 1000 и 1600. Значение a для квалитетов 6 и грубее образует геометрическую прогрессию со знаменателем $\phi = 1,6$. Это значит, что при переходе от одного квалитета к следующему, более грубому, допуски возрастают на 60 %. Через каждые пять квалитетов допуски увеличиваются в 10 раз. В квалитетах точнее 5 допуски ИТ (от сокр. ISO Tolerance — допуск ИСО) определяют по формулам: $IT01 = 0,3 + 0,008D$; $IT0 = 0,5 + 0,012D$; $IT1 = 0,8 + 0,020D$; $IT3 = \sqrt{IT1 \cdot IT5}$; $IT2 = \sqrt{IT1 \cdot IT3}$; $IT4 = \sqrt{IT3 \cdot IT5}$, где допуск — в мкм; D — в мм.

Для размеров менее 1 мм допуски по квалитетам 14—17 не назначают.

Для каждого квалитета по формуле (1.4) построены *ряды допусков*, в каждом из которых различные размеры имеют одинаковую относительную точность, определяемую соответствующим значением a .

Для построения рядов допусков каждый из диапазонов размеров, в свою очередь, разделен на несколько *интервалов*. Для номинальных размеров от 1 до 500 мм установлено 13 интервалов: до 3,

свыше 3 до 6, свыше 6 до 10 мм, ..., свыше 400 до 500 мм. Для полей, образующих посадки с большими зазорами или натягами, введены дополнительные промежуточные интервалы, что уменьшает колебание зазоров и натягов и делает посадки более определенными. Для всех размеров, объединенных в один интервал, например для размеров свыше 6 до 10 мм, значения допусков приняты одинаковыми, поскольку назначать допуск для каждого номинального размера нецелесообразно — таблицы допусков в этом случае получились бы громоздкими, а сами допуски для смежных размеров отличались бы один от другого незначительно.

В формулы (1.2) и (1.3) для определения допусков и отклонений в системе ИСО и ЕСПД подставляют среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала:

$$D = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}. \quad (1.5)$$

Для интервала до 3 мм принимают $D = \sqrt{3}$.

Диаметры по интервалам распределены так, чтобы допуски, подсчитанные по крайним значениям в каждом интервале, отличались от допусков, подсчитанных по среднему значению диаметра в том же интервале, не более чем на 5—8 %.

Допуски и отклонения, устанавливаемые стандартами, относятся к деталям, размеры которых определены при *нормальной температуре*, которая во всех странах принята равной $+20^\circ\text{C}$ (ГОСТ 9249—59). Такая температура принята как близкая к температуре рабочих помещений машиностроительных и приборостроительных заводов. Градуировку и аттестацию всех линейных и угловых мер и измерительных приборов, а также точные измерения следует выполнять при нормальной температуре, отступления от нее не должны превышать допускаемых значений [ГОСТ 8.050—73 (СТ СЭВ 1155—78)]. Температура детали и измерительного средства в момент контроля должна быть одинаковой, что может быть достигнуто совместной выдержкой детали и измерительного средства в одинаковых условиях (например, на чугунной плите).

Погрешность измерения может возникнуть также и от местного нагрева. Например, под действием тепла руки контролера в течение 15 мин размер скобы для проверки валов диаметром 175 мм изменяется на 8 мкм, а скобы для проверки валов диаметром 280 мм — на 11 мкм. В связи с этим необходимо применять тепловую изоляцию для средств измерения (например, термоизолирующие накладки и ручки для скоб) или термоизолирующие перчатки для контролеров.

В отдельных случаях погрешность измерения, вызванную отклонением от нормальной температуры и разностью температурных коэффициентов линейного расширения материалов детали и измерительного средства, можно компенсировать введением поправки, равной погрешности, взятой с обратным знаком. Температурную погрешность Δl приближенно определяют по формуле

$$\Delta l = l (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2), \quad (1.6)$$

где l — измеряемый размер, мм; α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материалов детали и измерительного средства, $^{\circ}\text{C}^{-1}$; $\Delta t_1 = t_1 - 20^{\circ}\text{C}$ — разность между температурой детали t_1 и нормальной температурой; $\Delta t_2 = t_2 - 20^{\circ}\text{C}$ — разность между температурой измерительного средства t_2 и нормальной температурой.

Если температура детали и средства измерения одинакова, но не равна 20°C , также неизбежны ошибки вследствие разности температурных коэффициентов линейного расширения детали и измерительного средства. В этом случае (т. е. при $\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t$) погрешность

$$\Delta l \approx l \Delta t (\alpha_1 - \alpha_2). \quad (1.7)$$

Если температура воздуха в цехе, детали и измерительного средства выравнены и равны 20°C , температурная погрешность измерения отсутствует при любой разности температурных коэффициентов линейного расширения, так как при $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0$ $\Delta l = 0$.

Формулы (1.6) и (1.7) являются приближенными, так как из-за сложности конфигурации деталей их деформация при изменении температуры не подчиняется линейному закону. Таким образом, для устранения температурных погрешностей необходимо соблюдать нормальный температурный режим в помещениях измерительных лабораторий, инструментальных, механических и сборочных цехов, вводя в них кондиционирование воздуха.

1.4. ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

Проведенные исследования и опыт промышленности показывают, что изготовление деталей и сборочных единиц с точно установленными геометрическими, механическими, электрическими и другими функциональными параметрами при оптимальной их точности и оптимальном качестве поверхности, создание гарантированного запаса работоспособности машин и приборов позволяет обеспечить взаимозаменяемость всех однотипных изделий, выпускаемых заводом, по их эксплуатационным показателям, т. е. по показателям качества функционирования (производительности, точности и др.). Обеспечение взаимозаменяемости машин и других изделий по оптимальным эксплуатационным показателям (ЭКП) является основным принципом взаимозаменяемости в машиностроении. Взаимозаменяемость, при которой обеспечивается работоспособность изделий с оптимальными и стабильными (в заданных пределах) во времени ЭКП или с оптимальными показателями качества функционирования для сборочных единиц и взаимозаменяемость их по этим показателям, называют *функциональной*.

Функциональными являются геометрические, электрические, механические и другие параметры, влияющие на эксплуатационные показатели машин и других изделий или служебные функции сборочных единиц. Например, от зазора между поршнем и цилиндром (функционального параметра) зависит мощность двигателей (экс-

плуатационный показатель), а в поршневых компрессорах — массовая и объемная производительности. Эти параметры названы функциональными, чтобы подчеркнуть их связь со служебными функциями сборочных единиц и ЭКП изделий. Связь их с эксплуатационными показателями может быть как функциональной, так и случайной.

Чтобы получить наибольшую эффективность взаимозаменяемости, т. е. добиться функциональной взаимозаменяемости, необходимо при конструировании, производстве и эксплуатации машин и других изделий учитывать следующий комплекс научно-технических исходных положений, объединяемых понятием *принцип функциональной взаимозаменяемости*.

Исходные положения, используемые при конструировании изделий.

1. Эксплуатационные показатели машин и других изделий определяются уровнем и стабильностью характеристик рабочего процесса; размерами, формой и другими геометрическими параметрами деталей и сборочных единиц; уровнем механических, физических и химических свойств материалов, из которых изготовлены детали, и другими факторами. Неизбежные погрешности параметров и изменения свойств материалов влияют на параметры рабочего процесса и эксплуатационные показатели машин, поэтому для ответственных деталей и составных частей взаимозаменяемость необходимо обеспечивать не только по размерам, форме и другим геометрическим параметрам, показателям механических свойств материала (особенно поверхностного слоя деталей), но и по электрическим, гидравлическим, оптическим, химическим и другим функциональным параметрам (в зависимости от принципа действия машины).

2. Очень важно обеспечивать однородность исходного сырья, материалов, заготовок и полуфабрикатов по химическому составу и структуре, равный уровень и стабильность механических, физических и химических свойств, а также точность и стабильность их размеров и форм.

3. Функциональную взаимозаменяемость обеспечивают на стадии проектирования изделий. Для этого в первую очередь необходимо уточнить номинальные значения их эксплуатационных показателей и определить исходя из назначения, требований к надежности и безопасности допускаемые отклонения эксплуатационных показателей изделий, которые они будут иметь в конце установленного срока работы. Разность между этими показателями у новых изделий и в конце срока эксплуатации составляет их допуск. Есть и другой путь решения этой задачи — обобщение опыта эксплуатации и проведение экспериментальных испытаний моделей, макетов или образцов. Важно установить основные составные части машины, от которых в первую очередь зависят ее эксплуатационные показатели; составить перечень деталей и составных частей, определяющих долговечность изделия в целом. Затем для данной категории деталей и составных частей изделия выбирают конструктивные формы, материалы, технологию изготовления и устанавливают качество по-

верхности, которые обеспечат максимальный срок их службы, точность и другие характеристики.

4. При конструировании необходимо выявить функциональные параметры, от которых главным образом зависят значения и допускаемый диапазон отклонений эксплуатационных показателей машины. Теоретически и экспериментально на макетах, моделях и опытных образцах следует установить возможные изменения функциональных параметров во времени (в результате износа, пластической деформации, термоциклических воздействий, изменения структуры и старения материала, коррозии и т. д.), найти связь и степень влияния этих параметров и их отклонений на эксплуатационные показатели нового изделия и в процессе его длительной эксплуатации. Зная эти связи и допуски на эксплуатационные показатели изделий, можно определить допускаемые отклонения функциональных параметров и рассчитать посадки для ответственных соединений. Применяют и другой метод: используя установленные связи, определяют отклонения эксплуатационных показателей при выбранных допусках функциональных параметров. При расчете точности функциональных параметров необходимо создавать *гарантированный запас работоспособности изделий*, который обеспечит сохранение эксплуатационных показателей к концу срока их эксплуатации в заданных пределах. Необходимо также проводить оптимизацию допусков, устанавливая меньшие допуски для функциональных параметров, погрешности которых наиболее сильно влияют на эксплуатационные показатели изделий. Установление связей эксплуатационных показателей с функциональными параметрами и независимое изготовление деталей и составных частей по этим параметрам с точностью, определенной исходя из допускаемых отклонений эксплуатационных показателей изделий в конце срока их службы, — *одно из главных условий обеспечения функциональной взаимозаменяемости*.

Простым примером расчета допускаемой погрешности на основе эксплуатационных требований является определение допускаемого отклонения угла конуса α в неподвижных конических соединениях. Основное эксплуатационное требование для них — большой момент трения $M_{тр}$ в соединении (для конусов шпинделей точных станков, разверток, хвостовых долбяков и других соединений) необходимо учитывать также требования к точности центрирования осей соединяемых деталей). При заданных размерах конусных деталей и осевой силе момент $M_{тр}$ зависит от точности совпадения углов наружного и внутреннего конусов и отклонений от их правильной формы.

Установлено, что момент трения $M_{тр}$ уменьшается в среднем на 4 % на каждую угловую минуту отрицательной и на 2 % положительной разности $\Delta\alpha$ (погрешности) между углами конуса вала и втулки в пределах первых $10'$ (рис. 1.5), т. е. при разности углов наружного и внутреннего конусов, равной $+10'$, передаваемый момент трения на 20 % больше, чем при разности углов $-10'$. Это объясняется тем, что при касании конусов по большому диаметру погрешности их углов легче компенсируются за счет увеличения зоны контакта. При таком контакте радиальное биение конусов

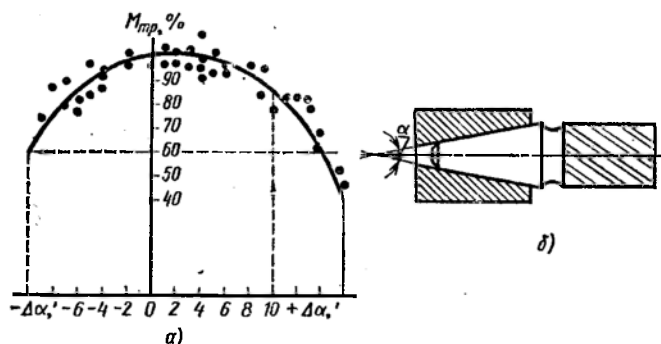


Рис. 1.5. Зависимость момента трения $M_{тр}$ от погрешностей углов конусов (а) в неподвижных конических соединениях (б)

меньше, чем при контакте по меньшему диаметру. Зная указанную зависимость, конструктор может обоснованно устанавливать точность изготовления конусов деталей машин и инструментов исходя из служебного назначения конусных соединений.

Аналогичный пример приведен в табл. 1.1.

5. При конструировании изделий необходимо шире применять общетехнические нормы, унифицированные и стандартизованные детали и сборочные единицы, а также руководствоваться принципами

1.1. Влияние зазора (функционального параметра) в сопряжении поршень—цилиндр на эксплуатационные показатели компрессора 2АВ-8 [19]

Эксплуатационный показатель или появляющийся дефект	Зазор, мм	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Изменения эксплуатационного показателя
Удельная массовая производительность	0,1	480—960	Принята за 100 %
	0,7	480	Уменьшилась на 10 %
	1,1	960	» на 3—5 %
		480	» на 20—25 %
		720	» на 10—12 %
Индикаторная мощность	0,1	480—960	Принята за 100 %
	0,7	480—960	Уменьшилась на 2—3 %
	1,1	480—960	» на 10—15 %
Расход масла ХА	0,1	720	Расход масла 35 г/ч
	0,7	720	Увеличился до 170 г/ч
	0,9	720	» до 190 г/ч
Стук поршня о зеркало цилиндра	0,1	480—960	Стука не наблюдалось
	0,7	480—720	Появление стука
	0,9—1,1	480—960	Значительный стук и ускоренное изнашивание цилиндра

предпочтительности и агрегатирования, так как в современных условиях без этого невозможно обеспечить высокое качество изделий и экономичность производства.

6. Для обеспечения взаимозаменяемости ответственных деталей по шероховатости, форме и расположению их поверхностей эти параметры следует выбирать так, чтобы износ деталей был минимальным, а эксплуатационные качества — оптимальными.

7. При конструировании необходимо учитывать требования технологичности и предусматривать возможность выбора для проверки точностных параметров деталей, сборочных единиц и изделия такой схемы измерения, которая не вносила бы дополнительных погрешностей и позволяла применять простые и надежные универсальные или существующие специальные измерительные средства.

Таким образом, разработка чертежей и технических требований с указанием точности размеров и других параметров деталей, сборочных единиц и изделий, обеспечивающей их высокое качество, является первой составной частью принципа взаимозаменяемости, выполняемой в процессе конструирования изделий. Для лучшей увязки конструктивных, технологических и метрологических требований и обеспечения возможности применения прогрессивной технологии изготовления деталей, сборки машин и приборов в разработке чертежей и технических условий обычно участвуют технологи и метрологи. Рабочий чертеж, в котором указаны точностные требования, является исходным и директивным документом, по которому проектируют и контролируют технологические процессы, а также проверяют точность деталей, составных частей и готовой продукции.

Исходные положения, используемые при производстве изделий.

1. Для соблюдения взаимозаменяемости необходимо при изготовлении деталей и сборке изделий строго выдерживать нормированную точность функциональных параметров.

2. Для создания большого запаса работоспособности машин для ответственных функциональных параметров целесообразно обеспечить выполнение условия

$$T_F > T_r, \quad (1.8)$$

где T_F — допуск параметра, устанавливаемый исходя из эксплуатационных требований; T_r — технологический допуск, обеспечиваемый при принятом технологическом процессе.

3. Большое значение для осуществления взаимозаменяемости и достижения высокого качества изделий имеют точность оборудования, инструмента и технологической оснастки, а также их профилактический контроль. Точность оборудования и оснастки должна быть несколько выше требуемой точности изготавливаемых деталей и составных частей, т. е. необходимо иметь запас точности.

4. Для ответственных деталей необходимо создавать оптимальное качество поверхности (см. гл. 8).

5. Для обеспечения взаимозаменяемости и высокого качества машин и других изделий необходимо, чтобы технологические и изме-

рительные базы совпадали с конструктивными, т. е. нужно соблюдать принцип единства баз. Кроме того, схема измерения должна соответствовать схеме рабочих движений детали в механизме. Это требование удовлетворяется, например, при однопрофильном контроле зубчатых колес. Необходимо также соблюдать принципы и рекомендации, изложенные в гл. 6.

Исходные положения, используемые при эксплуатации изделий. Важной составной частью осуществления принципа взаимозаменяемости, обуславливающего долговечную и экономичную работу изделий, является определение необходимого комплекта запасных частей (деталей и сборочных единиц), которые обеспечивали бы быструю замену в процессе эксплуатации износившихся или поломанных деталей или сборочных единиц, сохраняя требуемую работоспособность машины в течение длительного времени. Для этого должен быть проведен анализ и выявлены «слабые места» изделия, т. е. найдены детали и сборочные единицы, в наибольшей мере подверженные износу и влияющие на эксплуатационные показатели. В процессе эксплуатации необходимо тщательно контролировать работу машины и особое внимание уделять наиболее «слабым» элементам.

Ремонт износившихся частей машин и других изделий целесообразно производить на специальных ремонтных заводах путем их замены годными частями.

Итак, для практического осуществления принципа функциональной взаимозаменяемости изделий необходима четкая система конструкторской, технологической, метрологической и эксплуатационной документации.

Особенно важно обеспечивать функциональную взаимозаменяемость деталей и изделий, получаемых безотходной технологией, при которой механическая обработка сведена к минимуму. Это увеличит эффективность безотходной технологии не только в отношении экономии материалов, но и резкого повышения производительности труда и качества продукции.

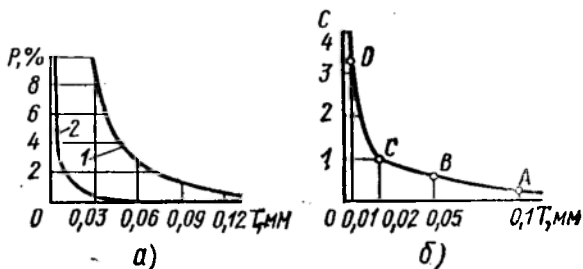
1.5. ПРИНЦИПЫ ВЫБОРА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

В настоящее время применяют три метода выбора допусков и посадок.

1. **Метод прецедентов (метод аналогов)** заключается в том, что конструктор отыскивает в одноптипных или других машинах, ранее сконструированных и находящихся в эксплуатации, случаи применения сборочной единицы, подобной проектируемой, и назначает такие же или аналогичные допуск и посадку.

2. **Метод подобия** по существу является развитием метода прецедентов. Он возник в результате классификации деталей машин по конструктивным и эксплуатационным признакам и выпуска справочников с примерами применения посадок. Для выбора допусков и посадок этим методом устанавливают аналогично конструктивных признаков и условий эксплуатации проектируемой сбороч-

Рис. 1.6. Зависимости вероятности появления брака (а) и относительной себестоимости (б) от допуска при холодном волочении (А), обтачивании на токарном станке (В), обтачивании и шлифовании (С), обтачивании, шлифовании и притирке (D)



ной единицы с признаками, указанными в справочниках. Однако в указанных материалах конструктивные и эксплуатационные показатели классифицируют часто общими выражениями, не отражающими количественных значений параметров, что затрудняет выбор посадок. Общим недостатком методов прецедентов и подобия является сложность определения признаков однотипности и подобия, возможность применения ошибочных допусков и посадок.

3. Расчетный метод является наиболее обоснованным методом выбора допусков и посадок. Выбирая этим методом качества (степени точности), допуски и посадки при проектировании машин и других изделий, стремятся удовлетворить эксплуатационно-конструктивные требования, предъявляемые к детали, сборочной единице и изделию в целом.

Для повышения надежности и точности машины иногда необходимо максимально приблизить размеры детали к расчетным. Такие конструктивные требования ограничены технологическими возможностями, а зачастую и возможностями технических измерений, к тому же они связаны в большинстве случаев с увеличением трудоемкости и стоимости изготовления и контроля деталей. По мере уменьшения допуска увеличивается вероятность появления брака (рис. 1.6, а). Особенно много брака (при прочих равных условиях) возможно при малых допусках. В этом случае (кривая 1) брака может быть настолько много, что обработка деталей данным методом становится неэкономичной и необходимо применить другую технологию изготовления, дающую большую точность (кривая 2), но повышающую себестоимость изделия. Относительная себестоимость C изготовления деталей в этих случаях по мере уменьшения допуска возрастает по гиперболе (рис. 1.6, б).

Итак, изготовление деталей с меньшим допуском приводит к повышению себестоимости. Но при этом повышается и точность сопряжений, постоянство их размеров и более высокие эксплуатационные показатели.

Изготовление деталей по расширенным допускам без точного оборудования и отделочных работ, но снижает точность и, следовательно, надежность.

В связи с этим перед конструкторами всегда стоит задача — рациональными методами расчетов, разрешить противоречия между требованиями и технологическими возможностями.

в первую очередь из выполнения эксплуатационных требований. Вместе с тем нельзя назначать предельные отклонения и допуски, проверка соблюдения которых не обеспечена достаточно точными и надежными измерительными средствами.

Гарантированный запас работоспособности машин и других изделий. Хотя при конструировании для предупреждения разрушения деталей машин (вследствие неоднородности механических свойств материала, возможных перегрузок, недостаточной точности определения расчетной нагрузки и методов расчета на прочность и др.) вводят коэффициенты запаса, тем не менее некоторые серийно изготавливаемые машины и другие изделия выходят из строя. Однако это происходит в результате не разрушения, а *потери работоспособности, вызванной снижением точности рабочих органов*. Для изделий с механическими кинематическими связями потеря точности связана с износом деталей. С потерей точности ответственных деталей, соединений и кинематических пар резко ухудшаются эксплуатационные показатели машин, приборов и других изделий, что и является причиной изъятия их из эксплуатации.

На некоторых зарубежных фирмах при изготовлении изделий разрешается использовать только часть установленного допуска. Оставшаяся часть допуска составляет необходимый запас точности. На многих заводах нашей страны стремятся к тому, чтобы для ответственных изделий создавался технологический запас точности (см. подразд. 4.4). Станкостроительные заводы нашей страны поставляют новые станки по стандартным нормам, в которых установлены отклонения, уменьшенные на 40—50 % по сравнению со стандартными нормами точности.

Для того чтобы машины, приборы и другие изделия сохраняли эксплуатационные показатели в заданных пределах к концу срока их службы (до капитального ремонта), необходим такой метод расчета допусков и посадок, который обеспечивал бы гарантированный запас точности функциональных параметров и ответственных соединений, а следовательно, и эксплуатационных показателей. Для функциональных размеров и посадок с зазором методика расчета запаса точности общая. Устанавливают максимальные допуски как на функциональные размеры несопрягаемых поверхностей (например, на диаметры сопел пневмо- и гидросистем, жиклеров карбюраторов, кондукторных втулок и т. п.), так и на посадки для ответственных соединений. Эти допуски и расположение их полей назначают исходя из допускаемых отклонений эксплуатационных показателей изделия и называют соответственно функциональным допуском размера T_F и функциональным допуском посадки с зазором T_{FS} .

Функциональный допуск T_F размера несопрягаемых поверхностей 1.7, а) равен разности между наибольшим и наименьшим значениями этого размера, определенными исходя из требуемого изменения эксплуатационных показателей изделия:

$$T_F = D_{\max F} - D_{\min F}. \quad (1.9)$$

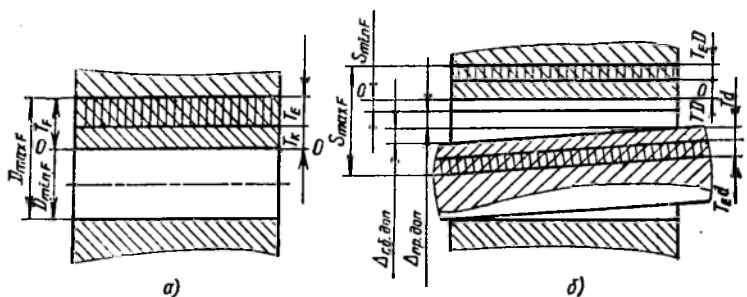


Рис. 1.7. Схема расположения полей функциональных допусков: а — размеров несопрягаемых поверхностей; б — для посадок с зазором

Функциональный допуск T_{FS} посадки с зазором равен разности между наибольшими и наименьшими допускаемыми зазорами, определенными исходя из допускаемого изменения эксплуатационных показателей машины или ее части:

$$T_{FS} = S_{\max F} - S_{\min F}. \quad (1.10)$$

Функциональные допуски T_F и T_{FS} должны быть наибольшими, но такими, при которых изделие еще будет работать с допускаемыми эксплуатационными показателями.

Допуски T_F и T_{FS} необходимо делить на две части. Первая часть допусков предназначена для создания запаса точности (например, запаса на износ), необходимого для сохранения требуемого уровня эксплуатационных показателей изделия в процессе его длительной эксплуатации. Эту часть называют *эксплуатационным допуском* и обозначают T_E и T_{ES} .

Эксплуатационный допуск зазора T_{ES} , в свою очередь, делят на эксплуатационный допуск отверстия T_{ED} и эксплуатационный допуск вала T_{Ed} . При этом учитывают скорость потери точности отверстием и валом и трудности восстановления их точности при ремонте.

Вторая часть функционального допуска посадки с зазором (рис. 1.7, б) в общем случае идет на компенсацию погрешностей изготовления деталей $\Delta_{изг}$ ($\Delta_{изг} \geq TD + Td$), погрешностей сборки $\Delta_{сб}$ и регулирования, а также на компенсацию прочих погрешностей $\Delta_{пр}$. Эту часть называют *конструктивным допуском* и обозначают T_K и T_{KS} .

Из приведенных определений следует:

для функциональных размеров несопрягаемых поверхностей

$$T_F = T_E + T_K; \quad (1.11)$$

$$T_{KS} = \Delta_{изг. доп} + \Delta_{пр. доп} \geq TD(Td) + \Delta_{пр. доп}; \quad (1.12)$$

для функционального допуска посадки с зазором

$$T_{FS} = T_{ES} + T_{KS}; \quad (1.13)$$

$$T_{ES} = T_{ED} + T_{Ed}; \quad (1.14)$$

$$T_K S = \Delta_{\text{изг. доп}} + \Delta_{\text{сб. доп}} + \Delta_{\text{пр. доп}} \geq TD + Td + \Delta_{\text{сб. доп}} + \Delta_{\text{пр. доп}}, \quad (1.15)$$

где $\Delta_{\text{изг. доп}}$, $\Delta_{\text{сб. доп}}$, $\Delta_{\text{пр. доп}}$ — допускаемые погрешности изготовления, сборки и прочие.

К прочим погрешностям (факторам) $\Delta_{\text{пр. доп}}$ в общем случае относят изменения размеров под влиянием силовых $\Delta_{\text{с. доп}}$ и температурных $\Delta_{\text{т. доп}}$ деформаций, старения $\Delta_{\text{ст}}$, влагопоглощения $\Delta_{\text{вл}}$ и других погрешностей $\Delta_{\text{др}}$, возникающих в работающем механизме или при его хранении:

$$\Delta_{\text{пр. доп}} = \Delta_{\text{с. доп}} + \Delta_{\text{т. доп}} + \Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{вл}} + \Delta_{\text{др}}. \quad (1.16)$$

Силовые и температурные деформации, возникающие в процессе изготовления деталей или сборки, входят соответственно в погрешности $\Delta_{\text{изг}}$ или $\Delta_{\text{сб}}$.

Учет погрешностей и выбор их допускаемых значений зависят от особенностей конструкции изделия и условий, в которых оно работает. Расположение допускаемых полей погрешностей $\Delta_{\text{сб}}$ и $\Delta_{\text{пр}}$ на рис. 1.7, б показано условно. При расчете посадок учитывают суммарное влияние погрешностей сборки $\Delta_{\text{сб}}$ и прочих погрешностей $\Delta_{\text{пр}}$ вала и отверстия на поле зазора, так как знаки погрешностей у соединяемых деталей могут быть различными.

После определения допускаемых значений составляющих погрешностей, для компенсации которых предназначен допуск $T_K S$, устанавливают посадку и допуски на изготовление каждой из соединяемых деталей (т. е. TD и Td). После изготовления деталей и сборки соединений должен быть обеспечен запас точности соединений, определяемый допуском $T_E S$.

Для посадок с натягом необходимо создавать эффективные запасы прочности при эксплуатации и сборке.

В настоящее время допуск на изготовление T (TD и Td) назначают для компенсации погрешностей изготовления $\Delta_{\text{изг}}$ с учетом погрешности измерения $\Delta_{\text{изм}}$. В некоторых случаях, особенно при установлении допуска на физические функциональные параметры сложных приборов, из допуска T выделяют часть допуска на компенсацию погрешностей измерения $\Delta_{\text{изм}}$, оговаривая это на чертеже.

Для обеспечения взаимозаменяемости машин по эксплуатационным показателям кроме допуска T при необходимости целесообразно назначать также допуски T_F и T_E для функциональных размеров несопрягаемых поверхностей и $T_F S$ и $T_E S$ для ответственных посадок с зазором. В инструкциях по эксплуатации изделий для ответственных деталей, имеющих функциональные размеры сопрягаемых и несопрягаемых поверхностей, полезно указать также наибольшие и наименьшие допускаемые значения этих размеров для периодического их контроля в процессе эксплуатации. Такой контроль проводят для предупреждения выхода изделий из строя вследствие быстрого износа деталей и для обеспечения их своевременной замены.

Сумма эксплуатационных допусков $T_{ED} + T_{Ed}$ в подвижных соединениях или кинематических парах определяет эксплуатацион-

ный допуск зазора, который следует рассчитывать исходя из заданной долговечности и допускаемого изменения других эксплуатационных показателей изделия.

Запас точности (работоспособности) целесообразно характеризовать коэффициентом запаса точности K_T , равным отношению допускаемой погрешности детали, соединения или машины в конце срока их эксплуатации к погрешности новой детали, составных частей или машины. Так, если радиальное биение шпинделя нового шлифовального станка равно 0,005 мм, а допускаемое биение в конце срока эксплуатации (до ремонта) станка данного класса точности составляет 0,01 мм, то $K_T = 0,01/0,005 = 2$.

Для деталей, имеющих функциональные несопрягаемые поверхности,

$$K_T = T_F/T_K. \quad (1.17)$$

Например, если для обеспечения экономичной работы двигателя внутреннего сгорания отклонения диаметра жиклера карбюратора (при заданных диаметре жиклера, вязкости жидкости, напоре, под которым происходит истечение жидкости, и постоянстве других факторов) не должны превышать 10 мкм ($T_F = 10$ мкм), причем из них 5 мкм идет на компенсацию всех погрешностей, в том числе и погрешностей изготовления ($T_K = 5$ мкм), то $K_T = T_F/T_K = 10/5 = 2$.

Для подвижных соединений коэффициент K_T равен отношению максимального допуска посадки $T_F S$ к конструктивному допуску посадки $T_K S$, который назначают для компенсации всех погрешностей, в том числе погрешностей изготовления, сборки и измерения.

Для частного случая, когда $\Delta_{сб} = \Delta_{пр} = 0$,

$$K_T = (S_{\max F} - S_{\min T})/(TD + Td). \quad (1.18)$$

Если наименьший табличный зазор $S_{\min T} > S_{\min F}$, то при вычислении коэффициента K_T по формуле (1.18) берут значение $S_{\min T}$. Коэффициент запаса точности K_T зависит от эксплуатационного назначения изделия и допускаемого снижения его начальной точности, от намечаемого срока службы, характера изменения функциональных параметров и эксплуатационных показателей в процессе работы изделий и других факторов.

Запас точности устанавливают по каждому функциональному параметру, влияющему на эксплуатационные показатели изделия, для всех машин, приборов и других изделий длительного пользования. Например, для поршневых компрессоров необходим запас точности зазора в сопряжении поршень—цилиндр, так как этот зазор влияет на производительность и удельную мощность компрессора. Если функциональный размер является одновременно замыкающим (или исходным), точность его определяется точностью составляющих размеров, входящих в соответствующую размерную цепь. Значит, необходимо создавать запас точности и для составляющих размеров, которые изменяются в процессе эксплуатации. Запас точности устанавливают также для каждого эксплуатацион-

ного показателя, характеризующего качество машины или другого изделия. Это особенно важно для металлорежущих станков и измерительных приборов. Если допускаемая погрешность измерения оптиметра при определенных условиях измерения равна 0,6 мкм действительная погрешность измерения должна быть меньше допускаемой. Например, при действительной погрешности нового оптиметра 0,4 мкм создается запас точности, характеризуемый коэффициентом $K_T = 1,5$.

При разработке норм точности, по которым выполняют окончательную приемку изделий, целесообразно устанавливать допускаемую погрешность нормируемого параметра для нового изделия и для изделия в конце срока его эксплуатации (до ремонта машины или новой юстировки прибора). Запас точности следует создавать не только по геометрическим параметрам, но и по электрическим, упругим и другим функциональным параметрам, изменяющимся в процессе работы изделия. Например, нужно предусматривать запас точности упругой характеристики чувствительных элементов приборов, длины волны резонансных электромагнитных колебаний в резонаторных системах, определяющих качество электровакуумных приборов, и т. д.

Таким образом, *установление точностных характеристик имеет не меньшее значение, чем определение самих размеров деталей путей расчета на прочность, жесткость и т. п.*

2.1 ГОСУДАРСТВЕННАЯ СИСТЕМА СТАНДАРТИЗАЦИИ [4, 10]

Основные термины и определения в области стандартизации установлены Комитетом ИСО по изучению научных принципов стандартизации (СТАКО). Эти определения приняты многими странами, в том числе и СССР.

Стандартизация — это 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 (использования) и требований безопасности. Стандартизация, основанная на объединенных достижениях науки, техники и передового опыта, определяет основу не только настоящего, но и будущего развития промышленности.

Из определения следует, что стандартизация — это плановая деятельность по установлению обязательных правил, норм и требований, выполнение которых обеспечивает экономически оптимальное качество продукции, повышение производительности общественного труда и эффективности использования материальных ценностей при соблюдении требований безопасности.

Стандарт — нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил, требований к объекту стандартизации и утвержденный компетентным органом. Стандарт, разработанный на основе достижений науки, техники, передового опыта, должен предусматривать оптимальные для общества решения. Стандарты разрабатывают как на материальные предметы (продукцию, эталоны, образцы веществ и т. п.), так и на нормы, правила, требования к объектам организационно-методического и общетехнического характера. Стандарт — это самое целесообразное решение повторяющейся задачи для достижения определенной цели. Стандарты содержат показатели, которые гарантируют возможность повышения качества продукции и экономичности ее производства, а также повышения уровня ее взаимозаменяемости.

Технические условия (ТУ) — нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс требований к конкретным изделиям, материалу и другой продукции, ее изготовлению и контролю. ТУ разрабатываются в соответствии с ГОСТ 2.115—70 и утверждаются руководством министерства (или предприятия) на срок, зависящий от нормативных сроков обновления продукции.

Для усиления роли стандартизации в техническом прогрессе, повышении качества продукции и экономичности ее производства в соответствии с постановлением СМ СССР от 11.01.1965 г. разработана и введена в действие в народном хозяйстве *Государственная система стандартизации* (ГСС). Она представляет собой комплекс взаимоувязанных правил и положений, определяющих цели и задачи стандартизации, структуру органов и служб стандартизации, их права и обязанности, организацию и методику проведения работ по стандартизации во всех отраслях народного хозяйства СССР и союзных республик, порядок разработки, оформления, согласования, утверждения, издания, внедрения стандартов и другой нормативно-технической документации, а также контроля за их внедрением и соблюдением. Таким образом, ГСС определяет организационные, методические и практические основы стандартизации во всех звеньях народного хозяйства (рис. 2.1).

ГСС непрерывно совершенствуется и дополняется. Все изменения и дополнения, которые вносятся в действующие стандарты, публикуются в Информационном указателе стандартов (ИУС). В комплексе стандартов ГСС входят: ГОСТ 1.0—68—ГОСТ 1.5—68; ГОСТ 1.7—78, ГОСТ 1.8—79; ГОСТ 1.9—67; ГОСТ 1.11—75; ГОСТ 1.13—75; ГОСТ 1.15—82; ГОСТ 1.16—78—ГОСТ 1.18—78; ГОСТ 1.19—75; ГОСТ 1.20—69; ГОСТ 1.21—75; ГОСТ 1.22—76; ГОСТ 1.23—77; ГОСТ 1.25—76; ГОСТ 1.26—77.

Главная цель ГСС — с помощью стандартов, устанавливающих показатели, нормы и требования, соответствующие передовому уровню отечественной и зарубежной науки, техники и производства, содействовать обеспечению пропорционального развития всех отраслей народного хозяйства страны. Эта система имеет также следующие цели:

- улучшение качества работы, качества продукции и обеспечение его оптимального уровня;

- обеспечение условий для развития специализации в области проектирования и производства продукции, снижения ее трудоемкости, металлоемкости и улучшения других показателей;

- обеспечение увязки требований к продукции с потребностями обороны страны;

- обеспечение условия для широкого развития экспорта товаров высокого качества, отвечающих требованиям мирового рынка;

- рациональное использование производственных фондов и экономия материальных и трудовых ресурсов;

- развитие международного экономического и технического сотрудничества;

- обеспечение охраны здоровья населения, безопасности труда работающих, охраны природы и улучшения использования природных ресурсов.

Для достижения указанных целей необходимо решить следующие задачи:

- установление прогрессивных систем стандартов на основе комплексных целевых программ, определяющих требования к конструк-

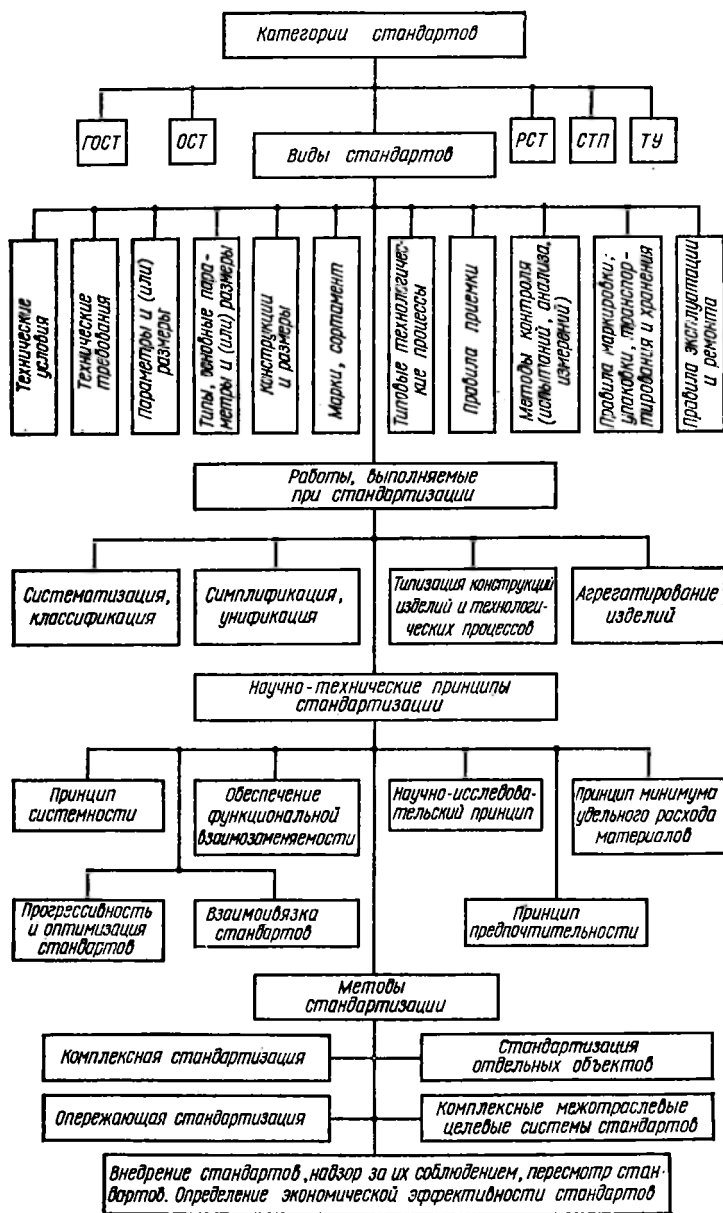


Рис. 2.1. Принципиальные методические и научно-технические основы Государственной системы стандартизации в СССР

ции изделий, технологии их производства, качеству сырья, материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий, а также создающих условия для формирования требуемого качества конечной продукции на стадии ее проектирования, серийного производства и эффективного использования (эксплуатации);

определение единой системы показателей качества продукции методов и средств контроля и испытаний, а также необходимого уровня надежности в зависимости от назначения изделий и условий их эксплуатации;

установление норм, требований и методов в области проектирования и производства продукции с целью обеспечения ее оптимального качества и исключения нерационального многообразия видов марок и типоразмеров продукции (см. гл. 3 и 4);

развитие унификации промышленной продукции и агрегатирования машин как важнейшего условия специализации, повышения экономичности производства, производительности труда, уровня взаимозаменяемости, эффективности эксплуатации и ремонта изделий;

обеспечение единства и достоверности измерений в стране, создание и совершенствование государственных эталонов единиц физических величин, а также методов и средств измерений высшей точности;

установление единых систем документации, в том числе унифицированных систем документации, используемых в автоматизированных системах управления, установление систем классификации и кодирования технико-экономической информации, форм и систем организации производства и технических средств научной организации труда;

установление единых терминов и обозначений в важнейших областях науки и техники, а также в отраслях народного хозяйства и др.

Для достижения поставленных целей работы по стандартизации планируют, придавая им народнохозяйственное значение, постоянно обновляют стандарты на основе достижений науки, техники и производства с учетом комплексности и системности решений задач стандартизации.

Система органов и служб стандартизации. Руководство всеми работами по стандартизации и метрологии в нашей стране возложено на Государственный комитет СССР по стандартам (Госстандарт СССР). Госстандарт СССР руководит стандартизацией, метрологией и разработкой общих вопросов качества продукции в нашей стране (показателей качества, методов количественной оценки его и т. п.). Он несет ответственность за состояние и дальнейшее развитие стандартизации и измерительного дела, за обеспечение единства и правильности измерений в стране, проведение единой технической политики в области стандартизации и метрологии, направленной на ускорение научно-технического прогресса в народном хозяйстве, совершенствование производства и управления, улучшение качества работы и качества продукции.

Одной из основных задач Госстандарта СССР является разработка мер по повышению эффективности стандартизации в улучше-

нии качества выпускаемой продукции и экономичности ее производства путем создания и внедрения систем стандартов при комплексной и опережающей стандартизации, развития межотраслевой унификации, создания общетехнических систем стандартов, обеспечения единства и достоверности измерений в стране и др.

Госстандарт СССР проводит работы в области стандартизации и метрологии в стране непосредственно и через созданные им НИИ, республиканские управления и центры метрологии и стандартизации, областные (краевые) и другие территориальные лаборатории государственного надзора за стандартами и измерительной техникой, а также руководит этими работами.

Следует отметить, что успешное решение вопросов взаимозаменяемости и стандартизации в машиностроении стало возможным благодаря созданию в нашей стране научно-исследовательских институтов по стандартизации и метрологии и привлечению к этой работе отраслевых научно-исследовательских институтов, заводов и вузов.

Руководство стандартизацией в каждой отрасли осуществляют: отделы (управления) стандартизации министерств (ведомств), а также отделы (группы) в главных управлениях министерств; головные организации по стандартизации, создаваемые при наличии в системе министерства нескольких базовых организаций по стандартизации; базовые организации по стандартизации, выделяемые из ведущих научно-исследовательских, проектно-конструкторских организаций и предприятий; научно-исследовательские и конструкторские отделы (лаборатории, бюро) стандартизации в НИИ, КБ и на предприятиях.

Основные задачи, обязанности и права перечисленных и других служб стандартизации устанавливают взаимоувязанные типовые положения, утверждаемые Госстандартом СССР.

Категории стандартов. В зависимости от сферы действия ГСС предусматривает следующие категории стандартов: государственные (ГОСТ), отраслевые (ОСТ), республиканские (РСТ) и стандарты предприятий (объединений) (СТП). *Государственные стандарты* обязательны для всех предприятий, организаций и учреждений страны в пределах сферы их действия. *Отраслевые стандарты* используют все предприятия и организации данной отрасли (например, станкостроительной, автотракторной и т. д.), а также другие предприятия и организации (независимо от их ведомственной принадлежности), разрабатывающие, изготавливающие и применяющие изделия, которые относятся к номенклатуре, закрепленной за соответствующим министерством. *Республиканские стандарты* обязательны для всех предприятий и организаций республиканского и местного подчинения данной союзной республики независимо от их ведомственной принадлежности. *Стандарты предприятий (объединений)* действуют только на предприятии, утвердившем данный стандарт.

Стандарты утверждают соответствующие организации: ГОСТ — Госстандарт СССР; ОСТ — министерство (ведомство), являющееся ведущим в производстве данного вида продукции; РСТ — советы

министров союзных республик или их госпланы; СТП — руководство предприятий. Особо важные ГОСТы утверждает СМ СССР и Госстрой СССР.

Порядок разработки, согласования, утверждения, оформления, регистрации и издания стандартов установлен ГОСТ 1.2—68, ГОСТ 1.3—68 и ГОСТ 1.4—68.

Государственные стандарты устанавливают требования преимущественно к продукции массового и крупносерийного производства широкого и межотраслевого применения, к изделиям, прошедшим государственную аттестацию, экспортным товарам; они устанавливают также общие нормы, термины и т. п. Исходя из этого, можно указать на следующие объекты государственной стандартизации: общетехнические и организационно-методические правила и нормы (ряды нормальных линейных размеров, нормы точности зубчатых передач, допуски и посадки, размеры и допуски резьбы, предпочтительные числа и др.); нормы точности изделий межотраслевого применения; требования к продукции, поставляемой для эксплуатации в различных климатических условиях, методы их контроля; межотраслевые требования и нормы техники безопасности и производственной санитарии; научно-технические термины, определения и обозначения; единицы физических величин; государственные эталоны единиц физических величин и общесоюзные поверочные схемы; методы и средства поверки средств измерений; государственные испытания средств измерений; допускаемые погрешности измерений; системы конструкторской, технологической, эксплуатационной и ремонтной документации; системы классификации и кодирования технико-экономической информации и т. д.

Отраслевые стандарты устанавливают требования к продукции, не относящейся к объектам государственной стандартизации, к технологической оснастке, инструменту, специфическим для отрасли, а также на нормы, правила, термины и обозначения, регламентация которых необходима для обеспечения взаимосвязи в производственно-технической деятельности предприятий и организаций отрасли и для достижения оптимального уровня качества продукции. Объектами отраслевой стандартизации могут быть машины, оборудование, приборы и другие изделия серийного производства, детали и составные части этих изделий; сырье, материалы, топливо, полуфабрикаты, применяемые в отрасли; типовые технологические процессы внутриотраслевого применения и др. ОСТы разрабатывают также для ограничения, например, типоразмеров крепежных деталей, полей допусков и посадок и др.

Республиканские стандарты устанавливают требования к продукции, выпускаемой предприятиями союзно-республиканского и местного подчинения союзной республики. Номенклатура продукции, на которую утверждают республиканские стандарты, должна быть согласована с Госстандартом СССР и соответствующими ведущими министерствами и ведомствами СССР по закрепленным группам продукции. Объектами республиканской стандартизации могут быть сырье, материалы, топливо и полезные ископаемые внутри-

республиканского производства и применения; отдельные типы изделий массового или серийного производства, относящиеся к профилю республиканских министерств, товары народного потребления и др.

Стандарты предприятий (объединений) распространяются на нормы, правила, методы, составные части изделий и другие объекты, имеющие применение только на данном предприятии; на нормы в области организации и управления производством; на технологические нормы и требования, типовые технологические процессы, оснастку, инструмент и т. п. Стандарты предприятий могут также устанавливать ограничения по применяемой номенклатуре деталей, составных частей, материалов, предусмотренные государственными, отраслевыми или республиканскими стандартами.

В последние годы стандарты предприятий стали фундаментом комплексной системы управления качеством продукции; они охватывают все сферы деятельности предприятия и позволяют доводить требования государственных стандартов до каждого рабочего места, до каждого исполнителя (см. гл. 4). Стандарты предприятий (объединений) оказывают существенное влияние на все сферы деятельности заводов. Они влияют на развитие унификации технологической и контрольной оснастки, нестандартного оборудования, обеспечивают более рациональное использование сырья, материалов, энергии и т. д. Число стандартов предприятий непрерывно растет; например, в объединении ЗИЛ их насчитывается свыше 5500.

Виды стандартов. В зависимости от объектов и содержания стандарты делят на стандарты: технических условий (общих технических условий); параметров (размеров); типов, марок, сортамента; конструкции; правил приемки, методов испытаний (контроля, анализа, измерений); методов и средств поверки мер и измерительных приборов; правил эксплуатации и ремонта; типовых технологических процессов и др.

В настоящее время установлен новый, более совершенный порядок разработки стандартов всех категорий и видов. Он предусматривает переход от разработки отдельных нормативно-технических документов на конкретную продукцию к созданию в отраслях народного хозяйства взаимосвязанных комплексов стандартов и технических условий, охватывающих продукцию на всех этапах ее жизненного цикла. При этом государственные (ГОСТы), отраслевые (ОСТы) и республиканские (РСТы) стандарты должны разрабатываться на группы однородной продукции по результатам научно-исследовательских, опытно-конструкторских и опытно-технологических работ с учетом перспектив развития этой продукции; на конкретную продукцию должны разрабатываться технические условия (ТУ) и при необходимости ОСТы и РСТы, фиксирующие результаты разработки и постановки продукции на производство.

Планирование работ по стандартизации является составной частью системы государственного планирования. Так, задания по стандартизации входят специальным разделом в долгосрочный (на 10—15 лет) и пятилетний планы развития народного хозяйства СССР. Существуют годовые планы государственной стандартизации,

утверждаемые Госстандартом СССР по согласованию с Госпланом СССР. Соответствующие планы отраслевой стандартизации являются составной частью плановых заданий министерства (ведомства). Естественно, что все эти задания плюс собственные потребности в области стандартизации отражаются в перспективных и годовых планах предприятий.

В планы стандартизации включают вопросы разработки новых и пересмотра действующих стандартов всех категорий, научно-исследовательские, опытно-конструкторские и другие работы, необходимые для создания стандартов. В них учитывают также задания по разработке проектов стандартов СЭВ и ИСО, мероприятия по надзору за мерами и измерительными приборами и т. д.

Особое внимание уделяется межотраслевым планам разработки программ комплексной стандартизации сырья, материала, заготовок, кооперируемых изделий и конечного изделия (станка, автомобиля, телевизора и т. п.) с взаимной увязкой требований к их качеству.

Контроль за выполнением планов стандартизации осуществляет Госстандарт СССР. Планирование работ по стандартизации является важным экономическим фактором, посредством которого осуществляется координация деятельности всех организаций страны, занимающихся вопросами стандартизации, и обеспечивается максимальная эффективность и комплексность в работах по стандартизации.

Разработка, внедрение и пересмотр стандартов. Целесообразность разработки каждого стандарта обосновывается потребностями народного хозяйства и ожидаемым техническим и экономическим эффектом. Для этого предварительно подбирают и анализируют литературные и производственные данные, устанавливают тенденции развития и перспективные потребности промышленности по стандартизуемым объектам или параметрам. Обязательным этапом является анализ зарубежного опыта и достигнутого там уровня качественных показателей стандартизуемых объектов.

Номенклатура показателей качества должна быть достаточной, чтобы всесторонне и полно характеризовать изделие не только с точки зрения изготовителя, но и с точки зрения потребителя. Например, для покупателя телевизора важны размеры экрана, четкость изображения, гарантийный срок, внешний вид и его ремонтнопригодность, т. е. возможность быстрого обнаружения повреждений и замены неисправных элементов. Для завода-изготовителя, кроме указанного, важное значение имеют совершенство конструкции и технологичность составных частей телевизора, определяющих трудоемкость и экономичность его производства, и т. д.

ГСС устанавливает *шесть стадий разработки стандартов*: 1) организация разработки стандарта, составление и утверждение технического задания; 2) разработка проекта стандарта (первой редакции) и рассылка его на отзыв; 3) анализ отзывов и разработка окончательной (второй и последующих) редакций проекта стандарта; 4) подготовка, согласование и представление стандарта на утвержде-

ние; 5) рассмотрение, утверждение и регистрация стандарта; 6) издание стандарта и информация о нем.

Патентная чистота стандартов. Многие стандартные агрегаты широко применяют в машинах, приборах и оборудовании, поставляемых на экспорт. Для обеспечения конкурентоспособности, кроме соответствия качества изделий мировому уровню, они не должны нарушать действующие в странах ввоза патенты (свидетельства) на изобретения, модели и промышленные образцы, представляющие владельцам исключительное право на использование запатентованного объекта в течение определенного срока. Нарушение этих прав влечет за собой наложение ареста на экспортируемые изделия и штрафы, возмещающие убытки патентодержателя, поэтому стандартизуемая продукция должна обладать патентной чистотой. Это требование относится к технологическим процессам, методам и средствам измерения и испытания изделий и т. д.

Внедрение и пересмотр стандартов. При утверждении государственных стандартов устанавливают срок их введения. Одновременно намечают планы основных мероприятий, в которых предусматривают материально-техническую и организационную подготовку предприятий (организаций), обеспечивающую своевременное внедрение стандартов. Эти мероприятия включают в соответствующие планы по новой технике, капитального строительства, материально-технического снабжения министерств (ведомств), предприятий и организаций. Выполнение их контролирует Госстандарт СССР.

Стандарт считается внедренным на предприятии (в организации), если установленные им нормы, показатели и требования применяют в соответствии с областью его распространения и если выпускаемая продукция соответствует всем требованиям этого стандарта.

Надзор за внедрением и соблюдением стандартов и технических условий осуществляет Госстандарт СССР, его республиканские, областные, городские лаборатории государственного надзора за стандартами и измерительной техникой, а также научно-исследовательские институты или организации. Если стандарты и технические условия внедрены несвоевременно, руководители предприятий и организаций несут дисциплинарную ответственность в соответствии с законодательством о труде.

За поставку продукции, не соответствующей требованиям стандартов и технических условий, некомплектной, в ненадлежащей таре и упаковке, с нарушением требований к маркировке, с конструктивными недостатками и другими дефектами, поставщик (изготовитель) несет ответственность, предусмотренную основами гражданского законодательства Союза ССР и союзных республик. При этом должностных лиц промышленных предприятий могут привлекать к уголовной ответственности.

Только обязательное соблюдение стандартов может дать ожидаемый эффект от стандартизации, поэтому стандарты имеют силу закона, и их выполнение достигается не только методами убеждения, но и методами государственного принуждения.

Министерства (ведомства) СССР и союзных республик, их головные и базовые организации по стандартизации должны систематически (как правило, не реже 1 раза в 5 лет) проверять соответствие установленным в стандартах требований современным достижениям науки, техники и производства, а также запросам народного хозяйства (отрасли). Стандарты, не отвечающие указанным требованиям, включают в планы стандартизации для пересмотра. На основании этих проверок и планов стандартизации Госстандарт СССР пересматривает совместно с министерствами и ведомствами действующие государственные стандарты, заменяет в них устаревшие показатели или вводит новые стандарты.

Можно привести такой пример, характеризующий динамизм стандартов: ГОСТ 533—76 «Турбогенераторы. Технические требования» пересматривался в 1955, 1968, 1975 гг. Предельная мощность турбогенераторов увеличилась от 200 до 800 мВт в 1968 г. и до 1200 мВт — в 1975 г. Гарантийный срок службы с одного года увеличился в 1968 г. до двух лет, а в 1975 г. — до 25 лет.

2.2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕЖДУНАРОДНОЙ СТАНДАРТИЗАЦИИ

При разработке отечественных стандартов учитывают рекомендации международных организаций по стандартизации. Это необходимо для обеспечения взаимозаменяемости деталей и стандартных узлов машин, изготовленных в разных странах, а также для упрощения их эксплуатации, что способствует расширению научно-технических и торговых связей между государствами.

Крупнейшей международной организацией в области стандартизации является ИСО (до 1941 г. называлась ИСА, организована в 1926 г.). Одновременно с рекомендациями ИСО выпускает международные стандарты, на которых должны основываться национальные стандарты; их используют также для международных экономических связей. Основная цель ИСО, как сказано в ее Уставе, «содействовать благоприятному развитию стандартизации во всем мире для того, чтобы облегчить международный обмен товарами и развивать взаимное сотрудничество в области интеллектуальной, научной, технической и экономической деятельности».

Высшим органом ИСО является Генеральная Ассамблея, которая собирается раз в 3 года, принимает решения по наиболее важным вопросам и избирает Президента организации. В ИСО имеются: Исполнительный Комитет (ИСО/Исполком), Комитет по изучению научных принципов стандартизации (ИСО/СТАКО), Комитет помощи развивающимся странам (ИСО/ДЕВКО), Аттестационный Комитет (ИСО/СЕРТИКО) и свыше 150 технических комитетов, которые разрабатывают рекомендации и стандарты (ТК-1 «Резьбы», ТК-2 «Болты, гайки и детали крепления»; ТК-3 «Допуски и посадки», ТК-29 «Инструменты», ТК-39 «Станки» и др.).

Членами ИСО являются в настоящее время свыше 70 стран. Работой каждого технического комитета руководит одна из нацио-

нальных организаций по стандартизации. СССР выполняет функции секретаря в более чем двадцати технических комитетах, подкомитетах и рабочих группах (например, ТК-57 «Качество обработанных поверхностей», ТК-123 «Подшипники скольжения» и др.). Кроме того, имеются члены-корреспонденты ИСО, которыми могут являться развивающиеся страны, не имеющие национальных организаций по стандартизации; им предоставлено право бесплатного получения рекомендаций и стандартов ИСО и другой информационной литературы.

В ИСО в качестве ее электротехнического отдела входит Международная электротехническая комиссия (МЭК). Ее назначение — содействовать унификации стандартов в области электротехники, радиотехники и электроники. Представители нашей страны активно участвуют в работе технических комитетов, подкомитетов и рабочих групп МЭК в части подготовки ее рекомендаций.

В области метрологии имеется Международная организация мер и весов, созданная в 1875 г. Комитет этой организации разработал единую Международную систему единиц (СИ), приемлемую для всех стран, присоединившихся к Метрической конвенции.

В 1956 г. по предложению Советского Союза создана Международная организация законодательной метрологии (МОЗМ). Она ведет работу по общим вопросам метрологии, системе единиц измерений, регламентам по метрологии и др. С того же года функционирует Европейская организация по контролю качества продукции (ЕОКК). Она рассматривает в кругу специалистов различных стран комплекс научно-технических проблем качества, методы его обеспечения и контроля, а также снижения стоимости продукции и увеличения производительности труда. ЕОКК проводит ежегодные международные конференции по качеству, издает труды и журналы, организует консультации и дискуссии.

Наряду с международными существуют региональные организации по стандартизации, включающие ограниченное число стран.

Стандартизация, проводимая в рамках СЭВ. Главная экономическая задача СЭВ — содействовать планомерному развитию народного хозяйства, ускорению экономического и технического прогресса в странах — членах СЭВ, повышению уровня индустриализации стран с менее развитой промышленностью, непрерывному росту производительности труда и неуклонному подъему благосостояния народов этих стран. Основой экономического сотрудничества стран — членов СЭВ является международное социалистическое взаимовыгодное разделение труда, специализация и кооперирование производства, обеспечивающие значительное повышение производительности и экономичности производства. Для проведения необходимых работ по стандартизации в рамках СЭВ созданы Постоянная Комиссия СЭВ по стандартизации (ПКС). Институт СЭВ по стандартизации, а также Отдел стандартизации Секретариата СЭВ. Основные направления деятельности органов СЭВ по стандартизации заключаются в установлении и унификации: национальных стандартов и другой нормативной документации; рационального ассортимента

продукции, ее параметров и показателей качества на базе научно-обоснованных рядов; технических условий на изготовление, испытания, приемку, упаковку, маркировку, транспортирование и хранение продукции; унифицированных понятий, определений, терминов, правил оформления технической документации, обозначений и др.

Органы по стандартизации СЭВ и все национальные органы стран — членов СЭВ успешно проводят большую работу по созданию и внедрению стандартов и рекомендаций СЭВ, при этом они обязательно учитывают рекомендации и стандарты международных организаций. Например, с участием большинства стран — членов СЭВ создана Единая система допусков и посадок для гладких элементов деталей и установлены основные нормы взаимозаменяемости, включающие несколько десятков взаимосвязанных стандартов СЭВ. В настоящее время уже разработано свыше 5000 стандартов и рекомендаций СЭВ.

В целях ускорения внедрения в народное хозяйство новейших достижений научно-технического прогресса и в соответствии с постановлениями ЦК КПСС и СМ СССР от 18.08.1983 г. будут разрабатываться ГОСТы на группы однородной продукции, типаж и системы машин и оборудования с установлением трех ступеней их технического уровня и качества.

Перечень групп однородной продукции уже издан. Изданы также Методические указания РД-50-435—83 по разработке указанных ГОСТов и Методические указания РД-64—84, устанавливающие номенклатуру показателей качества групп однородной продукции.

ГОСТы с перспективными требованиями к техническому уровню и качеству продукции должны относиться к стандартам вида «Общие технические требования (ГОСТ ОТТ)». В ГОСТах ОТТ первая ступень технического уровня и качества продукции должна соответствовать требованиям основного потребителя (заказчика); вторая — высшему мировому уровню; третья должна сама устанавливать высший мировой уровень. Сроки введения в стандарт и выпуска продукции второй и третьей степеней технического уровня и качества устанавливаются на основе сроков обновления продукции. При проведении таких работ должны быть использованы мировые достижения в области новых материалов (композиционных материалов, пластмасс, покрытий), а также в области применения лазерных лучей, вибрационной и ультразвуковой технологии и др.

Процесс проектирования машин необходимо проводить в виде диалога между конструктором и ЭВМ с целью выбора наиболее оптимального варианта конструкции машины и входящих в нее сборочных единиц и деталей с точки зрения производительности, надежности, точности и экономичности изделий. При проведении экспериментально-поисковых работ необходимо непосредственно с дисплея передавать программу изготовления опытных деталей на станок без чертежа.

Для обеспечения гибкости производства необходимо создавать автоматизированные модули, состоящие из станка, стола для размещения обрабатываемых заготовок, механизмов для смены инстру-

мента и подачи заготовок для обработки и снятия их после обработки. Должны быть также механизмы для автоматического контроля размеров, формы и качества поверхностей деталей. Транспортирование деталей на склад должно осуществляться с помощью роботокары. Из таких модулей можно будет строить любые производственные линии. Работы в области создания гибких производств проводятся, например, в станкостроительной промышленности.

Примером группового стандарта является ГОСТ 25554—82 «Аппараты телефонные с кнопочным номеронабирателем». Нарботка этих аппаратов на отказ должна быть не менее 6000 ч до 1.1.1984 г. и не менее 10 000 ч до 1.1.1986 г. В дальнейшем наработка на отказ должна быть не менее 14 000 ч. Эти показатели должны достигаться совершенствованием конструкции и электронной схемы аппаратов.

3.1. ПРИНЦИПЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ НАУЧНУЮ ОРГАНИЗАЦИЮ РАБОТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ

Высокое качество стандартов определяет высокое качество продукции. Опыт отечественной стандартизации и работ, проводимых в этой области в странах — членах СЭВ, показывает, что для обеспечения высокого качества и эффективности стандартов необходимо на стадии их разработки выполнять следующие обязательные принципы.

1. **Принцип системности.** Технический прогресс и повышение качества выпускаемой продукции вызвали объективную необходимость системного подхода к общественному процессу производства, включающему труд людей, обеспечивающих процесс производства, средства труда (совокупность применяемого оборудования, оснастки, инструмента, средств контроля и т. д.) и предметы труда (выпускаемую продукцию на всех стадиях ее создания и использования).

Под системой понимают совокупность взаимосвязанных элементов, функционирование которых приводит к выполнению поставленной цели с максимальной эффективностью и наименьшими затратами. Количественные связи элементов системы могут быть детерминированными или случайными. Совокупность взаимосвязанных элементов, входящих в систему, образует структуру, позволяющую строить иерархическую зависимость их на различных уровнях.

2. **Принцип комплексности и оптимального ограничения.** При разработке стандартов необходимо учитывать все основные элементы (факторы), влияющие на конечный объект стандартизации. Для сокращения трудоемкости работ по стандартизации элементы, незначительно влияющие на основной объект, не учитывают. При стандартизации рассматривают систему характеристик и требований к комплексу взаимосвязанных материальных и нематериальных элементов. При этом требования к элементам определяются исходя из требований к основному объекту стандартизации. Для создания условий получения продукции высокого качества и повышения эффективности производства необходима рациональная система стандартов, которая охватывала бы все ее жизненные циклы: проектирование, серийное производство и эксплуатацию готового изделия [10].

3. **Принцип прогрессивности и оптимизации стандартов.** Показатели, нормы, характеристики и требования, устанавливаемые стандартами, должны соответствовать мировому уровню науки, тех-

ники и производства. Они должны учитывать тенденцию развития стандартизуемых объектов. Необходимо устанавливать экономически оптимальные показатели качества, учитывающие не только эффективность нового (повышенного) качества продукции, но и затраты на ее изготовление, материал и эксплуатацию, т. е. должен быть получен максимальный экономический эффект при минимальных затратах. Достижению этой цели способствуют методы опережающей и комплексной стандартизации.

4. Принцип обеспечения функциональной взаимозаменяемости стандартизуемых изделий. Этот принцип, позволяющий обеспечить взаимозаменяемость изделий по эксплуатационным показателям, является главным при комплексной и опережающей стандартизации, а также при стандартизации изделий, технических условий на них и т. п.

5. Принцип взаимоувязки стандартов. При большом многообразии общетехнических и межотраслевых стандартов необходима их взаимная увязка. Метод комплексной стандартизации является наиболее убедительным примером важности и эффективности рассматриваемого принципа, относящегося ко всем видам стандартов. Важна также взаимная увязка терминов и определений в области стандартизации.

6. Научно-исследовательский принцип разработки стандартов. Для подготовки проектов стандартов и их успешного внедрения необходимо не только широкое обобщение практического опыта, но и проведение специальных теоретических, экспериментальных и опытно-конструкторских работ. Этот принцип относится ко всем видам стандартов.

7. Принцип предпочтительности. Обычно типоразмеры деталей и типовых соединений, ряды допусков, посадок и другие параметры стандартизуют одновременно для многих отраслей промышленности, поэтому такие стандарты охватывают большой диапазон значений параметров. Чтобы повысить уровень взаимозаменяемости и уменьшить номенклатуру изделий и типоразмеров заготовок, размерного режущего инструмента, оснастки и калибров, используемых в той или иной отрасли промышленности, а также чтобы создать условия для эффективной специализации и кооперирования заводов, удешевления продукции при унификации и разработке стандартов применяют принцип предпочтительности. Согласно этому принципу устанавливают несколько рядов (например, три) значений стандартизуемых параметров с тем, чтобы при их выборе первый ряд предпочитать второму, второй — третьему. По такому принципу построены ряды диаметров и шагов метрической резьбы, ряды нормальных углов, стандарты на допуски и посадки для гладких цилиндрических соединений и т. д. Кроме того, рекомендуется создать отраслевые ограничительные стандарты, сводящие к необходимому минимуму число допускаемых к применению параметров, типов и типоразмеров изделий.

Особое важное значение принцип предпочтительности имеет как принцип систематизации параметров и размеров машин, их частей

и деталей, проводимой при унификации и стандартизации. Он основан на применении *рядов предпочтительных чисел*. Наиболее широко используют ряды предпочтительных чисел, построенные по геометрической прогрессии. Она представляет собой ряд чисел с постоянным отношением двух соседних чисел — знаменателем ϕ прогрессии. Каждый член прогрессии является произведением предыдущего члена на ϕ . Например, при $\phi_1 = 2$ и $\phi_2 = 1,6$ прогрессии имеют вид: 1; 2; 4; 8; 16; 32; ... и 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; ... Соответственно их знаменатели

$$\phi_1 = \frac{2}{1} = \frac{4}{2} \dots = \frac{32}{16} = 2; \quad \phi_2 = \frac{1,6}{1} = \frac{2,5}{1,6} = \frac{4}{2,5} = \frac{6,3}{4} = 1,6.$$

Произведение или частное любых двух членов геометрической прогрессии всегда является ее членом: $2 \cdot 4 = 8$; $8 \cdot 4 = 32$; $16 : 2 = 8$; $8 : 2 = 4$; $32 : 4 = 8$. Любой член такой прогрессии, возведенный в целую положительную или отрицательную степень, также является членом этой прогрессии: $2^2 = 4$; $2^3 = 8$; $2^4 = 16$; $\sqrt[3]{4} = 2$; $\sqrt[3]{8} = 2$; $\sqrt[5]{64} = 4$ и т. д.

В связи с перечисленными свойствами геометрической прогрессии зависимости, определяемые из произведений членов или их целых степеней, всегда подчиняются закономерности ряда. Например, если ряд определяет линейные размеры, то площади или объемы, образованные из этих линейных величин, также подчиняются его закономерности.

Наиболее удобными являются геометрические прогрессии, включающие число 1 и имеющие $\phi_n = \sqrt[n]{10}$. В соответствии с рекомендациями ИСО установлены четыре основных десятичных ряда предпочтительных чисел со знаменателями ϕ :

$$\sqrt[5]{10} = 1,5849 \approx 1,6 \text{ для ряда R5; } \sqrt[10]{10} = 1,2589 \approx 1,25 \text{ для ряда R10; } \sqrt[20]{10} = 1,1220 \approx 1,12 \text{ для ряда R20; } \sqrt[40]{10} = 1,0593 \approx 1,06 \text{ для ряда R40.} \quad (3.1)$$

В отдельных обоснованных случаях допускается применять ряд R80 с $\phi = \sqrt[80]{10} \approx 1,03$ и производные ряды, полученные из основных R5—R40 и дополнительного R80 отбором каждого второго, третьего или какого-либо другого члена ряда. Можно также составлять ряды, которые в различных диапазонах имеют неодинаковые ϕ . По рекомендации ИСО Р497 в науке, технике и производстве применяют округленные значения предпочтительных чисел по сравнению с числами, полученными по формулам (3.1). При выборе ряда предпочтительных чисел для типоразмеров изделий целесообразно использовать ряды с большим значением ϕ , но выбор ряда необходимо технически и экономически обосновать.

Ряды предпочтительных чисел нужно применять не только при стандартизации, но и при выборе номинальных значений параметров в процессе проектирования любых нестандартизованных машин, приборов и других изделий и их частей. Только при такой единой

закономерности построения параметров и размеров изделий можно согласовать между собой параметры и размеры связанных с ними комплекствующих изделий, а также полуфабрикатов и материалов.

Иногда при стандартизации применяют ряды предпочтительных чисел, построенные по арифметической прогрессии, например 1, 2, 3, 4, 5, 6, ... или 25, 50, 75, 100, 125, 150, ... Для арифметического ряда характерно то, что разность между любыми двумя соседними числами его всегда постоянна. Применяют также ступенчато-арифметические ряды, у которых на отдельных отрезках прогрессии разности между соседними членами различны, например ряды диаметров метрической резьбы: 1; 1,1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2; ... 3; 3,5; 4; 4,5; ...; 145; 150; 155; 160 и т. д.

В радиотехнике часто применяют предпочтительные числа, построенные по рядам Е, установленным Международной электротехнической комиссией (МЭК):

ряд Е3 с $\varphi = \sqrt[3]{10} \approx 2,2$; ряд Е12 с $\varphi = \sqrt[12]{10} \approx 1,2$;

ряд Е6 с $\varphi = \sqrt[6]{10} \approx 1,5$; ряд Е24 с $\varphi = \sqrt[24]{10} \approx 1,1$.

8. Принцип динамичности. Для повышения эффективности народного хозяйства необходимо периодически пересматривать требования к объектам стандартизации с целью приведения их в соответствие с требованиями технического прогресса.

9. Принцип минимального удельного расхода материалов. Стоимость материалов и полуфабрикатов в машиностроении составляет от 40 до 80 % общей себестоимости продукции. Поэтому снижение удельного расхода материала на единицу продукции имеет большое народнохозяйственное значение. Например, при снижении расхода проката на 1 % по стране экономится 600 тыс. т металла в год, что позволяет изготовить 200 тыс. тракторов или 450 тыс. легковых автомобилей «Москвич». При стандартизации заготовок и изделий экономия металла можно получить в результате использования рациональных конструктивных схем и компоновок машин, совершенствования методов расчета деталей на прочность и обоснованного снижения запаса прочности, применения экономичных профилей, периодического проката, сварных конструкций, пластмасс, литых заготовок, особенно литья по выплавляемым моделям. Так, внедрение на Коломенском тепловозостроительном заводе им. Куйбышева литых коленчатых валов из высокопрочного чугуна (длиной свыше 4 м, массой 1450 кг) дало 2 т экономии металла на один вал.

Большой эффект дает применение порошковой металлургии и холодной объемной штамповки. Замена механической обработки деталей штамповкой при переработке каждого миллиона тонн проката дает до 250 тыс. т экономии металла и высвобождает до 15 тыс. станков и около 30 тыс. рабочих.

В некоторых отраслях машиностроения масса изделий ограничивается стандартами, например ГОСТ 9414—59 «Автомобили и автопоезда. Весовые параметры и габариты».

Крупным резервом экономии материалов является повышение срока службы машин и их составных частей, в том числе в результате защиты от коррозии.

3.2. СТАНДАРТИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЯДОВ МАШИН

В нашей стране выпускают свыше 160 тыс. наименований различных машин, приборов и механизмов. В связи с развитием новых отраслей промышленности и все большим внедрением автоматизации и механизации производственных процессов в нашей стране ежегодно создается около 4 тыс. новых видов машин, оборудования и приборов. Однако в ряде случаев имеет место выпуск излишне большой номенклатуры изделий, сходных по назначению и незначительно отличающихся по конструкции и размерам. Для рационального сокращения номенклатуры изготавливаемых изделий с целью унификации, повышения серийности и развития специализации их производства разрабатывают стандарты на параметрические ряды этих изделий.

Каждую машину характеризует несколько параметров. Номенклатура стандартизуемых параметров должна быть минимальной, но достаточной для оценки эксплуатационных характеристик данного типа машин и его модификаций. Из всех параметров выделяют главный и основные параметры машин.

Главным называют параметр, который определяет важнейший эксплуатационный показатель машины (или другого изделия) и не зависит от технических усовершенствований изделия и технологии изготовления. Например, главным параметром мостового крана является грузоподъемность; токарного станка — габаритные размеры обрабатываемых заготовок (высота центров и расстояние между центрами в крайнем положении задней бабки и ее пиноли); протяжного станка — тяговая сила; штангенинструмента, микрометров, рычажных скоб — диапазон измерения и т. д. По главному параметру строят параметрический ряд. Выбор главного параметра и определение диапазона значений этого параметра должны быть технически и экономически обоснованы. Крайние числовые значения ряда выбирают с учетом текущей и перспективной потребности в данных изделиях.

Параметрическим рядом называют закономерно построенную в определенном диапазоне совокупность числовых значений главного параметра машин (или других изделий) одного функционального назначения и аналогичных по кинематике или рабочему процессу. Главный параметр служит базой при определении числовых значений основных параметров. *Основными* называют параметры, которые определяют качество машин. Например, для металлорежущего оборудования — это точность обработки, мощность, пределы скоростей резания, производительность; для измерительных приборов — погрешность измерения, цена деления шкалы, измерительная сила и др.

Основные параметры иногда выражают через главный параметр. Например, главным параметром поршневого компрессора является

диаметр D цилиндра, а одним из основных — производительность Q . Они связаны с зависимостью

$$Q = 0,25\pi D^2 H n = kD^2; \quad k = 0,25\pi n H, \quad (3.2)$$

где H — ход поршня; n — частота вращения.

Разновидностью параметрического ряда является *типоразмерный* (или просто размерный) ряд, его главный параметр — размеры изделий. На базе параметрических (типоразмерных) рядов создают *конструктивные ряды* конкретных типов (моделей) машин одинаковой конструкции и одного функционального назначения.

Параметрические, типоразмерные и конструктивные ряды машин иногда строят, исходя из пропорционального изменения их эксплуатационных показателей (мощности, производительности, тяговой силы и др.). В этом случае геометрические характеристики машин (рабочий объем, диаметр цилиндра, диаметр колеса у роторных машин и т. д.) являются производными от эксплуатационных показателей и в пределах ряда машин могут изменяться по закономерностям, отличным от закономерностей изменения эксплуатационных показателей. При построении параметрических, типоразмерных и конструктивных рядов машин желательно соблюдать подобие рабочего процесса, обеспечивающего равенство параметров тепловой и силовой напряженности машин в целом и их деталей. Такое подобие иногда называют механическим. Оно приводит к геометрическому подобию. Например, для двигателей внутреннего сгорания существуют два условия подобия: 1) равенство среднего эффективного давления p_e , зависящего от давления и температуры топливной смеси на всасывании; 2) равенство средней скорости поршня $v_n = S n / 30$ (S — ход поршня; n — частота вращения двигателя) или равенство произведения $D n$, где D — диаметр цилиндра.

В специальной литературе приведены расчеты, показывающие, что равенство параметров силовой и тепловой напряженности, например, деталей цилиндропоршневой группы обеспечивается, когда главным параметром является диаметр цилиндра D (рис. 3.1, а). Это дает возможность создать ряд геометрически подобных двигателей с соотношением $S/D = \text{const}$, соблюдая указанные критерии подобия рабочего процесса. При этом у всех геометрически подобных двигателей будут одинаковые термодинамический, механический и эффективный КПД (а следовательно, и расход топлива), тепловая и силовая напряженность и мощность. Градации толщины стенки цилиндра h будут такими же, как и градации D .

Стандарты на параметрические ряды должны предусматривать внедрение в промышленность технически более совершенных и производительных машин, приборов и других видов изделий, с тем чтобы они содействовали техническому прогрессу во всех областях народного хозяйства. Эти ряды должны допускать установление параметров для систем машин, внутритиповую и межтиповую унификацию и агрегатирование машин и приборов, а также возможность создания различных модификаций изделий на основе агрегатирования.

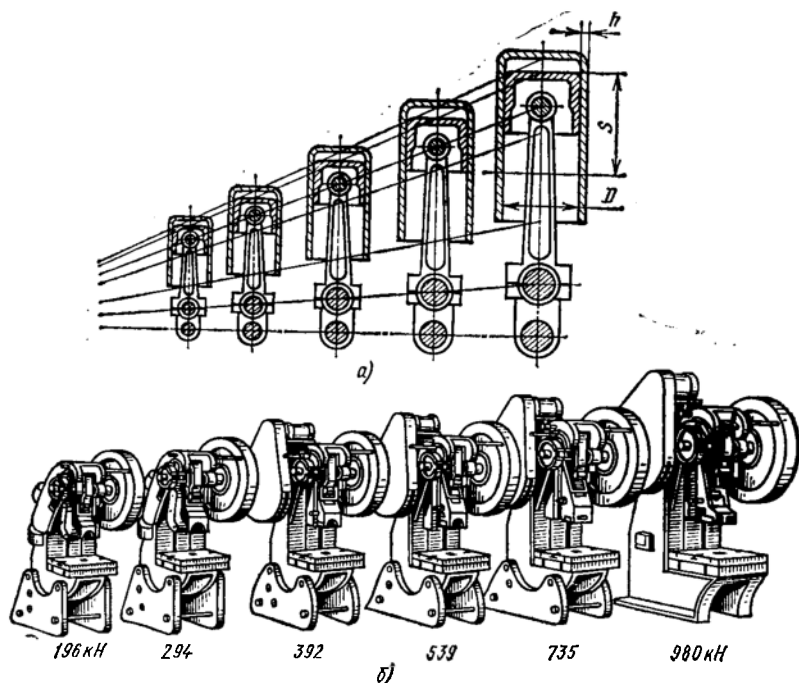


Рис. 3.1. Конструктивные ряды машин:

a — двигателей по принципу механического подобия; *б* — прессов на основе рядов предпочтительных чисел (с некоторым их округлением)

В большинстве случаев числовые значения параметров выбирают из рядов предпочтительных чисел, особенно при равномерной насыщенности ряда во всех его частях (рис. 3.1, б). В машиностроении наиболее часто используют ряд предпочтительных чисел R10. Для продольно-шлифовальных станков наибольшая ширина B обрабатываемых изделий также образует ряд R10: 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200 мм. Ряд R10 установлен также для номинальных мощностей электрических машин. По этому же ряду приняты диаметры дисковых трехсторонних фрез: 50; 63; 80; 100 мм. Иногда применяют ряды R20 и R40. Например, для поршневых компрессоров с диаметром цилиндра 67,5 мм номинальная производительность установлена по ряду R20/3.

Пример. Ряд номинальных тяговых усилий P протяжных станков должен быть взаимоувязан с рядом значений диаметров гидроцилиндров D . Зависимость между этими параметрами

$$P = 0,25\pi p D^2,$$

где p — давление; D — диаметр гидравлического цилиндра.

Согласно ГОСТ 10648—82 для тяговых усилий протяжных станков установлен следующий ряд: 0,63; 1,25; 2,5; 5; 10; 20; 40; 80; 160. Для этого ряда (производного от ряда R10/3) знаменатель прогрессии $\Phi_P = 2$. Тогда для i -го и $(i + 1)$ -го членов этого ряда можно записать $P_{i+1} = P_i \Phi_P = P_i \cdot 2$; $P = 0,25\pi p D_i^2$; $P_{i+1} =$

$= 0,25\pi r (D_i \Phi_D)^3$, где Φ_D — искомый знаменатель прогрессии для ряда диаметров. Разделив P_{i+1} на P_i , получим $P_{i+1}/P_i = D_{i+1}^2/D_i^2 = \Phi_P = \Phi_D^2$. Отсюда $\Phi_D = \sqrt{\Phi_P} = \sqrt{2} = 1,41$. Следовательно, ряд значений D построен по производному ряду R20/3: 45; 65; 90; 125; 180; 250; 360; 500.

В последнее время проводятся работы по созданию единых конструктивно-унифицированных рядов агрегатов, пригодных для многих типов машин, используемых в разных отраслях народного хозяйства.

Конструктивно-унифицированный ряд — это закономерно построенная совокупность машин, приборов, агрегатов или других изделий, включая базовое изделие и его модификации одинакового или близкого функционального назначения и изделия с аналогичной или близкой кинематикой и схемой рабочих движений.

Оптимальный конструктивно-унифицированный (параметрический или типоразмерный) ряд — это ряд изделий, обеспечивающий выполнение запланированного объема работ требуемого качества с минимальными народнохозяйственными затратами.

Такие ряды используют при конструировании агрегатов для машин, имеющих аналогичные или близкие кинематические схемы. Например, такая межотраслевая унификация осуществляется для грузовых автомобилей, колесных и гусеничных машин-орудий.

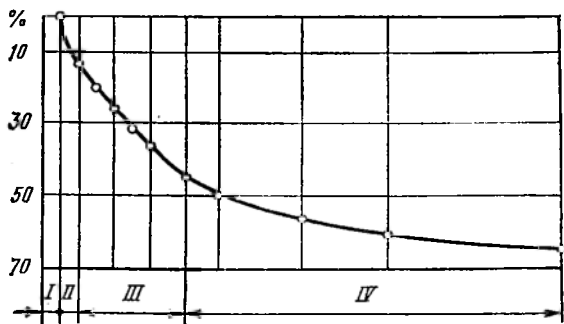
При установлении рядов целесообразно учитывать плотность распределения применяемости различных значений параметра стандартизуемых изделий, увеличивая число членов ряда в диапазоне наибольшей частоты применения. В этом случае применяют смешанные ряды. Например, в общем машиностроении около 90 % всех используемых модулей зубчатых колес находятся в пределах 1—6 мм; максимум применяемости приходится на колеса с $m = 2 \dots 4$ мм, поэтому в стандарте на ряд модулей наибольшее число градаций предусмотрено для модулей 2—4 мм.

Наименьшее и наибольшее значения главного параметра, а также частоту ряда следует устанавливать не только на основе текущей потребности, но и с учетом перспективы развития народного хозяйства, достижений науки и техники, тенденций развития машин, для которых определяют параметрические (размерные) ряды.

Частота ряда должна быть технически и экономически обоснована, чтобы избежать излишне большой номенклатуры выпускаемых изделий. Следует иметь в виду, что с уменьшением числа типораз-

Рис. 3.2. Примерное снижение трудоемкости изготовления машин в зависимости от типа их производства:

I — единичное; II — мелко- и среднесерийное; III — крупносерийное; IV — массовое



меров увеличивается серийность и, следовательно, значительно снижается трудоемкость производства машин (рис. 3.2).

Метод экономического обоснования выбора числа типоразмеров ряда сводится к следующему. Эмпирическим путем выбирают исходный параметрический ряд, например R10. Для этого ряда определяют суммарные приведенные затраты

$$P_i = C_i + E_n K_i, \quad (3.3)$$

где C_i — суммарные текущие затраты на единицу продукции в сфере производства и эксплуатации при i -м варианте ряда; K_i — удельные капитальные затраты при том же варианте ряда; E_n — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений.

Далее определяют значение P_i для более и менее разреженных рядов и выбирают параметрический ряд, при котором потребности в стандартизуемых машинах или других изделиях удовлетворяются с наименьшими суммарными приведенными затратами. Иногда наряду с стандартами параметров разрабатывают типаж соответствующих видов изделий, согласованные с эксплуатирующими и другими заинтересованными организациями. Типаж является базой для проектирования и выпуска этих изделий. Такая практика имеет место, например, в автомобилестроении.

3.3. УНИФИКАЦИЯ И АГРЕГАТИРОВАНИЕ МАШИН. ПОКАЗАТЕЛИ УРОВНЯ УНИФИКАЦИИ И СТАНДАРТИЗАЦИИ

ИН.

Унификация (от лат. unio — единство и facere — делать, т. е. приведение чего-либо к единообразию, к единой форме или системе) — это приведение объектов одинакового функционального назначения к единообразию (например, к оптимальной конструкции) по установленному признаку и рациональное сокращение числа этих объектов на основе данных об их эффективной применимости. Таким образом, при унификации устанавливают минимально необходимое, но достаточное число типов, видов, типоразмеров, изделий, сборочных единиц и деталей, обладающих высокими показателями качества и полной взаимозаменяемостью.

В основе унификации рядов деталей, узлов, агрегатов, машин и приборов лежит их конструктивное подобие, которое определяется общностью рабочего процесса, условий работы изделий, т. е. общностью эксплуатационных требований. К ним, например, относятся характер нагрузки и режим ее изменения, температурные условия, силовая и тепловая напряженность и др.

Унификация наиболее распространенная и эффективная форма стандартизации. Унификацию можно осуществлять до стандартизации, если ее результаты не оформляются стандартом. Но стандартизация изделий, их составных частей и деталей обязательно предполагает их унификацию. Если разрабатывается стандарт, который будут применять в нескольких отраслях промышленности, допускается большее число типоразмеров. Дальнейшее их сокращение может быть достигнуто путем составления отраслевых или внутризаводских ограничительных перечней типоразмеров изделий, их

составных частей и деталей. Унификации подлежат также марки материалов, их свойства и размеры, процессы, инструмент, технологическая оснастка, методы испытания, документация, терминология, обозначения и т. д.

Комитет ИСО/СТАКО рекомендует следующее определение термина унификация: это форма стандартизации, заключающаяся в объединении одного, двух и более документов (технических условий) в одном с таким расчетом, чтобы регламентируемые этим документом изделия можно было взаимозаменять при употреблении.

Основой унификации является систематизация и классификация.

Систематизация предметов, явлений или понятий преследует цель расположить их в определенном порядке и последовательности, образующей четкую систему, удобную для пользования. При систематизации необходимо учитывать взаимосвязь объектов. Наиболее простой формой систематизации является алфавитная система расположения объектов. Такую систему используют, например, в энциклопедических и политехнических справочниках, в библиографиях и т. п. Применяют также порядковую нумерацию систематизируемых объектов или расположение их в хронологической последовательности. Например, Госстандарт СССР регистрирует ГОСТы по порядку номеров, после которого в каждом стандарте указывают год его утверждения (например, ГОСТ 16093—81 «Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором»). Для систематизации параметров и размеров машин, их частей и деталей рекомендуются ряды предпочтительных чисел.

В народном хозяйстве СССР широкое распространение получила разновидность систематизации — *классификация*. Она преследует цель расположить предметы, явления или понятия по классам, подклассам и разрядам в зависимости от их общих признаков. Чаше всего классификацию проводят по десятичной системе. На ее основе создан общесоюзный классификатор продукции. Универсальная десятичная классификация (УДК) принята в качестве международной системы рубрикации индексами технической и гуманитарной литературы. Например: УДК 62 — техника; УДК 621 — общее машиностроение и электроника; УДК 621.3 — электроника и т. п.

Симплификация — форма стандартизации, цель которой — уменьшить число типов или других разновидностей изделий до числа, достаточного для удовлетворения существующих в данное время потребностей. Такое определение дано СТАКО. При симплификации обычно исключают разновидности изделий, их составных частей и деталей, которые не являются необходимыми. В объекты симплификации не вносят какие-либо технические усовершенствования.

Типизация конструкций изделий — разработка и установление типовых конструкций, содержащих конструктивные параметры, общие для изделий, сборочных единиц и деталей. При типизации не только анализируют уже существующие типы и типоразмеры изделий, их составные части и детали, но и разрабатывают новые, перспективные, учитывающие достижения науки и техники и развитие промышленности. Часто результатом такой работы является

установление соответствующих рядов изделий, их составных частей и деталей.

Типизация технологических процессов — разработка и установление технологического процесса для производства однотипных деталей или сборки однотипных составных частей или изделий той или иной классификационной группы. Типизации технологических процессов должна предшествовать работа по классификации деталей, сборочных единиц и изделий и установление типовых представлений, обладающих наибольшим числом признаков, характерных для деталей, сборочных единиц и изделий данной классификационной группы. В нашей стране типизация технологических процессов получила широкое распространение.

Различают следующие виды унификации.

Внутриразмерная унификация всех модификаций определенного изделия с базовой моделью или между собой внутри одного типа-размера. Например, токарно-винторезные станки для обработки заготовок с максимальным диаметром 320 мм унифицированы с токарными, двухсуппортными, операционными и т. д. Их степень унификации между собой и с базовым токарно-винторезным станком достигает 85—95 %. Степень унификации автомобилей Минского автомобильного завода — 82—93 %, двигателей — ЯМЗ — 80—95 %, средняя степень унификации автомобилей ЗИЛ — 80 %.

Межразмерная унификация базовых моделей или их модификаций (между разными размерами параметрического ряда изделий, но внутри одного типа). Например, унифицированы токарно-винторезные станки для обработки заготовок диаметром 320 и 400 мм. Степень такой унификации может составлять до 35 %. Для планирования уровня унификации будет установлен коэффициент межпроектной (межвидовой) унификации, например, для универсальных токарных станков.

Межтиповая унификация изделий, относящихся к различным параметрическим рядам и различным типам. Например, на Минском станкостроительном заводе им. Октябрьской революции унифицированы в один межтиповой ряд продольно-фрезерные, продольно-строгальные, продольно-шлифовальные станки на основе стандартной ширины обрабатываемых заготовок, установленных по ряду R10 (800; 1000; 1250 и 1600 мм). Это позволило применить для указанных станков 45 % унифицированных узлов (стойки, станины, поперечины и др.).

Заводская (в рамках завода) и *отраслевая* (для ряда заводов отрасли) унификация может охватывать номенклатуру изделий, сборочных единиц и деталей, которые производят и применяют в различных отраслях народного хозяйства (*межотраслевая унификация*).

Проведенная унификация и стандартизация, например, кузнечно-прессового оборудования и входящих в него сборочных единиц позволила уменьшить объем конструкторских работ на 30 %, повысить качество изделий, организовать специализированное производство унифицированных узлов и снизить трудоемкость их изготовления на 16—40 %.

Унификация и стандартизация деталей и сборочных единиц машин общего назначения. В СССР проведена унификация и разработано около 250 стандартов на крепежные детали, свыше 400 стандартов на арматуру и соединения трубопроводов (вентили, клапаны, тройники, краны), более 500 стандартов на редукторы, муфты, шкивы, более 75 стандартов на подшипники качения. Большая работа выполнена по унификации и стандартизации литейной, кузнечно-прессовой оснастки, станочных приспособлений, инструмента и т. д.

Наиболее простой метод унификации деталей и агрегатов общемашиностроительного назначения заключается в замене группы близких по конструкции и размерам типов одним оптимальным типоразмером, использование которого не связано с существенными трудностями в какой-либо сфере применения. Этот метод широко используют для деталей и узлов машин с ограниченным числом параметров, определяющих их конструкцию (шайбы, винты, болты, гайки, уплотнения, муфты и т. д.). В других случаях требуется более сложный предварительный анализ конструкций и параметров унифицируемых объектов, оценка качества их функционирования и проведение расчетно-конструкторских работ. При этом большое внимание следует уделять влиянию конструктивных элементов на эксплуатационные качества унифицируемых деталей и агрегатов. Например, необходимо уменьшать концентрацию напряжений, особенно в местах контакта деталей, проводить оптимизацию формы деталей и предусматривать плавные переходы от одной поверхности детали к другой. Так, предельная амплитуда цикла напряжений ответственных болтов при широкой проточке (в месте перехода резьбы к гладкому стержню) на 36 % больше, чем у болтов, не имеющих такой проточки [19, 21].

В настоящее время приводные цепи, клиновые ремни, большинство крепежных деталей, арматуры и многие другие унифицированные детали и сборочные единицы изготавливают на специализированных заводах. Это дает возможность значительно уменьшить себестоимость и повысить качество деталей. Например, трудоемкость изготовления болтов и гаек на специализированном предприятии в 10 раз ниже, чем на неспециализированном.

Неправильно осуществленная унификация может дать отрицательный эффект, в частности, когда приходится использовать ближайшие большие унифицированные детали, вызывающие неоправданное эксплуатационными условиями увеличение массы, габаритов и трудоемкости изготовления машин. Задача унификации конструкций и типоразмеров изделий, составных частей и деталей является не только технической, но и экономической. Ее цель — стандартизовать такие конструкции и их размерные ряды, при которых суммарная эффективность в сфере производства и эксплуатации была бы наибольшей.

Это положение можно пояснить графическим примером (рис. 3.3). При небольшом сокращении типоразмеров изделий серийность производства возрастает незначительно, и переход на более прогрес-

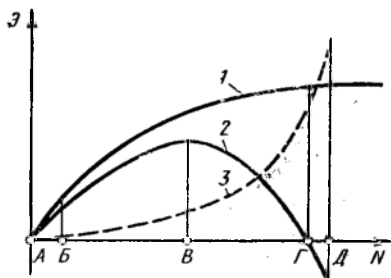


Рис. 3.3. Зависимость экономического эффекта от типа производства

жительный эффект, полученный за счет улучшения качества изделий и экономичности их производства, намного превышает потери, поэтому суммарный экономический эффект увеличивается (кривая 2, участок *БВ*). Дальнейшее сокращение типажа и повышение серийности мало увеличивает эффект в сфере производства, так как специализация уже осуществлена, а потери продолжают расти (участок *ВГ*). На участке *ГД* дальнейшее сокращение типоразмеров экономически неэффективно. Приведенная схема не распространяется на детали и сборочные единицы массового производства, так как их выпускают с высокой серийностью. В этом случае унификация деталей способствует сокращению номенклатуры запасных частей, улучшению условий эксплуатации и т. п.

В настоящее время унификацию деталей и сборочных единиц проводят во всех отраслях машиностроения. Организация специализированных производств унифицированных деталей и составных частей дает стране значительный технический и экономический эффект, поэтому необходимо шире применять в разрабатываемых конструкциях унифицированные и сборочные единицы.

Агрегатирование машин и других изделий. *Агрегатирование* — принцип создания машин, оборудования, приборов и других изделий из унифицированных стандартных агрегатов (автономных сборочных единиц), устанавливаемых в изделия в различном числе и комбинациях. Эти агрегаты должны обладать полной взаимозаменяемостью по всем эксплуатационным показателям и присоединительным размерам. Выделение агрегатов выполняют на основе кинематического анализа машин и их составных частей с учетом применения их в других машинах. При этом стремятся, чтобы из минимального числа типоразмеров автономных агрегатов можно было создать максимальное число компоновок оборудования.

Большое распространение получили агрегатные станки, так как при смене объекта производства их легко разобрать и из тех же агрегатов собирать новые станки для обработки других деталей с требуемой точностью. На рис. 3.4 показана типовая компоновка агрегатного станка модели 11А234, предназначенного для сверления отверстий, снятия фасок и нарезания резьбы в тормозном барабане автомобиля.

сивный технологический процесс может быть не оправдан экономически. Тогда уровень качества и себестоимость изделий остаются прежними, но отсутствуют связанные с унификацией потери (кривая 3, участок *АБ*). По мере дальнейшего сокращения типоразмеров создаются условия для организации специализированного производства и достижения значительного экономического эффекта (кривая 1), но при этом увеличиваются потери (кривая 3). Однако поло-

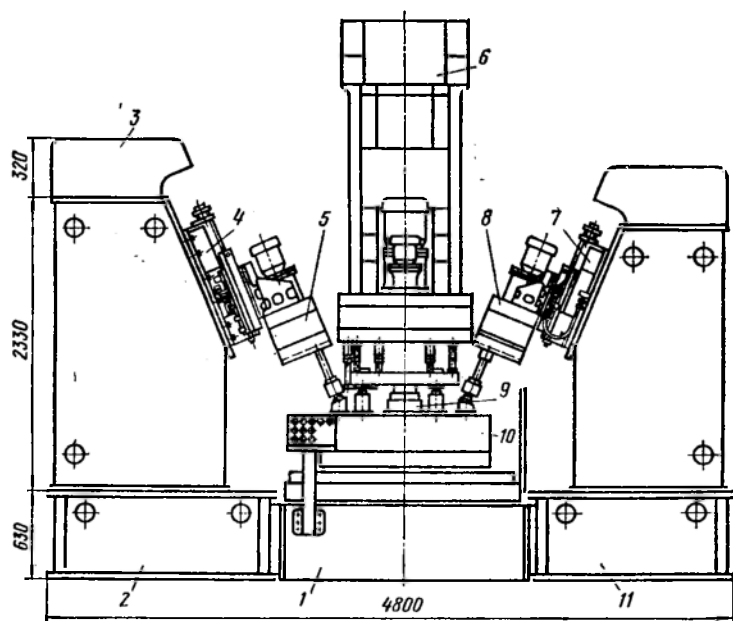


Рис. 3.4. Основные узлы агрегатного станка:

1 — сварное основание; 2, 11 — подставки; 3 — наклонные стойки; 4, 7 — силовые столы со шпиндельными головками 5 и 8; 6 — вертикальные стойки; 9 — зажимное приспособление; 10 — поворотный делительный стол

Введена *Единая система унифицированных узлов агрегатных станков и автоматических линий*, изготавливаемых централизованно. Одновременно разработан и успешно внедряется комплекс государственных стандартов, регламентирующих основные и присоединительные размеры, нормы точности и жесткости унифицированных узлов, входящих в систему. На основе этой системы на заводе «Станкоконструкция» и Харьковском заводе агрегатных станков уже изготавливают переналаживаемые агрегатные станки.

Положительной оценки заслуживает переход Министерства станкостроительной и инструментальной промышленности на создание металлорежущего, кузнечно-прессового и другого оборудования не отдельными моделями, а унифицированными рядами. Сюда входят 70 рядов, охватывающих 735 типоразмеров металлорежущих станков (один из них показан на рис. 3.5), 32 ряда (282 типоразмера) кузнечно-прессового оборудования и др.

Внедрение унификации и агрегатирования позволяет перейти от конструирования и производства необоснованно оригинального и дорогого оборудования и машин к созданию и выпуску их на основе *проверенных оптимальных унифицированных агрегатов*. При этом в создаваемых компоновках обеспечиваются оптимальные эксплуатационные показатели, а сроки проектирования и освоения новой техники сокращаются с 4—6 до 1,5—2 лет (вследствие использова-

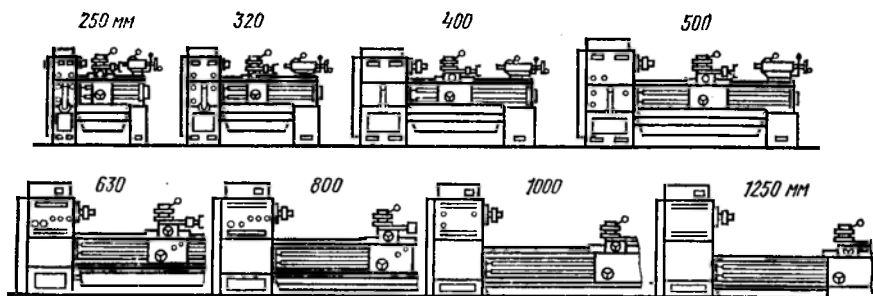


Рис. 3.5. Единый конструктивно-унифицированный ряд токарно-винторезных станков для обработки деталей диаметром 250—1250 мм

ния освоенных ранее и проверенных в эксплуатации агрегатов). Соответственно затраты на проектирование и освоение серийного производства снижаются в 1,5—2 раза. Увеличивается выпуск машин на тех же производственных мощностях, а себестоимость их изготовления уменьшается на 25—30 %. Агрегатирование упрощает эксплуатацию изделий, сокращает их металлоемкость и издержки на ремонт.

Отечественный и зарубежный опыт показывает, что при частой сменяемости или модернизации изготавливаемых изделий агрегатирование является наиболее прогрессивным методом конструирования, обеспечивающим ускорение технического прогресса и большой экономический эффект в народном хозяйстве. Безусловно, создавая принципиально новые машины или другие изделия, нельзя обойтись без проектирования конструктивно новых составных частей этих изделий, но их следует проектировать из агрегатов (сборочных единиц), которые при дальнейшем развитии изделий можно было бы унифицировать.

Принцип унификации и агрегатирования является обязательным при разработке стандартов на все новое оборудование. Например, ГОСТ 19458—74 предусматривает две базовые модели взамен шести, выпускавшихся ранее, и ряд их модификаций, которые обеспечивают потребность всех отраслей промышленности в ультразвуковых станках. Ежегодный экономический эффект — 174 600 р. Агрегатирование и унификация асинхронных электродвигателей серий А2 и А02 мощностью от 0,6 до 100 кВт (и заменяющих их серий 4А) позволили изготавливать несколько сот типов двигателей девяти габаритов с использованием только 64 типов корпусов, 42 типов валов и 26 типов роторов.

Наглядным примером применения принципа агрегатирования является также система универсально-сборных приспособлений (УСП). Такие приспособления komponуют из окончательно и точно обработанных взаимозаменяемых элементов: угольников, стоек, призм, опор, прихватов, зажимов, крепежных деталей и др. Систему УСП наиболее широко используют на опытных заводах и в условиях мелко- и среднесерийного производства, т. е. там, где конструирова-

ние и изготовление неразработанных приспособлений экономически невыгодны. С помощью элементов УСП собирают приспособления для фрезерных, сверлильных, расточных, сварочных, сборочных, контрольных и других операций. Время, затрачиваемое на сборку УСП, как правило, компенсируется при обработке первых двух-трех деталей. Элементы УСП могут служить 6—10 лет.

Ряды производных машин. Принципы унификации и агрегатирования позволяют на основе базовой модели создавать производные машины одинакового назначения, но с различными эксплуатационными показателями (мощностью, производительностью и др.), или машины различного назначения, выполняющие качественно другие операции. Например, применяют *метод секционирования*, который заключается в разделении машин на одинаковые унифицированные секции, из которых образуют путем простого набора производные машины (ковшовые элеваторы, скребковые и цепные транспортеры, воздуходувки, насосы и т. п.). Применяют также *метод базового агрегата*, при котором производные машины различного назначения получают путем присоединения к базовой модели машины специальных агрегатов. Показательным является создание на Могилевском автомобильном заводе конструктивно-унифицированного ряда тягачей и автомобилей. Здесь на базе конструкции одноосного тягача, двухосного тягача и автомобиля-самосвала, которые состоят из 11—15 унифицированных агрегатов, создано около 100 различных по назначению машин, в том числе путем использования сменного оборудования (для мелиоративных, строительно-дорожных, погрузочных работ, для коммунального хозяйства и др.). Унифицированные двигатели, радиаторы, гидроцилиндры и другие агрегаты изготавливают на специализированных заводах. Минский автомобильный завод разработал и внедрил оптимальные ряды унифицированных узлов и агрегатов (ведущие мосты, подвески, ступицы и др.) большегрузных автомобилей и автопоездов. Это позволило получить 2,5 млн. руб. экономии только при создании нового семейства автомобилей. Минский тракторный завод на базе трактора МТЗ-80 создал 18 модификаций машин. Трактор МТЗ-142 работает как при прямом, так и при заднем ходах. Кабины тракторов, имеют кондиционеры, хороший обзор и двигатель с хорошими шумовыми характеристиками. На международных выставках эти тракторы, имеющие государственный Знак качества, получили пять золотых, одну серебрянную и одну бронзовую медали. На Минском автозаводе на базе автомобиля МАЗ-6422 с 1984 г. начали серийно производить унифицированные большегрузные автопоезда, предназначенные для дальних большегрузных перевозок. Внедрение указанных автопоездов позволит за год высвободить примерно 16 тыс. водителей и сэкономить 380 млн. руб.

На Ленинградском заводе подъемно-транспортного оборудования им. Кирова создан унифицированный ряд порталных кранов, в которых 42 унифицированных узла заменили ранее применявшиеся 226 узлов индивидуальной конструкции, что позволило снизить трудоемкость кранов на 50 %, а их массу на 15 %.

Применяют унифицированные элементы для измерительных приборов: электронные блоки, преобразователи, самописцы, измерительные головки, элементы пневматических приборов и др. Например, профилограф-профилометр 202 завода «Калибр» состоит из шести самостоятельно выполненных унифицированных блоков.

Следует отметить, что в машиностроении ГДР изделия новой техники, имеющие менее 80 % унификаций, не принимают к серийному освоению. Фирма «Оптон» (ФРГ) выпускает различные модификации инструментальных микроскопов, состоящих из унифицированных элементов.

Показатели уровня стандартизации и унификации изделий. Под уровнем стандартизации и унификации изделий понимают насыщенность их соответственно стандартными и унифицированными составными частями. Уровень стандартизации и унификации характеризуется следующими коэффициентами, определяемыми по методике РД-50-33—80, утвержденной Госстандартом СССР 30.1.1980 г.

Коэффициент применяемости, %, по типоразмерам деталей

$$K_{\text{пр}}^{\tau} = \frac{n - n_0}{n} 100, \quad (3.4)$$

где n — общее число типоразмеров деталей в изделии; n_0 — число типоразмеров оригинальных деталей, т. е. деталей, разработанных впервые для данного изделия.

В указанной методике приведен пример расчета этого коэффициента, результаты которого следующие: в автомобиле $n = 3473$, $n_0 = 196$, тогда

$$K_{\text{пр}}^{\tau} = \frac{3473 - 196}{3473} 100\% = 94,3\%.$$

Используют также коэффициенты по трудоемкости, массе, стоимости и числу деталей. Коэффициент межпроектной (взаимной) унификации

$$K_{\text{м. у}} = \frac{\sum_{i=1}^H n_i - Q}{\sum_{i=1}^H n_i - n_{\text{max}}} 100, \quad (3.5)$$

где H — число рассматриваемых изделий (проектов); n_i — число типоразмеров составных частей (узлов) в i -м изделии; $Q = \sum_{j=1}^m q_j$ — число типоразмеров составных частей в H изделиях; q_j — число разновидностей типоразмеров одного наименования в j -й составной части; m — общее число наименований составных частей рассматриваемых изделий (проектов); n_{max} — максимальное число типоразмеров составных частей одного изделия (проекта). В методике для восьми моделей автомобилей $K_{\text{м. у}} = 74,5\%$.

При расчете указанных коэффициентов крепежные детали, детали соединений трубопроводов, шпонки, прокладки, лампочки,

слесарно-сборочный инструмент и другие подобные детали не учитывают; их учитывают отдельно. Уровень унификации будет планироваться и контролироваться.

3.4. КОМПЛЕКСНАЯ И ОПЕРЕЖАЮЩАЯ СТАНДАРТИЗАЦИЯ

В настоящее время в нашей стране широко применяют программно-целевой метод планирования и решения крупных народнохозяйственных задач. В области стандартизации разрабатывают и выполняют целевые программы комплексной стандартизации.

Комплексная стандартизация (КС). По определению, данному Постоянной Комиссией СЭВ по стандартизации, — это стандартизация, при которой осуществляется целенаправленное и планомерное установление и применение системы взаимоувязанных требований как к самому объекту КС в целом и его основным элементам, так и к материальным и нематериальным факторам, влияющим на объект, в целях обеспечения оптимального решения конкретной проблемы. Следовательно, сущность КС следует понимать как систематизацию, оптимизацию и увязку всех взаимодействующих факторов, обеспечивающих экономически оптимальный уровень качества продукции в требуемые сроки. К основным факторам, определяющим качество машин и других изделий, эффективность их производства и эксплуатации, относятся: совершенство конструкций и методов проектирования и расчета машин (их составных частей и деталей) на прочность, надежность и точность; качество применяемого сырья, материалов, полуфабрикатов, покупных и получаемых по кооперации изделий; степень унификации, агрегатирования и стандартизации; уровень технологии и средств производства, контроля и испытаний; уровень взаимозаменяемости, организации производства и эксплуатации машин; квалификация рабочих и качество их работы. Для обеспечения высокого качества машин необходима оптимизация указанных факторов и строгая взаимная согласованность требований к качеству как при проектировании, так и на этапах производства и эксплуатации. Решение этой задачи усложняется широкой межотраслевой кооперацией заводов. Например, для производства автомобилей используют около 4000 наименований покупных и кооперируемых изделий и материалов, тысячи видов технологического оборудования, инструмента и средств контроля, изготавливаемых заводами многих отраслей промышленности. КС позволяет организовать разработку комплекса взаимоувязанных стандартов и технических условий, координировать действия большого числа организаций-исполнителей. Задачами разработки и выполнения программ КС являются: 1) обеспечение всемерного повышения эффективности общественного производства, технического уровня и качества продукции, усиление режима экономии всех видов ресурсов в народном хозяйстве; 2) повышение научно-технического уровня стандартов и их организующей роли в ускорении научно-технического прогресса на основе широкого использования результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских работ и лучших оте-

чественных и зарубежных достижений науки и техники; 3) содействие выполнению программ социалистической экономической интеграции стран — членов СЭВ и программ комплексной стандартизации важнейших видов продукции, реализуемых в рамках СЭВ.

Программы КС разрабатывают на важнейшие виды продукции, имеющей народнохозяйственное значение, на группы разнородной продукции совместного применения, например, на системы машин и другую продукцию. Перечень программ КС разрабатывает Госстандарт СССР на стадии подготовки основных направлений развития народного хозяйства СССР на соответствующий планируемый период с учетом предложений министерств и ведомств. Эти предложения министерства (ведомства) разрабатывают, исходя из прогноза развития отрасли и изучения запросов потребителей к техническому уровню и качеству выпускаемой продукции.

Перечень программ КС утверждает Госстандарт СССР по согласованию с Госпланом СССР, ГКНТ и Госснабом СССР.

Программы КС разрабатывают на основе принципов, рассмотренных в подразд. 3.1. Предусматривается опережающее развитие стандартизации сырья, материалов, комплектующих изделий, качество которых оказывает решающее влияние на технико-экономические характеристики конечной продукции. Комплектующие изделия, материалы и покупные изделия межотраслевого применения, используемые для производства конечных изделий, должны быть включены в программу КС этого изделия. По этим объектам КС разработчики программы должны определить опережающие требования к их качеству и сроки их выпуска по новым стандартам.

Программы КС должны быть увязаны по содержанию и срокам с планом развития народного хозяйства страны и отрасли, планами производства продукции; планами капитального строительства; программами по решению важнейших научно-технических проблем; планами работ по внедрению в производство новых видов продукции, технологических процессов и др.

Выполнение программ КС должно обеспечить выпуск продукции с заданными показателями технического уровня высшей категории качества для полного и оптимального удовлетворения потребностей в этой продукции. Должно быть получено также превышение эффекта от комплексной стандартизации над затратами на разработку и реализацию программы.

В настоящее время пятилетние и годовые планы работы по стандартизации в СССР строят на базе широкого применения КС. Объекты комплексной стандартизации в машиностроении указаны на рис. 3.6.

В десятой пятилетке было выполнено свыше 90 программ КС на многие изделия машиностроения и приборостроения с большой эффективностью. Например, в результате осуществления КС Ярославский моторный завод повысил ресурс дизелей ЯМЗ с 6000 моточасов (1971 г.) до 8000 моточасов в 1973 г. и до 10 000 моточасов в 1976 г. При одном капитальном ремонте двигатель работает еще 10 000 ч, что сокращает соотношение затрат на выпуск и эксплуатацию от 1 : 5 до 1 : 0,8 и дает экономию, равнозначную вводу в строй нового

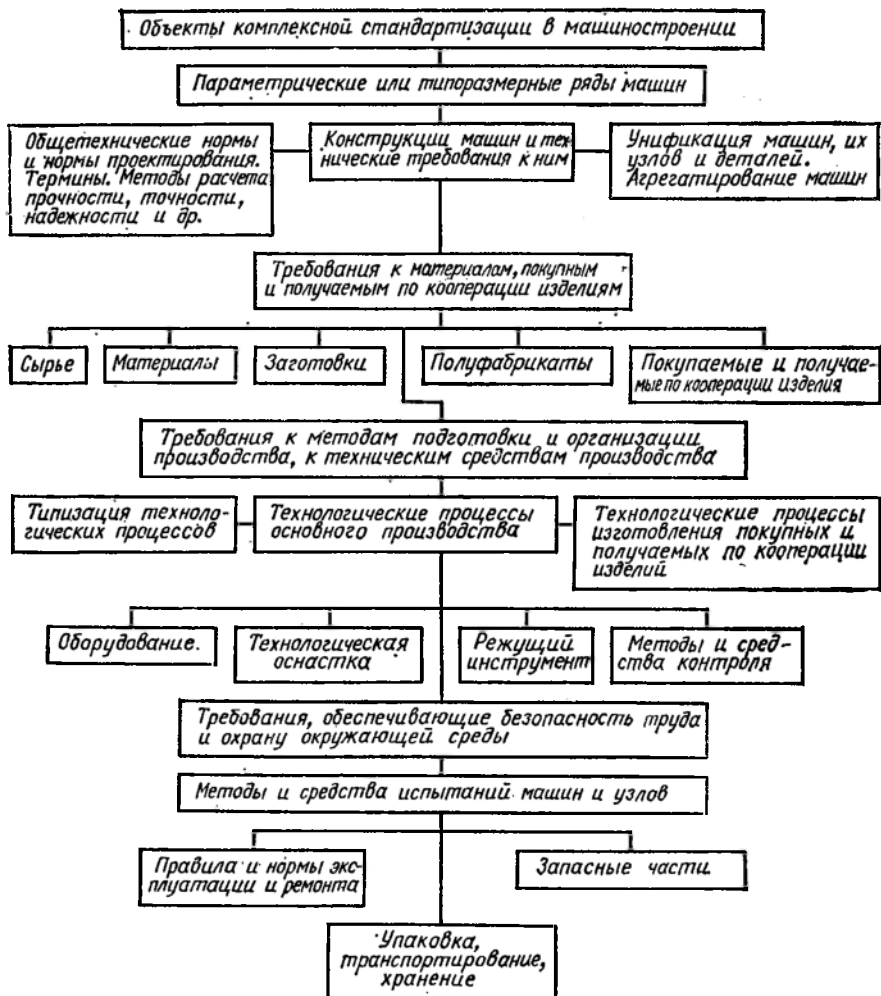


Рис. 3.6. Схема объектов комплексной стандартизации

моторного завода. Эти достижения стали возможными благодаря стандартизации и выполнению согласованных требований к материалам, покупным и кооперируемым изделиям и к другим факторам, указанным на рис. 3.6.

В одиннадцатой пятилетке осуществляется свыше 130 программ КС, направленных на выполнение важнейших целевых народнохозяйственных программ.

Большая работа по комплексной стандартизации проводится в рамках СЭВ, причем наибольшее внимание уделяется КС систем машин (система оборудования автоматических линий для производства конкретных изделий, система машин для погрузочно-разгрузочных работ и т. д.).

Большое значение в деле повышения качества промышленной продукции имеет комплексная стандартизация норм проектирования (системы допусков и посадок, профили резьб и зубьев, звездочки к приводным цепям, размеры концов, валов и т. д.; методов расчета на точность, прочность; терминов, оформлений чертежей деталей и узлов, методов и средств контроля и испытания и т. д. Из изложенного видно, что сущность КС заключается в установлении в каждом конкретном случае единой системы материальных и нематериальных объектов стандартизации, определяющих экономически оптимальное качество основного объекта КС, взаимосвязи этих объектов и увязке оптимальных требований ко всем объектам стандартизации входящим в систему с требованиями к основному объекту КС.

Опережающая стандартизация (ОС) [16]. Темпы научно-технической революции XX в. привели к резкому сокращению времени между появлением научной идеи и ее реализацией. Так, для радио период воплощения идеи в практику был равен приблизительно 35 годам (1867—1902 гг.), для телевидения 14 (1922—1936 гг.) а для транзисторов только 5 годам (1948—1953 гг.). Этот процесс ускоренного развития касается как конструкций машин и других изделий, так и методов, средств производства, новых материалов. Срок морального старения оборудования, приборов и механизмов сократился, что вызвало более быструю их смену. Критерием снятия с производства выпускаемого изделия являются экономические преимущества производства и эксплуатации нового изделия того же назначения, его большие технические возможности, лучшие эргономические и другие показатели качества.

При таком развитии и необходимости постоянного совершенствования конструкций и улучшения качества продукции в соответствии с потребностями общества и народного хозяйства систематически обновляемые стандарты, в которых только фиксируют существующие параметры и достигнутый уровень качества изделий, могут быть тормозом технического прогресса.

Таковыми же темпами должны совершенствоваться стандарты. Разрабатывая их, необходимо анализировать тенденции и прогнозировать развитие соответствующих отраслей и, как следствие, машин и изделий, т. е. *стандарты должны быть опережающими*. При разработке стандартов необходимо учитывать результаты исследовательских и конструкторских работ, патентную информацию, мировую техническую литературу и опыт промышленности. Стандартизация не может опережать научные и технические открытия, которые являются результатом научно-исследовательских работ, но она должна быть основана на них, ускоряя процесс их широкого внедрения в промышленность. ОС может базироваться на уже освоенных в других отраслях или в других странах образцах при соблюдении патентной чистоты стандартов.

Идея ОС была впервые выдвинута в СССР в 1929 г. Развитие теоретических основ и более широкое применение на практике ОС получила в последние годы. Необходимость проведения ОС предусмотрена в ГОСТ 1.0—68 «Государственная система стандартизации».

Опережающая стандартизация — это стандартизация, заключающаяся в установлении повышенных по отношению к уже достигнутому на практике уровню норм, требований к объектам стандартизации, которые согласно прогнозам будут оптимальными в последующее планируемое время. Оперевание может относиться как к изделию в целом, так и к наиболее важным параметрам и показателям его качества, методам и средствам производства, испытания и контроля и т. д.

Объектами ОС являются важнейшие виды продукции и процессы (нормы, характеристики, требования) при стабильной потребности в них и возможности изменения их в течение срока действия стандартов. Нормы и требования должны быть оптимальными, при которых заданная цель достигается минимальными затратами, т. е. достигается максимальный народнохозяйственный технико-экономический эффект с учетом проектирования, производства и эксплуатации изделий.

В зависимости от реальных условий в стандартах устанавливают показатели, нормы, характеристики (механизма, процесса) в виде ступеней качества с дифференцированными сроками введения. Примеры ОС приведены в работах [10, 16]. ОС необходимо проводить своевременно, чтобы не сдерживать выпуск изделий улучшенного качества.

В качестве показателя своевременности разработки стандарта на продукцию с повышенным качеством обычно принимают период упреждения T_y момента утверждения $t_{ут}$ стандарта относительно начала производства $t_{н.пр}$ этой продукции

$$T_y = t_{н.пр} - t_{ут}. \quad (3.6)$$

Увеличение периода упреждения T_y дает возможность полнее учесть требования нового стандарта, особенно в части необходимых материалов, покупных и кооперируемых изделий, а также в отношении технической подготовки производства. Это способствует повышению дополнительного эффекта $\mathcal{E}(T_y)$ от ОС (рис. 3.7). Однако с увеличением периода упреждения T_y увеличиваются потери $\Pi(T_y)$, связанные с задержкой производства улучшенных изделий. Оптимальное значение $T_{y\text{opt}}$ достигается при максимальной разности

$$\mathcal{E}(T_y) - \Pi(T_y). \quad (3.7)$$

Опережающие стандарты могут быть государственными, отраслевыми, заводскими или региональными (например, принятыми странами — членами СЭВ).

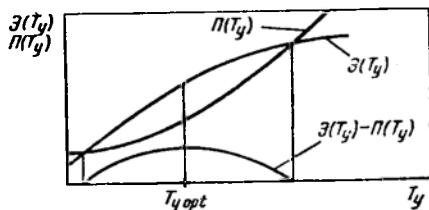


Рис. 3.7. К определению оптимального периода упреждения $T_{y\text{opt}}$ момента утверждения $t_{ут}$ опережающего стандарта относительно начала производства продукции

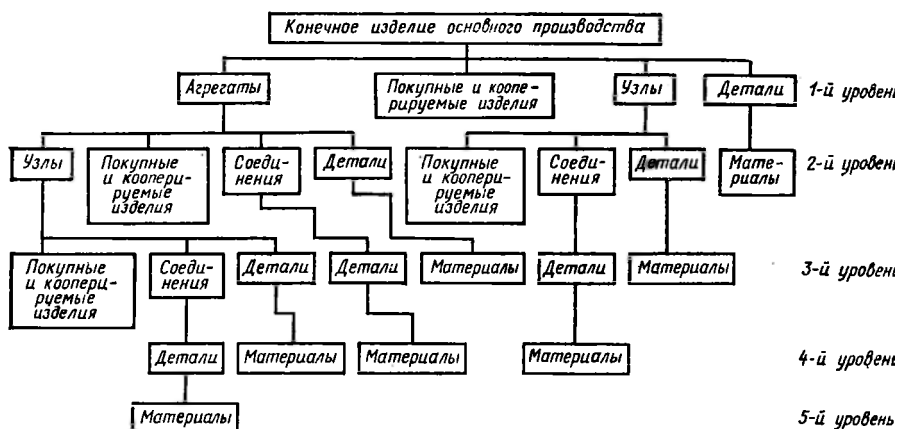


Рис. 3.8. Иерархическая схема установления требований к объектам опережающей стандартизации

При разработке комплексных и опережающих стандартов наибольшая трудность заключается в установлении количественных связей и степени влияния качественных показателей материала, заготовок, покупных и кооперируемых изделий, технологических и других факторов (являющихся объектами комплексной и опережающей стандартизации) на показатели качества конечного изделия. Наиболее эффективен здесь метод функциональной взаимозаменяемости (см. раздел 1.4). Эту задачу целесообразно решать в два этапа на основе принципа «от общего к частному»:

1) установление количественной связи, степени влияния и увязки показателей качества отдельных агрегатов, узлов, деталей, материала, покупных и кооперируемых изделий, входящих в конечное изделие, с требуемыми показателями качества конечного изделия в целом;

2) установление связей и увязка тех же параметров с требованиями к точности средств производства и контроля, при этом методы достижения требуемого качества покупных и кооперируемых изделий и материала, установленного разработчиком программы КС и ОС, устанавливает завод, который производит их.

При решении первого этапа задачи строят иерархическую схему готового изделия (рис. 3.8). По ней сначала увязывают показатели качества элементов первого уровня с заданными показателями качества конечного изделия, затем по таким же параметрам элементы второго уровня увязывают с установленными показателями качества первого уровня и т. д. Аналогично ведут решение и на втором этапе, но его иерархическая схема содержит, естественно, свои элементы. При этом используют ЭВМ и математические методы [3, 10] и др. Дальнейшее развитие теоретических и методологических основ опережающей и комплексной стандартизации будет способствовать более широкому внедрению их в практику стандартизации, значение и эффективность которой существенно возрастают, ее роль из фиксирующей становится действительно управляющей.

3.5. КОМПЛЕКСНЫЕ СИСТЕМЫ ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИХ СТАНДАРТОВ

Большие масштабы производства и широкие межотраслевые связи предприятий обусловили необходимость создания комплексных систем общетехнических (межотраслевых) стандартов. Эти системы объединяют в каждом комплексе несколько десятков прогрессивных стандартов, охватывающих все стадии жизненного цикла изделий: исследование и проектирование, подготовку производства, производство, эксплуатацию и ремонт. Внедрение комплексных систем стандартов повышает эффективность инженерного труда, качество продукции и экономичность ее производства.

Единая система конструкторской документации (ЕСКД). В связи с развитием промышленности, усложнением конструкций машин, приборов и других изделий, автоматизацией производственных процессов поток конструкторской документации постоянно увеличивается. Действовавшие до 1971 г. системы чертежного хозяйства обладали существенными недостатками: не обеспечивали единства оформления чертежей, что делало невозможным их передачу с предприятия на предприятие без их переоформления; содержали неполные, а иногда и противоречивые требования и т. д.

ЕСКД устанавливает для всех организаций страны единый порядок организации проектирования, единые правила выполнения и оформления чертежей и ведения чертежного хозяйства, что упрощает проектно-конструкторские работы, способствует повышению качества и уровня взаимозаменяемости изделий и облегчает чтение и понимание чертежей в разных организациях. ЕСКД дает возможность применять ЭВМ для проектирования и обработки технической документации. Она способствует развитию кооперирования в промышленности и использованию при проектировании новых изделий, отдельных частей и деталей ранее созданных конструкций.

В стандартах ЕСКД сохранена преемственность некоторых правил и положений действовавших ранее стандартов на чертежи и систему чертежного хозяйства; обеспечена также согласованность правил оформления чертежей и схем с рекомендациями ИСО и МЭК.

Введение стандартов ЕСКД обеспечивает взаимный обмен конструкторской документацией между организациями и предприятиями без ее переоформления; расширение унификации при конструкторской разработке проектов изделий; упрощает конструкторские документы и графические изображения, что способствует сближению трудоемкости проектно-конструкторских разработок промышленных изделий.

В результате коллективного труда большого числа специалистов различных отраслей промышленности и научных организаций был разработан и с 1 января 1971 г. внедрен комплекс стандартов ЕСКД, включающий свыше 250 стандартов. Они разделяются на следующие группы:

- 0 — общие положения (ГОСТ 2.001—70, ГОСТ 2.002—72);
- 1 — основные положения (ГОСТ 2.101—68, ГОСТ 2.121—73);

2 — классификация и обозначение изделий в конструкторских документах (ГОСТ 2.201—80);

3 — общие правила выполнения чертежей (ГОСТ 2.301—68—ГОСТ 2.320—82);

4 — правила выполнения чертежей изделий машиностроения и приборостроения (ГОСТ 2.401—68—2.427—75);

5 — правила обращения конструкторских документов (учет, хранение, дублирование, внесение изменений, ГОСТ 2.501—68—2.503—74);

6 — правила выполнения эксплуатационной и ремонтной документации (ГОСТ 2.601—68—2.609—79);

7 — правила выполнения схем (ГОСТ 2.701—76—ГОСТ 2.711—82—ГОСТ 2.721—74—ГОСТ 2.723—68, ГОСТ 2.725—68—ГОСТ 2.760—82—ГОСТ 2.770—68, ГОСТ 2.780—68—ГОСТ 2.782—68, ГОСТ 2.784—76—ГОСТ 2.797—81);

8 — макетные методы проектирования (ГОСТ 2.801—74—ГОСТ 2.803—77);

9 — прочие.

✓ Пример обозначения стандартов ЕСКД: ГОСТ 2.503—74. Цифра 2 — это класс стандартов; цифра 5 после точки обозначает группу стандартов; цифры 03 обозначают порядковый номер стандарта в данной группе и последние две цифры (после тире) указывают год регистрации стандарта.

Рекомендуется в скобках проставлять номер стандарта ЕСКД СЭВ, аналогичный ГОСТ ЕСКД [например ГОСТ 2.113—78 (СТ СЭВ 1179—78)].

В зависимости от стадии разработки конструкторские документы подразделяют на проектные (техническое предложение, эскизный проект и технический проект) и рабочие (рабочая документация).

Техническое предложение — совокупность конструкторских документов, обосновывающих целесообразность разработки документации нового изделия с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей разрабатываемого и существующих изделий и патентных материалов.

Эскизный проект — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструкторские решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, его параметры и габаритные размеры.

Технический проект — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать окончательные технические решения и исходные данные для разработки рабочей документации.

Новой разновидностью оформленного в виде стандарта нормативного документа является включенный в комплект ЕСКД ГОСТ 2.111—68 «ЕСКД. Нормоконтроль». Этот стандарт устанавливает порядок контроля конструкторской документации, согласно которому проверяется соблюдение требований действующих стандартов и технических нормативов, а также рациональное использование принципов унификации и типизации конструкторских решений.

Большое значение имеет ГОСТ 2.116—71 «ЕСКД. Карта технического уровня и качества продукции». В таких картах фиксируют достигнутый и перспективный уровни качества изделий, а также показатели лучших отечественных и зарубежных аналогов. Эти карты используют для оценки качества изделий при их аттестации или при определении целесообразности их дальнейшей модернизации или снятия с производства.

ГОСТ 2.301—68 регламентирует форматы листов чертежей и других конструкторских документов:

Обозначение формата	A0	A1	A2	A3	A4
Размеры сторон формата, мм	841×1189	594×841	420×594	297×420	210×297

Допускается применение и других форматов.

Масштабы изображений на чертежах установлены ГОСТ 2.302—68: масштабы уменьшения 1 : 2; 1 : 2,5; 1 : 4; 1 : 5; 1 : 10; 1 : 15; 1 : 20; 1 : 25; 1 : 40; 1 : 50; 1 : 75; 1 : 100; 1 : 200; 1 : 400; 1 : 500; 1 : 800; 1 : 1000; масштабы увеличения 2 : 1; 2,5 : 1; 4 : 1; 5 : 1; 10 : 1; 20 : 1; 40 : 1; 50 : 1; 100 : 1. Допускается применение других масштабов.

Важное значение имеет ГОСТ 2.113—75 «ЕСКД. Групповые и базовые конструкторские документы». Если несколько деталей (сборочных единиц или изделий) имеют общие конструктивные признаки, то для них в соответствии с указанным стандартом может быть изготовлен один чертеж с указанием параметров, общих для всех деталей; на поле этого чертежа указывают конструктивные и другие данные, присущие только одной детали этой группы. Такие чертежи называют групповыми. Общими конструктивными признаками деталей (изделий) являются единство конструкции с различными размерами (например, болты одинаковой формы, но с разными размерами) или с одинаковыми размерами, но из различных материалов с разными механическими, магнитными или другими параметрами (например, одинаковые по форме и размерам шайбы, но из различных материалов, шарикоподшипники одинакового типоразмера, но разных классов точности).

Данные, которые являются постоянными для всех деталей (изделий), оформленные одним чертежом, следует вносить в чертеж один раз; переменные данные вносят в документ с указанием, к какой из деталей (изделий) они относятся.

Вместо группового чертежа на несколько вариантов деталей (изделий) при возможности выполняют один базовый чертеж и необходимое число самостоятельных чертежей того же вида, но с переменными, присущими каждой из деталей (изделий) параметрами. В этом случае в базовом чертеже указывают только постоянные параметры.

При применении групповых и базовых конструкторских документов (чертежей и спецификаций) затраты труда и бумаги сокращаются на 1/3.

В СССР ЕСКД применяют во всех отраслях промышленности. Экономический эффект, определенный по данным предприятий, составляет свыше 60 млн. руб.

В настоящее время на основе ЕСКД разрабатывается ЕСКД СЭВ. Уже разработано свыше 120 стандартов СЭВ, входящих в эту систему. Стандарты ЕСКД СЭВ обеспечивают взаимообмен конструкторской документацией между странами — членами СЭВ. При этом изменения, вносимые в ЕСКД СЭВ, обязательно вносят и в ЕСКД, действующую в СССР.

В стандарты ЕСКД систематически вносят необходимые изменения, вызванные, например, изменением системы допусков или других точностных параметров. Так, при изменении параметров шероховатости поверхностей деталей (ГОСТ 2789—73) в том же году был утвержден ГОСТ 2.309—73 на обозначение шероховатости: срок действия обоих стандартов был установлен с 01.01.1975 г. При изменении системы допусков на отклонения формы и расположения поверхностей детали был введен новый стандарт на обозначение на чертежах допусков формы и расположения поверхностей (ГОСТ 2.308—79).

Основным направлением перспективного развития ЕСКД является документальное обеспечение систем автоматизации проектно-конструкторских работ (САПР) и автоматизированных систем управления (АСУ). Применение САПР значительно повышает производительность труда конструкторов, что очень важно, так как ускорение научно-технического прогресса вызывает быстрое моральное старение машин и частую смену изготавливаемых видов машин.

Опыт передовых предприятий, внедряющих САПР, показал, что установленные стандартами ЕСКД основные положения и правила разработки конструкторской документации отвечают требованиям автоматизации проектирования.

Разработаны рекомендации по применению требований стандартов к выполнению конструкторских документов на устройства вывода ЭВМ; в 1979 г. на основе результатов опытного внедрения этих рекомендаций разработан и утвержден стандарт ЕСКД (ГОСТ 2.004—79), устанавливающий правила выполнения конструкторских документов (текстовых, табличных и графических) на печатающих и графических устройствах вывода ЭВМ.

Впервые в мировой практике разработаны пять государственных стандартов, входящих в состав ЕСКД и устанавливающих правила оформления и обращения документов, выполненных на перфокартах и перфолентах (ГОСТ 2.003—83, ГОСТ 2.031—83—ГОСТ 2.034—83).

Отдельные стандарты ЕСКД дополнены требованиями, определяющими применение средств вычислительной техники как для получения конструкторской документации, так и непосредственно для проектирования изделий. Примером может служить стандарт на обозначение двоичных логических элементов (ГОСТ 2.743—82).

Исследования, выполненные рядом организаций, имеющих опыт в применении средств вычислительной техники при проектировании, дали возможность создать в 1979 г. «Программу развития и совер-

шенствования ЕСКД в условиях функционирования САПР», выполнение которой должно обеспечить установление единых правил разработки, оформления и обращения конструкторской документации изделий, создаваемой с помощью САПР. Анализ показал, что структура ЕСКД полностью сохраняется. Намечено максимально упростить графику при выполнении изображений на чертежах и схемах.

При проектировании новых изделий используют большой объем информации. Проектировщик затрачивает в среднем 1/3 рабочего времени на ознакомление и анализ данных архива, библиографии и служб информации, поэтому автоматизация проектирования предусматривает в первую очередь автоматизацию учета, хранения и поиска конструкторских документов (КД).

При проектировании изделий часто используют конструкции действующих изделий путем внесения в конструкторскую документацию необходимых изменений. Корректировка КД в этом случае может занимать до 80 % времени, затрачиваемого на ее разработку. Автоматизация внесения изменений в КД позволит значительно сократить время разработки документации новых изделий.

Поскольку печатающие устройства вывода ЭВМ, применяемые в настоящее время, не ориентированы на выполнение КД, разрабатывают требования к техническим средствам, применяемым для создания КД.

Разрабатывают классификатор ЕСКД и проект стандартов на обозначение изделий и конструкторских документов. Микрофильмы конструкторских документов будут применять в качестве подлинника документа (ГОСТ 13.002—79). Внедрение этого стандарта на 20—30 % сокращает расход бумаги и других материалов, необходимых для изготовления подлинников конструкторских документов, позволяет высвободить большие площади архивов, уменьшить в 2 раза транспортные и почтовые расходы на пересылку конструкторских документов.

Комплекс стандартов ЕСКД, микрофильмирование и вводимая система обозначения изделий и конструкторских документов с использованием классификатора ЕСКД обеспечивают создание эффективной автоматизированной информационно-поисковой системы (АИПС) конструкторского назначения для поиска и заимствования изделий и КД при проектировании, унификации и стандартизации новых изделий и сборочных единиц. В итоге АИПС даст возможность резко снизить трудоемкость, сократить сроки проектирования новых изделий и повысить качество конструкторской документации и самих изделий.

Единая система технологической документации (ЕСТД). Технологическая документация, как и конструкторская, в значительной степени определяет трудоемкость, продолжительность подготовки производства и качество продукции. До создания ЕСТД в СССР применяли много вариантов оформления технологической документации, которые имели расхождение как по форме, так и по содержанию. При передаче технологической документации с одного

предприятия на другое (даже в одном ведомстве) ее часто приходилось полностью переделывать, что требовало больших затрат труда

ЕСТД представляет собой комплекс государственных стандартов, устанавливающих взаимосвязанные правила разработки, оформления и обращения технологической документации. Основное назначение стандартов ЕСТД заключается в установлении единых правил оформления и обращения технологических документов в организациях и на предприятиях. Информация, содержащаяся в технологических документах, является частью информационного обеспечения АСУ. Установленные в стандартах ЕСТД правила и положения по разработке, оформлению и обращению документации распространяются на все виды технологических документов. Стандарты этой системы должны обеспечивать преемственность основных положений стандартов ЕСКД; они должны предусматривать возможность ее разработки, заполнения и обработки средствами вычислительной техники; документация должна базироваться на основе широкого применения типовых (групповых) технологических процессов (операций). Расширение области применения типовых технологических процессов резко сокращает объем работы технолога и объем разрабатываемой документации. В настоящее время ЕСТД включает свыше 50 государственных стандартов, которые подразделены на 9 групп. Этим стандартам присвоен класс 3. Пример обозначения стандартов ЕСТД: ГОСТ 3.1103—82.

Разработаны методические указания о рациональном использовании стандартов на технологическую документацию.

Внедрение стандартов ЕСТД играет существенную роль в выборе единого технологического языка, применяемого всеми машино- и приборостроительными организациями и предприятиями, позволяет повысить уровень технологических разработок и заложить в технологические процессы более высокие гарантии качества выпускаемой продукции и повышения производительности труда.

Большая работа проводится по созданию системы технологических документов совместно со странами—членами СЭВ, что способствует расширению технических связей между социалистическими странами.

Единая система технологической подготовки производства (ЕСТПП). Необходимость введения ЕСТПП определяется усложнением конструкций машин и других изделий, межотраслевым характером их производства, частой сменой типов изготавливаемых изделий, вызванной высокими темпами научно-технического прогресса. ЕСТПП регламентирует процессы подготовки производства к серийному выпуску изделий машиностроения, приборостроения и средств автоматизации.

ЕСТПП — это установленная государственными стандартами система организации и управления процессом технологической подготовки производства, предусматривающая широкое применение прогрессивных типовых технологических процессов, стандартной технологической оснастки, переналаживаемого оборудования, роботов, средств механизации и автоматизации производственных

процессов, инженерно-технических и управленческих работ. Эта система обеспечивает: единый для всех предприятий и организаций системный подход к выбору и применению методов и средств технологической подготовки производства; освоение производства изделий высшей категории качества в минимальные сроки, при минимальных трудовых и материальных затратах на ТПП на всех стадиях создания изделий, включая опытные образцы (партии) изделий; организацию производства высокой степени гибкости, допускающей возможность непрерывного его совершенствования и быструю переналадку на выпуск новых изделий, и др.

Принципиальная новизна ЕСТПП состоит в том, что она впервые образовала единую технологическую цепь: унификация изделий — разработка и применение типовых технологических процессов — разработка и применение переналаживаемых средств технологического оснащения — автоматизация производственных процессов и инженерного труда, которая является основой организации взаимосвязанных процессов создания, освоения и выпуска новых машин и других изделий с использованием современных научных методов и прогрессивных технических средств подготовки производства и управления.

Функционирование ЕСТПП в соответствии с ее назначением обеспечивается комплексным применением государственных стандартов ЕСТПП, отраслевых стандартов и стандартов предприятий, конкретизирующих и развивающих отдельные правила и положения ЕСТПП применительно к специфике отрасли или предприятия. ✓ ЕСТПП включает стандарты пяти групп. Пример обозначения стандартов ЕСТПП: 14.001—73. Здесь число 14 — класс стандартов, 0 — группа стандартов, 01 — порядковый номер стандарта в данной группе, 73 — год регистрации стандарта.

Значительный эффект от внедрения ЕСТПП достигается в результате повышения технологичности изделий, сборочных единиц и деталей; широкого применения типовых технологических процессов, переналаживаемой оснастки; механизации и автоматизации инженерно-технических работ по технологической подготовке производства и др. Для облегчения внедрения ЕСТПП разработано 14 методических документов.

ЕСТПП устанавливает необходимость повышения уровня технологичности конструкций изделий, их составных частей и деталей.

Отработка конструкции изделия на технологичность направлена на повышение производительности труда, снижение затрат и сокращение времени на проектирование, технологическую подготовку производства (ТПП), изготовление, техническое обслуживание и ремонт изделия при обеспечении необходимого качества изделия. Технологичность конструкции оценивают количественно с помощью системы показателей (ГОСТ 14.201—83).

При проведении ТПП необходимо предусматривать применение перспективных, особенно безотходных, технологических процессов, повышающих качество изделий и снижающих их трудоемкость.

ЕСТПП устанавливает также необходимость широкого применения типовых технологических процессов для изготовления групп

Эскиз детали	Переход									Типовая деталь группы
	Подготовка торца 1	Обточка поверхности 2	Обточка поверхности 3	Сверление отверстия 4	Сверление отверстия 5	Расточка конуса 6	Обточка поверхности 7	Обточка фаски 8	Отрезка 9	
	●	○	○	○	○	○	○	○	○	Примечание. Номера поверхностей соответствуют номерам переходов
	●	●	○	○	○	○	○	○	○	
	●	●	●	○	○	○	○	○	○	
	●	●	●	●	○	○	○	○	○	
	●	●	●	●	●	○	○	○	○	
	●	●	●	●	●	●	○	○	○	

Рис. 3.9. Пример группового технологического процесса

однородных или близких по конструкции и методам обработки деталей. Правила разработки и применения типовых технологических процессов установлены ГОСТ 14.303—73. На рис. 3.9 показан пример группового технологического процесса изготовления деталей типа штуцер, которые могут быть обработаны при одной (групповой) наладке револьверного станка.

Например, на Горьковском заводе фрезерных станков по типовым технологическим процессам обрабатывается 45 % деталей, на Уральском заводе тяжелого машиностроения — 85 % и т. д. Сроки подготовки производства станков сокращены в 2,5 раза.

Для внедрения типовых технологических процессов проведена унификация технологических приспособлений и их элементов. Разработаны базовые конструкции приспособлений (серии приспособлений) для легких, средних, тяжелых и более тяжелых работ. Установлены также базисные части приспособлений. Таким образом, в новой системе технологических приспособлений сменными являются только детали, которые служат для установки и крепления обрабатываемой детали. Разработка такой конструкции приспособлений заслуживает высокой оценки. На Горьковском авиационном заводе имени С. Орджоникидзе на основе 262 стандартных базовых конструкций скомпоновано 1174 переналаживаемых приспособления, заменивших свыше 10 000 специальных приспособлений.

Внедрение ЕСТПП, например, на Пермском моторостроительном заводе имени Я. М. Свердлова позволило: уровень применения типовых технологических процессов повысить до 75 %; на основе 246 базовых стандартных конструкций собирать 4217 различных переналаживаемых приспособлений. Годовой экономический эффект от использования стандартной переналаживаемой оснастки составляет свыше 1 млн. руб., расход металла сократился на 1400 т,

а сроки проектирования и изготовления оснастки уменьшились в 5 раз.

В ЕСТПП большое внимание уделено техническим средствам и решению задач механизации и автоматизации инженерно-технических работ при ТПП. Объясняется это тем, что внедрение автоматизированного проектирования технологических процессов обеспечивает сокращение сроков проектирования в 10—15 раз.

Автоматизированное решение задач технологического проектирования применяют на станкозаводе имени С. Орджоникидзе, на заводе «Красный пролетарий» и т. д. Успешно проводится работа по автоматизированному проектированию технологических процессов обработки резанием на Московском заводе автоматических линий имени 50-летия СССР. Разработку автоматизированных систем ТПП в соответствии с ГОСТ 14.402—83 проводят во ВНИИНМАШ и МВТУ имени Н. Э. Баумана.

Внедрение ЕСТПП и ЕСТД повышает производительность труда на 30—35 % в серийном производстве и на 10—15 % — в массовом, сокращает затраты и сроки подготовки производства и освоения новых изделий в 2—2,5 раза.

Работа по дальнейшему развитию ЕСТПП продолжается.

Поставлена задача создания комплексной автоматизированной системы технологической подготовки производства, включающей автоматизацию разработки конструкторской документации, проектирования технологических процессов и средств технологического оснащения, а также систему транспортирующих средств с доставкой объектов обработки в установленные адреса.

Единая система стандартов приборостроения (ЕССП) призвана унифицировать и согласовывать по принципу агрегатирования параметры и характеристики приборов и устройств, входящих в системы автоматического контроля, регулирования и управления сложными производственными процессами. При этом обеспечивается информационная, конструктивная, эксплуатационная и другая совместимость указанных приборов и технических средств.

✓ *Совместимость технических средств* — это обеспечение согласованной совместной работы этих средств в предусмотренном сочетании; при этом однотипные технические средства должны обладать полной взаимозаменяемостью по всем нормируемым параметрам. Требования к совместимости функциональной, информационной, электрической, конструктивной (по присоединительным и габаритно-установочным размерам, эргономическим требованиям) и по другим параметрам установлены ГОСТ 22315—77. К постоянному времени стандартизованы входные и выходные параметры пневматических сигналов, электрические непрерывные входные и выходные сигналы элементов систем контроля и регулирования неэлектрических величин; параметры элементов импульсных и частотных сигналов; входные и выходные электрические кодированные сигналы и др.

ЕССП будет распространена на другие группы и виды приборов общепромышленного применения, изготавливаемые различными

министерствами и ведомствами. Унифицируются и стандартизируются блоки приборов, устройств и систем управления; модули, объединяющие ряд деталей и выполняющие самостоятельные функции в приборе; микромодули (конструкции элементов микропластин с сопротивлениями, конденсаторами, катушками индуктивности и другими элементами, представляющими собой функционально завершенные схемы) и др. Устанавливаются ряды температур, влажности и других параметров электроизмерительных приборов в зависимости от области их применения. Проводится работа по созданию агрегатной системы средств вычислительной техники и т. д.

Все большее внимание как в нашей стране, так и за рубежом уделяется стандартизации общетехнических норм и терминов, используемых при проектировании (нормальные углы и конусности, допуски и посадки типовых деталей и соединений, методы расчета и многие другие) и в производственно-технической документации. Так, в СССР широкое распространение получили ГОСТы на термины по надежности в технике (ГОСТ 27.002—83), термины, определения и обозначения в области зубчатых передач (ГОСТ 16530—83 и ГОСТ 16531—83), термины и определения в области метрологии (ГОСТ 16263—70), термины по качеству продукции и статистическим методам управления качеством (ГОСТ 16504—81, ГОСТ 15467—79 и ГОСТ 15895—77) и многие другие стандарты. Разработаны подобные стандарты СЭВ.

Большая работа проводится по унификации и стандартизации общепромышленных норм и правил в отдельных отраслях промышленности. Например, действуют свыше 1000 государственных и 800 отраслевых стандартов, относящихся к многочисленным видам электротехнической продукции, технологическим процессам, оснастки и оборудованию этой отрасли.

3.6. КЛАССИФИКАЦИЯ И КОДИРОВАНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Для информационного обеспечения ЕСТПП, АСУ и других автоматических систем в нашей стране созданы единые системы классификации и кодирования технико-экономической информации (ЕСКК ТЭИ). Эти классификаторы облегчают перенос информации на машинный язык ЭВМ для последующей обработки ее. Рассмотрим только общесоюзный классификатор промышленной и сельскохозяйственной продукции (ОКП). Головной организацией является ВНИИКИ Госстандарта, участниками — министерства и ведомства.

Большое значение ОКП определяется широкими масштабами разработки и внедрения автоматизированных систем управления и объединения их в общегосударственную автоматизированную систему сбора и обработки информации (ОГАС) на основе Государственной сети вычислительных центров (ГСВЦ). ОКП является основой информационного обеспечения АСУ.

ОКП отражает сложившееся общественное разделение труда и специализацию социалистического производства. Он систематизи-

щего выпуск всех изделий установленных размеров, формы и качества. Автоматизация сборки вообще невозможна без обеспечения взаимозаменяемости.

Экономическая эффективность стандартизации. Ожидаемую экономическую эффективность стандартизации определяют для экономического обоснования годовых и перспективных планов и программ комплексной стандартизации; выбора оптимального варианта решения задач стандартизации, унификации, агрегатирования; обоснования целесообразности разработки стандартов при определении цен на продукцию. Фактическую экономическую эффективность рассчитывают для определения действительного экономического эффекта от стандартизации в народном хозяйстве и на предприятиях, а также для поощрения за работы в области стандартизации.

Расчет экономической эффективности стандартизации выполняют в соответствии с ГОСТ 20779—81 и 20780—81.

Под экономическим эффектом стандартизации понимают экономию живого и овеществленного труда в общественном производстве в результате внедрения стандарта с учетом необходимых для этого затрат. Он может быть выражен в денежной или натуральной форме (снижение трудоемкости, экономия материалов, уменьшение потребности в оборудовании и площадях, сокращение длительности циклов проектирования и изготовления и т. п.), если затраты измерены в тех же единицах, что и экономия.

Суммарный народнохозяйственный эффект стандартизации металлорежущих станков, прессов, строительных и дорожных машин, измерительных приборов и других изделий определяют как разность приведенных затрат на создание, годовой выпуск и эксплуатацию изделий (P_1) и после (P_2) внедрения соответствующих стандартов:

$$\Delta_z = P_1 - P_2. \quad (3.13)$$

В приведенные затраты входят общие капитальные K_z и суммарные текущие C_z затраты. Показатель K_z учитывает затраты на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, необходимые для проведения стандартизации, затраты на опытное и серийное производство, затраты на испытания машины и ее отдельных элементов. Сюда включают расходы только на прикладные научно-исследовательские работы, непосредственно связанные с созданием данной машины, капитальные вложения в основные фонды конструкторского бюро, в котором проектируют машину или ее элементы, и средства, выделяемые на организацию серийного производства, а также затраты на разработку стандарта.

Показатель C_z учитывает расходы на изготовление продукции или выполнение работы с помощью стандартизуемой машины, в том числе заработную плату производственных рабочих и работников других категорий, стоимость сырья и материалов, амортизационные отчисления, а также затраты на текущий и планово-предупредительный ремонт и другие эксплуатационные расходы за весь срок службы машины.

рует выпускаемую в нашей стране товарную продукцию прежде всего по отраслевой ее принадлежности в виде различных классификационных группировок и конкретных наименований продукции, выпускаемой по действующим нормативно-техническим документам.

✓ ОКП представляет собой систематизированный свод кодов и наименований промышленной и сельскохозяйственной продукции, расположенной в порядке возрастания кодов. Вся промышленная и сельскохозяйственная продукция в ОКП разделена на 100 классов, классы — на 10 подклассов, подклассы — на 10 групп, группы — на 10 подгрупп, подгруппы — на 10 видов. Каждый вид может включать до 9999 конкретных наименований продукции.

Класс объединяют высшие классификационные группировки и конкретные виды продукции, характеризующиеся комплексом однородных признаков независимо от принадлежности продукции к отрасли народного хозяйства. Например, в самостоятельные классы выделена продукция тяжелого машиностроения (класс 41), станкостроения (класс 47) и т. д. В табл. 3.1 в качестве примера приведены два подкласса машиностроительных отраслей по Единой десятичной системе классификации продукции (свободные номера оставлены для будущего расширения классификатора).

Принятая система кодового обозначения позволяет закодировать всю конкретную продукцию, определяемую признаками, характерными для данной продукции. Десятичный код является оптимальным как для характеристики продукции, так и для применения средств вычислительной техники. ОКП издан в виде сборника классов и подклассов продукции их шифров (кодов).

На основе ОКП разрабатывается общий классификатор промышленной и сельскохозяйственной продукции стран—членов СЭВ.

3.7. СТАНДАРТИЗАЦИЯ ИЗДЕЛИЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ ПО НЕГЕОМЕТРИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ

Стандартизация упругих элементов (пружин, мембран и др.) предусматривает обеспечение взаимозаменяемости как по присоединительным размерам, так и по характеристике, выражающей зависимость перемещения (деформации) торца пружины или рабочего центра другого элемента от приложенной силы. Оптимальное значение параметров и стабильность характеристики упругих элементов определяются точностью их размеров и формы, механическими свойствами материалов, а также конструктивными и технологическими факторами. Упругие элементы должны иметь минимальное упругое последствие (т. е. минимальную остаточную обратимую деформацию, исчезающую в течение некоторого времени после снятия нагрузки) и наименьшую петлю гистерезиса (несовпадение характеристик при нагружении и разгрузении, определяемое максимальной разностью между деформациями при нагружении и разгрузении упругого элемента). Для определения влияния геометрических, механических и других параметров на работу упругих

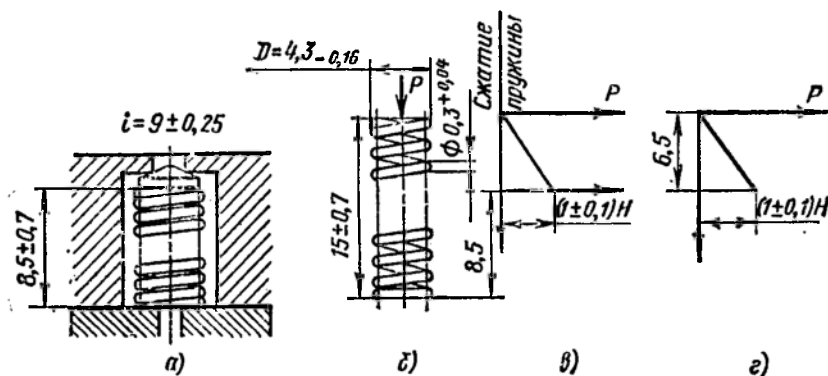


Рис. 3.10. Пружина предохранительного клапана:

а — схема клапана; б — основные размеры пружины; в и г — характеристики пружины

элементов используют соотношения, полученные из расчета этих элементов на прочность и жесткость.

Пример. Рассмотрим клапан с пружиной, работающей на сжатие (рис. 3.10, а). При длине пружины в сжатом состоянии $H_1 = 8,5$ мм эксплуатационный показатель — сила упругости P должна быть (рис. 3.10, в) постоянной и равной $(1 \pm 0,1) H$. Пружины, работающие в регуляторах давления и чувствительных элементах, например, измерительных приборов, должны обеспечивать определенную зависимость силы упругости от деформации, например создавать постоянный наклон упругой характеристики (рис. 3.10, г). Рассматриваемую пружину (статического действия) рассчитывают по максимальной воспринимаемой нагрузке исходя из допустимого напряжения. Зависимость силы P , действующей на пружину, от деформации λ имеет вид

$$P = Gd^4\lambda / (8D_0^3i), \quad (3.8)$$

где G — модуль сдвига (для данного случая $G = 78,5^{+1,56}_{-1,56}$ ГПа; d — диаметр проволоки ($d = 0,3^{+0,01}_{-0,01}$ мм); $\lambda = H - H_1$; H — длина пружины в свободном состоянии ($H = 15 \pm 0,7$ мм); H_1 — длина пружины в нагруженном состоянии ($H_1 = 8,5 \pm 0,7$ мм); D — наружный диаметр пружины ($D = 4,3_{-0,16}$ мм); D_0 — средний диаметр пружины ($D_0 = D - d$; $D_0 = 3,9 \pm 0,1$ мм, так как $D_{0\max} = 4,3 - 0,3 = 4,0$ мм; $D_{0\min} = 4,14 - 0,34 = 3,8$ мм); i — число рабочих витков ($i = 9 \pm 0,25$).

Среднее значение расчетной силы упругости пружины, найденное по формуле (3.8) с учетом средних значений ее параметров:

$$P_{\text{ср}} = 79,28 \cdot 0,32^4 \cdot 6,5 \cdot 10^{-3} / (8 \cdot 3,9^3 \cdot 9 \cdot 10^{-3}) = 1,26 \text{ Н},$$

т. е. на 26 % больше заданного. Такое несоответствие средней заданной осевой силы среднему значению силы упругости является одной из причин брака пружин. Предельные значения силы P упругости пружины являются функцией независимых переменных G , d , λ , D_0 и i , т. е. $P = F(G, d, \lambda, D_0, i)$. Предельная погрешность, т. е. наибольшее по абсолютному значению отклонение от среднего значения силы упругости,

$$\Delta P_{\Sigma} = \frac{\partial P}{\partial d} \Delta d + \frac{\partial P}{\partial D_0} \Delta D_0 + \frac{\partial P}{\partial i} \Delta i + \frac{\partial P}{\partial G} \Delta G + \frac{\partial P}{\partial \lambda} \Delta \lambda. \quad (3.9)$$

Подставив значения частных производных в выражение (3.9), получим

$$\Delta P_{\Sigma} = \frac{4d^3G\lambda}{8D_0^3i} \Delta d - \frac{3Gd^4\lambda}{8D_0^3i} \Delta D_0 + \frac{d^4\lambda}{8D_0^3i} \Delta G - \frac{Gd^4\lambda}{8D_0^3i^2} \Delta i + \frac{Gd^4}{8D_0^3i} \Delta \lambda. \quad (3.10)$$

Разделив обе части равенства (3.10) на значение P , вычисленное по формуле (3.8), а также приняв $\Delta H = \Delta H$, найдем относительные отклонения

$$\frac{\Delta P}{P} \approx \frac{4\Delta d}{d} - \frac{3\Delta D_0}{D_0} + \frac{\Delta G}{G} - \frac{\Delta i}{i} + \frac{\Delta H}{\lambda}, \quad (3.11)$$

откуда

$$\begin{aligned}\Delta P_d &= P 4 \Delta d/d = 1,00 \cdot 4 \cdot 0,02/0,32 = 0,25 \text{ Н}; \\ \Delta P_{D_0} &= P 3 \Delta D_0/D_0 = 1,00 \cdot 3 \cdot 0,1/3,9 = 0,08 \text{ Н}; \\ \Delta P_G &= P \Delta G/G = 1,00 \cdot 0,78/19,28 = 0,01 \text{ Н}; \\ \Delta P_i &= P \Delta G/i = 1,00 \cdot 0,25/9 = 0,03 \text{ Н}; \\ \Delta P_H &= P \Delta H/\lambda = 1,00 \cdot 0,7/6,5 = 0,11 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Суммарное отклонение силы, действующей на пружину, определяемое по методу максимума—минимума, равно сумме относительных отклонений всех параметров: $\Delta P = 0,25 + 0,08 + 0,01 + 0,03 + 0,11 = 0,48 \text{ Н}$. Отклонения ΔP_d являются систематическими, отклонения остальных параметров случайные. Вероятное суммарное отклонение силы P (при $k_i = 1$)

$$\Delta P_{\Sigma \text{ lim}} = 0,25 \pm \sqrt{0,08^2 + 0,01^2 + 0,03^2 + 0,11^2} = (0,25 \pm 0,14) \text{ Н}.$$

При симметричном расположении отклонений параметров предельные погрешности силы упругости $\Delta P_{\Sigma \text{ lim min}} = 0,11 \text{ Н}$; $\Delta P_{\Sigma \text{ lim max}} = 0,39 \text{ Н}$, поскольку возможны как положительные, так и отрицательные случайные отклонения от среднего значения P . Следовательно, рассеяние силы упругости пружины значительно превышает установленный допуск 0,2 Н. Поскольку погрешности ΔP_d и ΔP_G являются устранимыми систематическими, их можно уменьшить, подставив действительные значения размера проволоки и модуля упругости ее материала в расчетную формулу (3.8). Для уменьшения остальных погрешностей, пользуясь методом Г. Н. Фролова [17], выполняют калибровку пружин по упругой характеристике путем изменения числа свободных и поджатых витков пружины.

При особо повышенных точностных требованиях, если в конструкции механизма применяют несколько однотипных пружин используют селективный метод их комплектования.

Стандартизация малогабаритных электродвигателей постоянного тока с независимым возбуждением от постоянных магнитов (по П. И. Буловскому). Для этого двигателя основным показателем качества является частота вращения якоря. Погрешность частоты вращения якоря электродвигателя зависит от следующих функциональных параметров: сопротивления обмотки якоря $R_{\text{я}}$; падения переходного напряжения на щетках $\Delta U_{\text{щ}}$; числа проводников обмотки якоря ω ; магнитного потока Φ в зазоре. Зависимость между функциональными параметрами и эксплуатационным показателем имеет вид

$$n = [(U - IR_{\text{я}} - \Delta U_{\text{щ}}) a 60] / (p \Phi \omega), \quad (3.12)$$

где U — напряжение питания электродвигателя; I — ток в обмотке якоря; a — число пар параллельных ветвей обмотки якоря; p — число пар полюсов электродвигателя.

Пример. Заданы постоянные параметры $U = 27 \text{ В}$; $I = 0,38 \text{ А}$, $a = 2$; $p = 2$ и номинальные значения и предельные отклонения функциональных параметров: $R_{\text{я}} = (19,5 \pm 0,75) \text{ Ом}$; $\Delta U_{\text{щ}} = (1,5 \pm 0,5) \text{ В}$; число витков $\omega = 2700 \pm 9$; $\Phi =$

$= (0,534 \cdot 10^{-4} \pm 240 \cdot 10^{-8})$ Вб. Из этих данных определим предельные значения функциональных параметров:

$$R_{\text{я max}} = 20,25 \text{ Ом}; \quad R_{\text{я min}} = 18,75 \text{ Ом};$$

$$\Delta U_{\text{ш max}} = 2 \text{ В}; \quad \Delta U_{\text{ш min}} = 1 \text{ В};$$

$$\omega_{\text{max}} = 2709; \quad \omega_{\text{min}} = 2691;$$

$$\Phi_{\text{max}} = 0,558 \cdot 10^{-4} \text{ Вб}, \quad \Phi_{\text{min}} = 0,510 \cdot 10^{-4} \text{ Вб}.$$

Определим наибольшее и наименьшее предельные значения эксплуатационного показателя (все функциональные параметры уменьшающие):

$$n_{\text{max}} = \frac{(27 - 0,38 \cdot 18,75 - 1) \cdot 2 \cdot 60}{2 \cdot 0,510 \cdot 10^{-4} \cdot 2691} = 8252 \text{ мин}^{-1}.$$

$$n_{\text{min}} = \frac{(27 - 0,38 \cdot 20,85 - 2) \cdot 2 \cdot 60}{2 \cdot 0,558 \cdot 10^{-4} \cdot 2709} = 6868 \text{ мин}^{-1}.$$

Номинальное значение эксплуатационного показателя соответствует номинальным значениям функциональных параметров:

$$n_{\text{ном}} = \frac{(27 - 0,38 \cdot 19,5 - 1,5) \cdot 2 \cdot 60}{2 \cdot 0,534 \cdot 10^{-4} \cdot 2700} = 7528 \text{ мин}^{-1}.$$

Допуск эксплуатационного показателя

$$Tn = n_{\text{max}} - n_{\text{min}} = 8252 - 6868 = 1384 \text{ мин}^{-1}.$$

Предельные отклонения эксплуатационного показателя

$$En_{\text{верх}} = n_{\text{max}} - n_{\text{ном}} = 8252 - 7528 = 724 \text{ мин}^{-1};$$

$$En_{\text{нижн}} = n_{\text{min}} - n_{\text{ном}} = 6868 - 7528 = -660 \text{ мин}^{-1}.$$

Таким образом, эксплуатационный показатель качества электродвигателя $n = 7528 \pm_{-660}^{+724} \text{ мин}^{-1}$.

Эти отклонения можно уменьшить, уменьшив зазоры, влияющие на амплитуду колебания магнитного потока Φ , либо применив предварительную сортировку щеток по значениям переходного сопротивления, влияющего на $\Delta U_{\text{ш}}$.

3.8. РОЛЬ УНИФИКАЦИИ, АГРЕГАТИРОВАНИЯ И СТАНДАРТИЗАЦИИ В ПОВЫШЕНИИ КАЧЕСТВА МАШИН И ЭКОНОМИЧНОСТИ ИХ ПРОИЗВОДСТВА. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СТАНДАРТИЗАЦИИ

Повышение качества изделий. Унификацией, агрегатированием и стандартизацией регулируют номенклатуру изготавливаемых типов и типоразмеров изделий. Серийное и массовое производство организуют, как правило, только для изделий, у которых стандартизованы размеры, показатели качества, а часто и конструкция. Отмена стандарта на изделие означает снятие его с производства. Метод комплексной стандартизации позволяет шире применять принцип агрегатирования, устанавливать взаимно увязанные требования к сырью, материалам, комплектующим изделиям, технологическому процессу и оборудованию, измерительным средствам и другим объектам, обуславливающим качество конечного изделия. Повышению качества изделий способствует внедрение ЕСТПП, систем управления и аттестации качества продукции, применение

унифицированных, централизованно изготовленных деталей и узлов, а также норм проектирования.

Выпуск деталей и узлов с четко оговоренными функциональными параметрами при оптимальной их точности и оптимальном качестве поверхности, создание гарантированного запаса работоспособности машин и приборов позволяют обеспечить взаимозаменяемость всех выпускаемых заводом однотипных изделий по их эксплуатационным показателям. При этом их точность и долговечность повышается на 20—30 %, брак сокращается на 20—40 %, трудоемкость подгоночных и регулировочных работ уменьшается на 30—50 %.

Сокращение номенклатуры изделий в результате стандартизации и взаимозаменяемости сборочных единиц и агрегатов создает условия для развития специализации, отраслевого и межотраслевого кооперирования заводов. Унифицированные детали, сборочные единицы и агрегаты на специализированных заводах изготавливают на высокопроизводительном оборудовании с использованием более точных и стабильных приборов технологических процессов, и средств измерения, что обеспечивает повышение производительности труда и качества изделий. Принцип взаимозаменяемости создает предпосылки для осуществления специализации и кооперирования производства в масштабе ряда стран—членов СЭВ.

Повышение экономичности производства. Применение унифицированных и стандартизованных агрегатов и элементов машин способствует росту производительности труда и качеству их проектирования. При этом сокращаются затраты на проектные работы. При внедрении ЕСТПП, благодаря использованию стандартного инструмента и оснастки, уменьшаются затраты и сроки на подготовку производства. Большая эффективность достигается в результате применения деталей, сборочных единиц и изделий, изготавливаемых на специализированных заводах. В настоящее время доля специализированных производств стандартизованных и унифицированных агрегатов и элементов (блоков) составляет около 10 %. Если довести этот показатель до 20 %, в результате снижения себестоимости изготовления изделий можно получить экономический эффект около 5 млрд. руб.

Взаимозаменяемость также повышает экономичность производства, так как она в значительной степени упрощает сборку изделий, которая сводится к соединению деталей в сборочную единицу без пригонки (при полной взаимозаменяемости) или с минимальными регулировочными или подборочными работами (при неполной взаимозаменяемости). При этом облегчаются эксплуатация и ремонт изделий, так как износившиеся или вышедшие из строя детали или сборочные единицы можно легко заменить запасными без ухудшения эксплуатационных показателей, т. е. повышаются восстанавливаемость и ремонтпригодность изделий. Комплексная механизация и автоматизация производственных процессов, создание автоматических линий, цехов и предприятий могут быть осуществлены только на основе взаимозаменяемого производства, обеспечиваю-

щего выпуск всех изделий установленных размеров, формы и качества. Автоматизация сборки вообще невозможна без обеспечения взаимозаменяемости.

Экономическая эффективность стандартизации. Ожидаемую экономическую эффективность стандартизации определяют для экономического обоснования годовых и перспективных планов и программ комплексной стандартизации; выбора оптимального варианта решения задач стандартизации, унификации, агрегатирования; обоснования целесообразности разработки стандартов при определении цен на продукцию. Фактическую экономическую эффективность рассчитывают для определения действительного экономического эффекта от стандартизации в народном хозяйстве и на предприятиях, а также для поощрения за работы в области стандартизации.

Расчет экономической эффективности стандартизации выполняют в соответствии с ГОСТ 20779—81 и 20780—81.

Под экономическим эффектом стандартизации понимают экономию живого и овеществленного труда в общественном производстве в результате внедрения стандарта с учетом необходимых для этого затрат. Он может быть выражен в денежной или натуральной форме (снижение трудоемкости, экономия материалов, уменьшение потребности в оборудовании и площадях, сокращение длительности циклов проектирования и изготовления и т. п.), если затраты измерены в тех же единицах, что и экономия.

Суммарный народнохозяйственный эффект стандартизации металлорежущих станков, прессов, строительных и дорожных машин, измерительных приборов и других изделий определяют как разность приведенных затрат на создание, годовой выпуск и эксплуатацию изделий (P_1) и после (P_2) внедрения соответствующих стандартов:

$$\Delta_z = P_1 - P_2. \quad (3.13)$$

В приведенные затраты входят общие капитальные K_z и суммарные текущие C_z затраты. Показатель K_z учитывает затраты на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, необходимые для проведения стандартизации, затраты на опытное и серийное производство, затраты на испытания машины и ее отдельных элементов. Сюда включают расходы только на прикладные научно-исследовательские работы, непосредственно связанные с созданием данной машины, капитальные вложения в основные фонды конструкторского бюро, в котором проектируют машину или ее элементы, и средства, выделяемые на организацию серийного производства, а также затраты на разработку стандарта.

Показатель C_z учитывает расходы на изготовление продукции или выполнение работы с помощью стандартизуемой машины, в том числе заработную плату производственных рабочих и работников других категорий, стоимость сырья и материалов, амортизационные отчисления, а также затраты на текущий и планово-предупредительный ремонт и другие эксплуатационные расходы за весь срок службы машины.

Приведенные затраты

$$П_i = C_{\Sigma} + E_n K_{\Sigma}, \quad (3.14)$$

где E_n — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, который при отсутствии отраслевых нормативных значений принимают равным 0,12.

Отношение капиталовложений и разовых затрат к фактическому экономическому эффекту от унификации, стандартизации и организации специализированного производства стандартных изделий достигает 1 : 8 и более [10, 18].

Пример. При стандартизации машин и приборов, входящих в основные фонды предприятий, среднегодовой экономический эффект устанавливают для года, в котором эксплуатируется половина общего числа машин (приборов), подлежащих выпуску, а число изготавливаемых машин (приборов) соответствует их среднему выпуску при равномерной замене в течение срока службы:

$$\mathcal{E} = (0,5T\Delta\Pi_{\partial} - \Delta n_n)B, \quad (3.15)$$

где T — срок службы изделия; $\Delta\Pi_{\partial}$ — снижение годовых приведенных затрат на эксплуатацию изделия; Δn_n — увеличение приведенных затрат на изготовление одного изделия; B — годовой выпуск изделий (программа).

Предположим, что по новому стандарту будет изготовлено 15 тыс. машин со сроком службы 10 лет. Средние приведенные затраты на эксплуатацию стандартной машины на 100 р. меньше, чем затраты на машину, которую она заменяет, т. е. $\Delta\Pi_{\partial} = 100$. Средние приведенные затраты на изготовление стандартной машины вследствие роста капитальных вложений и текущих затрат на 400 р. больше ($\Delta n_n = 400$). Расчет ведем для года, в течение которого эксплуатируется половина машин, т. е. $0,5 \cdot 15\,000 = 7500$, а годовой выпуск $B = 15\,000/10 = 1500$ машин, что соответствует среднему выпуску в течение срока службы. Тогда экономический эффект стандартизации $\mathcal{E} = (0,5 \cdot 10 \cdot 100 - 400) 1500 = 150\,000$ р.

В приведенных затратах капитальные вложения смежных производств не учитывают, так как они уже учтены в ценах на продукцию этих производств.

4.1. ПОНЯТИЕ О КАЧЕСТВЕ И ПОКАЗАТЕЛЯХ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ

✓ *Качество продукции* — совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением (ГОСТ 15467—79). Из этого определения следует, что не все свойства изделия входят в понятие качества, а только те, которые определяются потребностью общества в соответствии с назначением этого изделия.

Качество машин зависит от технического уровня машиностроения и его отдельных отраслей, определяемого большим числом факторов (рис. 4.1). Например, повышение рабочих скоростей, давлений и мощности позволяет значительно увеличить единичную производительность (получаемую при одном рабочем цикле машины) прокатного и кузнечно-прессового оборудования, но требует применения металла высокой прочности; создание систем машин с полной автоматизацией всего технологического цикла, начиная с подачи исходного сырья, получения заготовки, обработки деталей, сборки и кончая контролем конечной продукции, ее упаковкой и подготовкой к отправке потребителю, повышает качество продукции и резко снижает потребность в рабочей силе. Но это возможно при совершенстве конструкций всех механизмов системы и высоком уровне других показателей, указанных на рис. 4.1.

✓ Для оценки качества машин и других изделий нужна четкая система показателей и методов их определения. Область практической и научной деятельности, которая занимается разработкой теоретических основ и методов количественной оценки качества продукции, называют *квалиметрией*. Основные задачи квалиметрии: определение номенклатуры необходимых показателей качества изделий и их оптимальных значений; разработка методов количественной оценки качества; создание методики учета изменения качества во времени и т. д.

Установлены следующие *показатели качества* любых видов продукции: *показатели назначения*, характеризующие свойства продукции, определяющие функции, для выполнения которых она предназначена, и обуславливающие область ее применения; *показатели надежности* (долговечности); *показатели технологичности*, характеризующие эффективность конструктивно-технологических решений для обеспечения высокой производительности труда при изготовлении и ремонте продукции [5, 11, 12]; *эргономические*

задачей эргономики является создание оптимальных гигиенических, физиологических, психологических, технических и организационных условий для производительного труда и обеспечения необходимых удобств, содействующих развитию способностей работника и получению высоких технических и качественных показателей его работы. Эргономические показатели должны быть установлены для каждого типа системы человек — машина — среда и отдельно для каждой машины, входящей в данную систему. Наиболее важными из них являются удобное расположение органов управления машиной, простота ее эксплуатации, обзорность рабочей зоны, гигиенические показатели, в том числе допускаемые уровни вибрации и шума и т. д.; для измерительных приборов — точность и надежность отсчетного устройства.

Станки и другие средства производства, сконструированные с учетом эргономических показателей в сочетании с оптимальной рабочей средой, обеспечивают наименьшее физическое и психоэмоциональное напряжение, малую утомляемость оператора, создают условия, при которых человек получает в процессе труда наибольшее удовлетворение. Это сказывается и на производственных результатах: возможные скорости, производительность, точность, надежность работы средств производства и контроля используются в наибольшей степени. Например, на Рижском заводе ВЭФ на участке конвейерной сборки радиоприемников положительную роль в создании хорошей эргономической рабочей среды сыграли следующие мероприятия: периодическое 20 %-ное усиление освещенности рабочих мест на 1,5—2 мин, трансляция «функциональной» музыки по программе, устанавливаемой музыковедом, подача к рабочим местам дважды в смену кофе. Очень важным было участие психолога в рассмотрении конфликтных ситуаций и создание обстановки, исключающей их возникновение. Работы по промышленной эстетике в нашей стране в настоящее время развиваются в направлении создания систем и комплексов изделий, средств производства и предметов окружающей среды, хорошо согласованных и совместимых как функционально, так и с точки зрения гармонии и удобства работы. В качестве примера можно привести проект комплексной системной программы для промышленности, выпускающей электроизмерительные приборы. Проект разработан Всесоюзным НИИ технической эстетики и Всесоюзным объединением «Союзэлектроприбор». Это объединение выпускает свыше 1200 наименований электроизмерительной техники. Техническое качество приборов в основном удовлетворяет современным требованиям, но некоторые из них неудобны в эксплуатации, имеют непривлекательный вид, и из них трудно создавать приборные комплексы, на которых было бы удобно работать.

Отдельные приборы Житомирского завода «Электроизмеритель», в создании которых участвовали специалисты в области технической эстетики, изящны, удобны в обращении и переноске. Они завоевали прочное место на мировом рынке. Программа работы дизайнеров охватывала не только приборы, но и рабочие места, мебель, рабочую

показатели; показатели стандартизации и унификации, характеризующие степень использования в продукции стандартизованных изделий и уровень унификации составных частей изделия; *патентно-правовые* показатели, характеризующие степень патентной защиты изделия в СССР и за рубежом, а также его патентную чистоту; *экономические показатели*, отражающие затраты на разработку, изготовление и эксплуатацию или потребление продукции, а также экономическую эффективность эксплуатации; *показатели безопасности*.

Для машиностроения и приборостроения наиболее эффективными показателями качества машин и механизмов являются их эксплуатационные характеристики, зависящие от технического уровня машиностроения.

✓ *Эксплуатационные показатели* — это характеристики, определяющие качество выполнения изделием заданных функций. Общими из них для всех изделий длительного действия являются показатели надежности (долговечности), динамичности качества, эргономические показатели и экономичность эксплуатации.

✓ *Надежность* — это свойство объекта (например, изделия) сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях использования, технического обслуживания и ремонта, хранения и транспортирования (ГОСТ 27.002—83). Надежность включает свойства безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости. Показателями надежности являются вероятность безотказной работы, средняя наработка до отказа, интенсивность отказов и др.

Вероятность безотказной работы $P(t)$ — вероятность того, что в заданном интервале времени t или в пределах заданной наработки отказа в работе изделия не произойдет (отказ — событие, заключающееся в том, что изделие становится неспособным выполнять заданные функции с установленными показателями):

$$P(t) \approx N(t)/N_0, \quad (4.1)$$

где N_0 — число изделий, работающих в начале испытаний; $N(t)$ — число изделий, работоспособных в конце промежутка времени t .

Если $N_0 = 100$; $N(t) = 90$, то при $t = 1000$ ч $P(1000) = \frac{90}{100} = 0,9$.

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ является функцией времени. Для разных изделий график этой функции имеет различный вид. Например, для «нестареющих» полупроводниковых приборов график $\lambda(t)$ имеет вид горизонтальной прямой. Типичный характер изменения интенсивности $\lambda(t)$ отказов изделий машиностроения от начала эксплуатации до их списания показан на рис. 4.2. В период I выявляются дефекты конструкций, изготовления, сборки конечного изделия, а также покупных и кооперируемых составных частей. Интен-

сивность отказов убывает от некоторого максимального до постоянного значения. В этот период происходит приработка составных частей и деталей изделия. В период *II* интенсивность отказов остается практически постоянной (период нормальной работы). В период *III* интенсивность отказов резко возрастает, происходит изнашивание, старение и необратимые физико-химические явления, при которых эксплуатация изделия невозможна или экономически не оправдана.

Для уменьшения периода *I* целесообразно проводить обкатку машин до начала их эксплуатации.

Для измерительных приборов особо важна *точностная надежность*, т. е. свойство сохранять точность измерения в заданных пределах в течение установленного времени при определенных условиях их эксплуатации.

✓ Свойство изделий сохранять способность выполнения заданных функций с установленными показателями до их предельного состояния (при установленной системе технического обслуживания и ремонтов) называют *долговечностью*. При этом *предельное состояние* изделия определяется невозможностью дальнейшей эксплуатации вследствие неустранимого нарушения требований безопасности, неустранимого снижения эксплуатационных показателей и эффективности эксплуатации или нецелесообразности его восстановления. Показателями долговечности могут быть: *назначенный ресурс*, определяемый наработкой изделия, предельное состояние которого обусловлено достижением заданной наработки; *назначенный срок службы* — срок службы изделия, предельное состояние которого обусловлено достижением заданной календарной продолжительности использования изделия по назначению (наработка — это продолжительность или объем работы изделия). Применяют и другие показатели, приведенные в ГОСТ 27.002—83.

Вследствие недостаточной жесткости и виброустойчивости конструкции, наличия сил трения в подвижных соединениях, наличия дисбаланса и упругих деформаций, недостаточной точности изготовления и других причин при холостом и рабочем режимах работы машины возникают быстропотекающие колебательные процессы (вибрации). Эти колебания увеличивают шероховатость трущихся поверхностей деталей и уменьшают долговечность машин, снижают точность обработки станков, стойкость режущего инструмента, точность автоматических измерительных приборов. В связи с этим для каждого типа изделия устанавливают и контролируют показатели *динамического качества*. Можно экспериментально установить зависимость долговечности машины, например, от дисбаланса ее частей.

В настоящее время допускаемый уровень вибраций и шума передачи устанавливают путем сравнительных испытаний вновь созданных и конструктивно-тождественных передач, находящихся в тождественных условиях эксплуатации.

✓ *Эргономика* (от греч. *ergon* работа и *nomos* — закон) — область науки, занимающаяся оптимизацией взаимодействия человека с машиной (прибором) и рабочей средой в трудовом процессе. Основной

задачей эргономики является создание оптимальных гигиенических, физиологических, психологических, технических и организационных условий для производительного труда и обеспечения необходимых удобств, содействующих развитию способностей работника и получению высоких технических и качественных показателей его работы. Эргономические показатели должны быть установлены для каждого типа системы человек — машина — среда и отдельно для каждой машины, входящей в данную систему. Наиболее важными из них являются удобное расположение органов управления машиной, простота ее эксплуатации, обзорность рабочей зоны, гигиенические показатели, в том числе допускаемые уровни вибрации и шума и т. д.; для измерительных приборов — точность и надежность отсчетного устройства.

Станки и другие средства производства, сконструированные с учетом эргономических показателей в сочетании с оптимальной рабочей средой, обеспечивают наименьшее физическое и нервно-эмоциональное напряжение, малую утомляемость оператора, создают условия, при которых человек получает в процессе труда наибольшее удовлетворение. Это сказывается и на производственных результатах: возможные скорости, производительность, точность, надежность работы средств производства и контроля используются в наибольшей степени. Например, на Рижском заводе ВЭФ на участке конвейерной сборки радиоприемников положительную роль в создании хорошей эргономической рабочей среды сыграли следующие мероприятия: периодическое 20 %-ное усиление освещенности рабочих мест на 1,5—2 мин, трансляция «функциональной» музыки по программе, устанавливаемой музыковедом, подача к рабочим местам дважды в смену кофе. Очень важным было участие психолога в рассмотрении конфликтных ситуаций и создание обстановки, исключающей их возникновение. Работы по промышленной эстетике в нашей стране в настоящее время развиваются в направлении создания систем и комплексов изделий, средств производства и предметов окружающей среды, хорошо согласованных и совместимых как функционально, так и с точки зрения гармонии и удобства работы. В качестве примера можно привести проект комплексной системной программы для промышленности, выпускающей электроизмерительные приборы. Проект разработан Всесоюзным НИИ технической эстетики и Всесоюзным объединением «Союзэлектроприбор». Это объединение выпускает свыше 1200 наименований электроизмерительной техники. Техническое качество приборов в основном удовлетворяет современным требованиям, но некоторые из них неудобны в эксплуатации, имеют непривлекательный вид, и из них трудно создавать приборные комплексы, на которых было бы удобно работать.

Отдельные приборы Житомирского завода «Электроизмеритель», в создании которых участвовали специалисты в области технической эстетики, изящны, удобны в обращении и переноске. Они завоевали прочное место на мировом рынке. Программа работы дизайнеров охватывала не только приборы, но и рабочие места, мебель, рабочую

одежду, территорию и помещения заводов и другие объекты. Одно временно была проведена унификация размеров, формы, материалов составных частей приборов: несущих элементов, тумблеров, рукояток, кнопок, шкал, стрелок и др., что позволило сократить номенклатуру составных частей в 4—5 раз и организовать их производство на специализированных предприятиях. Разработанная модульная размерная система позволит конструировать приборы из унифицированных составных частей. Применено также единое цветно-графическое кодирование. Например, красная полоса пересекает корпус и шкалу приборов, измеряющих сопротивление, она имеется также на упаковке — красный цвет сопровождает приборы этого типа везде. Достаточно беглого взгляда, чтобы автоматически принять информацию. Автоматическое же реагирование снимает часть нервного напряжения у человека, пользующегося информацией.

В зависимости от заданных функций изделия могут обладать разнообразными специфическими эксплуатационными показателями (см. рис. 4.1).

4.2. МЕТОДЫ ОЦЕНКИ УРОВНЯ КАЧЕСТВА МАШИН. ОПТИМАЛЬНЫЙ УРОВЕНЬ КАЧЕСТВА

Систематическая оценка качества продукции необходима для проведения мер по его повышению, для аттестации качества или снятия продукции с производства. Относительную характеристику качества продукции, основанную на сравнении значений показателей качества оцениваемой продукции с базовыми значениями соответствующих показателей, называют *уровнем качества продукции* (ГОСТ 15467—79). За базовые показатели принимают показатели качества эталонного образца или нескольких образцов лучших отечественных или зарубежных изделий. Изделия, выбранные как эталонные, должны иметь наивысший уровень качества из числа всей совокупности аналогичных изделий в нашей стране и за рубежом. Необходимо обеспечивать соответствие качества серийно изготавливаемой продукции качеству эталонного образца. Для оценки уровня качества продукции в машиностроении применяют дифференциальный, комплексный и смешанный методы.

Дифференциальный метод оценки уровня качества заключается в раздельном сопоставлении единичных показателей качества рассматриваемого изделия с аналогичными базовыми показателями. Для этого определяют относительные показатели качества по формулам

$$q = P_i / P_{i0}; \quad (4.2)$$

$$q_i = P_{i0} / P_i, \quad (4.3)$$

где P_i — единичный показатель рассматриваемого изделия; P_{i0} — единичный базовый показатель.

Формулу (4.2) применяют для показателей, увеличение которых свидетельствует об улучшении качества изделия (производительности, ресурса, точности); формулу (4.3) — для показателей, умень-

шение которых указывает на улучшение качества (себестоимость, материалоемкость, расход горючего). Если вычисленные по формулам (4.2) и (4.3) относительные показатели больше или равны единице, это означает, что уровень качества рассматриваемого изделия превышает или соответствует уровню качества эталона. Если часть показателей меньше единицы, применяют комплексный метод оценки уровня качества продукции. *Комплексный и смешанный методы* рассмотрены в «Методических указаниях по оценке технического уровня и качества промышленной продукции» (РД-50-149-79).

Для повышения качества продукции большое значение имеет установление его *оптимального уровня*, при котором потребности народного хозяйства и населения удовлетворяются с наименьшими затратами общественного труда. С одной стороны, этот уровень определяется требованиями постоянно развивающегося народного хозяйства, а с другой — возможностями технологии производства и другими факторами, характеризующими технический уровень промышленности. По мере развития науки и совершенствования методов и средств производства оптимальный уровень качества повышается. Долговечность изделий целесообразно устанавливать равной сроку морального старения этих изделий. Необходимо стремиться к максимальному использованию конструктивных, технологических и других факторов для повышения качества машин без увеличения издержек производства. Повышение качества при одновременном снижении общих издержек производства и эксплуатации является наиболее эффективным путем развития машиностроения.

Для обеспечения единства методики проведения работ по оценке уровня качества машин руководствуются ГОСТ 2.116—71 и методическими указаниями РД 50-149—79.

4.3. СТАТИСТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ

Как при изготовлении, так и при измерении возникают две категории погрешностей: систематические и случайные. *Систематическими* называют погрешности, постоянные по абсолютному значению и знаку или изменяющиеся по определенному закону в зависимости от характера неслучайных факторов. Постоянные систематические погрешности могут быть следствием, например, неточной настройки оборудования, погрешности измерительного прибора, отклонения рабочей температуры от нормальной, силовых деформаций и т. п. *Случайными* называют непостоянные по абсолютному значению и знаку погрешности, которые возникают при изготовлении или измерении и зависят от случайно действующих причин. Характерный их признак — изменение значений, принимаемых ими в повторных опытах. Случайные погрешности могут быть вызваны множеством случайно изменяющихся факторов, таких, как припуск на обработку, механические свойства материала, сила резания, измерительная сила, различная точность установки деталей на измерительную позицию, причем в общем случае ни один из этих факторов не является доминирующим.

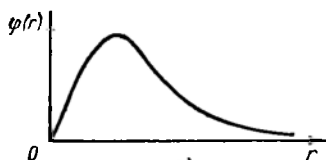


Рис. 4.3. Кривые плотности распределения вероятности по законам:
а — Максвелла; б — Гаусса

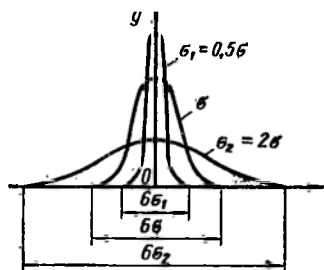
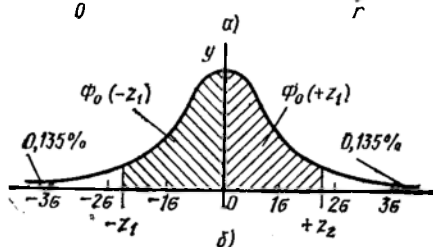


Рис. 4.4. Кривые нормального распределения и поля рассеяния при различных значениях σ

В инженерной практике часто возникает необходимость в определении поля рассеяния параметров, их среднего значения, вероятности получения брака и других статистических показателей качества изделий или процессов. Действительные значения параметров, а также их погрешностей наиболее часто являются *случайными величинами*, поэтому для их анализа применяют теорию вероятностей и математическую статистику. Зависимость между числовыми значениями случайной величины и вероятностью их появления устанавливается *законом распределения вероятностей случайных величин*. Так, рассеяние значений эксцентриситетов, несоосности, радиального и торцового биений, дисбаланса и других подобных величин, которые могут иметь только положительное значение, может соответствовать *закону Максвелла* (рис. 4.3, а). Рассеяние отказов машин наиболее часто подчиняется *закону Вейбулла* или *экспоненциальному закону*. Рассеяние значений случайной величины, изменение которой зависит от большого числа факторов, когда ни один из них не имеет преобладающего значения, подчиняется *закону нормального распределения вероятностей — закону Гаусса* (рис. 4.3, б). При совпадении центра группирования с началом отсчета случайной величины x ($-\infty < x < \infty$) уравнение кривой нормального распределения имеет вид

$$y = \frac{e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}}{(\sigma \sqrt{2\pi})}, \quad (4.4)$$

где y — плотность распределения вероятности; e — основание натурального логарифма.

Параметр σ называют средним квадратическим отклонением случайной величины для дискретной величины

$$\sigma_x = \sqrt{\sum_{i=1}^k [x_i - M(X)]^2 P(x_i)}; \quad (4.5)$$

для непрерывной величины

$$\sigma_x = \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} [x - M(X)]^2 p_x(x) dx}, \quad (4.6)$$

где $M(X)$ — математическое ожидание; $P(x_i)$ — вероятность значения x_i ; $p_x(x)$ — плотность вероятности непрерывной случайной величины X . Рассеяние случайных величин характеризуется также дисперсией

$$D(X) = \sigma_x^2. \quad (4.7)$$

Дисперсия $D(X)$ и среднее квадратическое отклонение σ определяют рассеяние значений случайной величины относительно центра группирования. Параметр σ влияет на форму кривой распределения (рис. 4.4).

Определение вероятности процента деталей в партии, имеющих погрешности, значения которых лежат в каком-либо заданном интервале. Ветви теоретической кривой нормального распределения (см. рис. 4.3, б) уходят в бесконечность, асимптотически приближаясь к оси абсцисс. Площадь, ограниченная кривой нормального распределения и осью абсцисс, равна вероятности того, что случайная величина (например, погрешность размера) лежит в интервале от $-\infty$ до $+\infty$. Эта вероятность как вероятность достоверного события, равная 1 (или 100 %), определяется интегралом

$$\frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx = 1. \quad (4.8)$$

Вероятность того, что случайная величина x находится в пределах от x_1 до x_2

$$P(x_1 < x < x_2) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{x_1}^{x_2} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx. \quad (4.9)$$

Так как подынтегральная функция четная и кривая симметрична относительно максимальной ординаты, интеграл (4.9) заменяем интегралом с нижним пределом, равным нулю, и верхним пределом, принимающим ряд последовательных значений. Выразим случайную величину x в долях ее σ , т. е. примем $x/\sigma = z$, $x = z\sigma$, $dx = \sigma dz$. Тогда получим интеграл

$$\Phi_0(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-z^2/2} dz, \quad (4.10)$$

который является функцией z и называется *нормированной функцией Лапласа*. Причем

$$\begin{aligned} \Phi_0(0) &= 0; & \Phi_0(-z) &= -\Phi_0(z); \\ \Phi_0(-\infty) &= -0,5; & \Phi_0(+\infty) &= 0,5. \end{aligned}$$

Анализ формулы (4.10) и кривой на рис. 4.3, б показывает, что площадь, ограниченная отрезком $-z_1 + z_2$ оси абсцисс, кривой плотности вероятности и двумя ординатами, соответствующими границам отрезка, представляет собой вероятность попадания случайной величины в данный интервал.

В приложении 1 для функции $\Phi_0(z)$ приведены данные, пользуясь которыми можно определить вероятность того, что случайная величина x , выраженная в долях σ , находится в пределах интервала $\pm z_1\sigma$. Например, при $z_1 = 3$ (т. е. при $x = 3\sigma$) $\Phi_0(3) = 0,49865$. Так как площадь, ограниченная кривой Гаусса и осями абсцисс, равна 1, то площадь, лежащая за пределами значений $x = \pm 3\sigma$, равна $1 - 0,9973 = 0,0027$ и расположена симметрично относительно оси y (см. рис. 4.3, б). Следовательно, с вероятностью, весьма близкой к единице, можно утверждать, что случайная величина x не будет выходить за пределы $\pm 3\sigma$. Таким образом, при распределении случайной величины по закону Гаусса поле рассеяния

$$\omega_{\text{lim}} = 6\sigma \text{ (т. е. от } -3\sigma \text{ до } +3\sigma) \quad (4.11)$$

считают практически предельным полем рассеяния случайной величины. При этом вероятность выхода случайной величины за пределы значений $\pm 3\sigma$ равна 0,0027.

Определение параметров эмпирического распределения. Оценим точность изготовления валиков диаметром $\varnothing 12_{-0,07}^{+0,07}$ ($\varnothing 12h10$), обработанных на токарно-револьверном станке. Для этого из большой партии возьмем выборку объемом $N = 200$ шт. Измерим диаметры валиков на приборе с ценой деления шкалы 0,01 мм. Считаем, что точность отсчета равна 0,005, т. е. половине цены деления шкалы. Измерение диаметров валиков необходимо выполнять в одном сечении (расположенном на определенном расстоянии от торца детали), соблюдая постоянство условий измерения. Расположив полученные действительные размеры d_i в порядке возрастания их значения, получим ряд случайных дискретных величин. Разность между наибольшим и наименьшим размерами валиков согласно ГОСТ 15893—77 определит значение *размаха* R действительных размеров $R = d_{\text{max}} - d_{\text{min}} = 12,005 - 11,915 = 0,09$ мм (табл. 4.1).

Для упрощения расчетов разность $d_{\text{max}} - d_{\text{min}}$ при $N > 50$ разбивают на k интервалов. Рекомендуется принимать $k = 8 \dots 15$. Для рассматриваемого примера $k = 9$. Подсчитывают число деталей, имеющих размеры, ограниченные пределами каждого интервала: $n_1, n_2, \dots, n_k$. Затем определяют частоты $n_1/N, n_2/N, \dots, n_k/N$. Случайными величинами считают размеры x_i , равные среднему арифметическому из диаметров каждого интервала. Далее находят *среднее арифметическое значение действительных размеров*

$$\bar{x} = \frac{x_1 n_1 + x_2 n_2 + \dots + x_k n_k}{n_1 + n_2 + \dots + n_k} = \sum_{i=1}^k x_i \frac{n_i}{N} \quad (4.12)$$

4.1. Действительные размеры деталей при обработке их на токарно-револьверном станке

Интервалы действительных размеров d_i , мм	Среднее значение x_i интервала, мм	Число n_i деталей в интервале	Отклонение от среднего значения $v_i = x_i - \bar{x}$, мм	Частота $\frac{n_i}{N}$
От 11,915 до 11,925	11,920	2	-0,04	0,01
Св. 11,925 » 11,935	11,930	6	-0,03	0,03
» 11,935 » 11,945	11,940	20	-0,02	0,10
» 11,945 » 11,955	11,950	48	-0,01	0,24
» 11,955 » 11,965	11,960	56	0,00	0,28
» 11,965 » 11,975	11,970	34	+0,01	0,17
» 11,975 » 11,985	11,980	20	+0,02	0,10
» 11,985 » 11,995	11,990	12	+0,03	0,06
» 11,995 » 12,005	12,000	2	+0,04	0,01
$\bar{x} = 11,96$	—	$N = 200$	$\sum_i v_i =$ $= \begin{bmatrix} +0,10 \\ -0,10 \end{bmatrix} = 0$	$\sum_i \frac{n_i}{N} = 1$

Значение $\bar{x}$ определяет эмпирический центр группирования. В данном примере

$$\bar{x} = (11,92 \cdot 2 + 11,93 \cdot 6 + \dots + 12 \cdot 2) / 200 = 11,96 \text{ мм.}$$

Алгебраическая сумма отклонений от среднего равна нулю.

Рассеяние значений случайных величин в выборке относительно эмпирического центра группирования характеризуется *эмпирическим средним квадратическим отклонением*

$$s \approx \sqrt{\sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2 n_i / N}. \quad (4.13)$$

При $N > 30$ штук целесообразно определять уточненное эмпирическое среднее квадратическое отклонение

$$\bar{s} = \sqrt{\sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2 n_i / (N - 1)}. \quad (4.14)$$

Для рассматриваемого примера (см. табл. 4.1) получаем

$$s = \sqrt{(-0,04)^2 0,01 + (-0,03)^2 0,03 + \dots + (0,04)^2 0,01} \approx 0,015 \text{ мм.}$$

Размерность s (так же как и σ) совпадает с размерностью случайной величины, для которой они определены. Чем меньше значение s , тем выше точность изготовления (измерения), т. е. меньше случайные погрешности изготовления (измерения).

При недостаточной квалификации и внимательности контролера, а также вследствие других причин, нарушающих нормальные условия получения опытных данных, возможны *грубые погрешности*

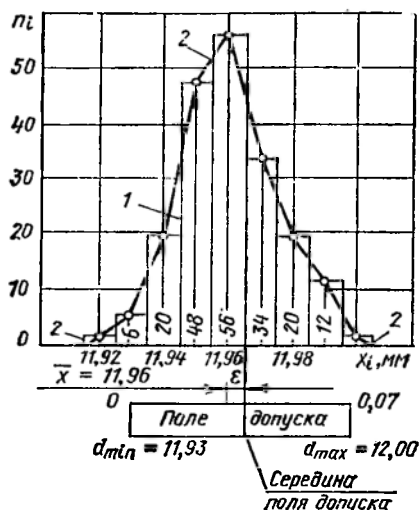


Рис. 4.5. Гистограмма 1 и эмпирическая кривая (полигон) 2 распределения значений случайной величины

(промахи) — резкие отклонения от среднего результата данной серии наблюдений. Имеется несколько критериев для определения грубых погрешностей (Колмогорова, Ирвина и др.). При предварительных расчетах за грубые погрешности можно принять погрешности (отклонения от $\bar{x}$), превышающие по абсолютному значению $3s$.

Гистограмма и эмпирическая кривая распределения. Характер рассеяния значений случайной величины, которой в рассматриваемом примере является действительный размер валика, более наглядно определяется гистограммой, состоящей из прямоугольников, или эмпирической кривой (которую также называют полигоном распределения (рис. 4.5).

Проверка гипотезы о законе распределения. Для анализа результатов измерения случайных величин необходимо знать, какому теоретическому закону распределения вероятностей случайной величины соответствует эмпирическое распределение. Соответствие эмпирического распределения предполагаемому теоретическому распределению устанавливают с помощью критериев χ^2 , Колмогорова и др.

Сравнение характеристик эмпирического и теоретического распределений случайных величин. Параметры $\bar{x}$, s и s^2 , определенные по данным выборки, дают лишь приближенную характеристику теоретического распределения. Между математическим ожиданием $M(X)$, средним квадратическим отклонением σ_X , дисперсией $D(X)$ и их эмпирическими аналогами $\bar{x}$, s и s^2 необходимо проводить четкое разграничение: первые следует рассматривать как постоянные, но неизвестные величины, характеризующие теоретическое распределение (генеральную совокупность), а вторые как случайные величины, которые, будучи определенными из выборочных наблюдений, дают лишь приближенную оценку $M(X)$, σ_X и $D(X)$. Чем больше объем выборки, тем меньше разница между $M(X)$ и $\bar{x}$, σ_X и s , $D(X)$ и s^2 .

По результатам выборок и их объему можно установить границы, внутри которых с определенной, заданной исходя из эксплуатационных требований вероятностью будут находиться значения $M(X)$, σ_X и $D(X)$, характеризующие результаты многократных измерений. Эти границы определяют так называемый *доверительный интервал*. Соответствующую этому интервалу заданную вероятность называют надежностью или доверительной вероятностью β

При законе нормального распределения (когда $N > 30$) доверительные интервалы, например, для $M(X)$ с вероятностью $\beta = 0,9973$ определяются границами $\bar{X} \pm 3\sigma_{\bar{X}}$, где $\sigma_{\bar{X}}$ — среднее квадратическое отклонение для распределения средних арифметических величин $\bar{X}$, определяемое по формуле $\sigma_{\bar{X}} = s_i/\sqrt{N-1}$. Следовательно, границы доверительного интервала

$$\bar{X} \pm 3s_i/\sqrt{N-1}.$$

В общем случае при большом объеме выборки и различной вероятности β доверительные интервалы для $M(X)$ определяют по формуле

$$\bar{x} - z\sigma_{\bar{X}} < M(X) < \bar{x} + z\sigma_{\bar{X}}. \quad (4.15)$$

Обычно задаются доверительной вероятностью β , равной 0,90; 0,95; 0,99 или 0,999, что соответствует значениям $z = 1,645; 1,960; 2,576$ и 3,291.

Пример. Считаем распределение погрешностей изготовления валиков при $N = 200$ (см. табл. 4.1) нормальным. Тогда

$$\sigma_{\bar{X}} = s/\sqrt{N-1} = 0,015/199 = 0,001 \text{ мм.}$$

При $\beta = 0,90$ доверительный интервал для $M(X)$ определим по формуле (4.15): $11,96 - 1,645 \cdot 0,001 < M(X) < 11,96 + 1,645 \cdot 0,001$, т. е. $11,958 < M(X) < 11,962$.

При $\beta = 0,999$ получим больший доверительный интервал: $11,96 - 3,291 \times 0,001 < M(X) < 11,96 + 3,291 \cdot 0,001$, т. е. $11,957 < M(X) < 11,963$.

Для выборок малых объемов множитель z следует заменить множителем t_{β} , который находят по таблицам распределения Стьюдента. Аналогично можно определить доверительные интервалы для значений σ_X , $D(X)$.

В ГОСТ 11.004—74 дан уточненный метод определения доверительных границ.

Суммирование погрешностей. Погрешность результата измерения. Погрешность измерения $\Delta x_{\text{изм}}$ представляет собой отклонение результата измерения $x_{\text{изм}}$ от истинного значения измеряемой величины x , т. е. $\Delta x_{\text{изм}} = x_{\text{изм}} - x$.

Истинное значение величины определить невозможно, так как не существует средств измерения, которые не имеют погрешностей, поэтому на практике вместо истинного значения принимают величину, полученную измерением средствами с высокой точностью, а также используют вероятностные методы определения погрешностей.

Следует различать два понятия: погрешность измерительного прибора и погрешность результата измерения, осуществляемого с помощью этого прибора. Погрешность измерительного прибора может быть вызвана несовершенством его конструкции, неточностью изготовления и сборки, а также его износом в процессе эксплуатации. Погрешность результата измерения является суммарной. Она может состоять из погрешностей: применяемых средств измерения

(инструментальной погрешности); метода измерения; установочной меры и установки по ней прибора, вызванных отклонением температуры измерения от нормальной (20 °С); вызванных измерительной силой прибора (вследствие смятия неровностей поверхности и упругих деформаций измеряемых деталей и стоек, в которых закреплены измерительные головки) и непостоянством этой силы; отсчета показаний средств измерений. Необходимо также учитывать погрешности, связанные с неточностью базирования измеряемой детали, износом измерительного прибора и его наконечника и др.

Для повышения точности измерений рекомендуется выполнять не одно, а несколько измерений одной величины x при одинаковых условиях. Значения вероятных границ, в которых будут находиться статистические характеристики $\bar{x}$, s и s^2 , определяются доверительными интервалами.

Постоянные систематические погрешности суммируют алгебраически, т. е. с учетом знака; переменные — по наибольшему абсолютным значениям, т. е. с тем знаком, при котором суммарная погрешность по абсолютному значению будет наибольшей.

На основании равенства (4.11) можно считать, что при нормальном распределении с вероятностью, равной 0,9973, предельная случайная погрешность измерения

$$\Delta_{lim} \pm \pm 3\sigma \approx \pm 3s. \quad (4.16)$$

Предельная погрешность для совокупности, состоящей из средних арифметических,

$$\Delta_{lim} \bar{x} = \Delta_{lim} / \sqrt{N}, \quad (4.17)$$

где Δ_{lim} определяют по формуле (4.16).

Из теории вероятностей известно, что дисперсия суммы нескольких независимых случайных величин равна сумме дисперсий этих величин

$$\begin{aligned} D(x_1 + x_2 + \dots + x_n) &= \\ &= D(x_1) + D(x_2) + \dots + D(x_n). \end{aligned}$$

Учитывая, что $D(x) = \sigma_x^2$, можно записать

$$\sigma(x_1 + x_2 + \dots + x_n) = \sqrt{\sigma_{x1}^2 + \sigma_{x2}^2 + \dots + \sigma_{xn}^2}, \quad (4.19)$$

или

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_{xi}^2}. \quad (4.18)$$

Предельная суммарная погрешность измерения или изготовления, состоящая из систематических и случайных погрешностей на основании уравнений (4.16) и (4.18)

$$\Delta_{\Sigma lim} = \sum \Delta_{i \text{ сист}} \pm \sqrt{\Delta_{lim1}^2 + \Delta_{lim2}^2 + \dots + \Delta_{limn}^2},$$

где $\sum \Delta_{i \text{ сист}}$ — алгебраическая сумма систематических погрешностей, проставляемая со своим знаком; Δ_{lim1} , Δ_{lim2} , ..., Δ_{limn} — предельные случайные погрешности.

Формула (4.19) справедлива, если законы распределения всех случайных погрешностей близки к нормальному. При определении наибольшей предельной погрешности (наихудший случай) для квадратичной суммы случайных погрешностей берут тот же знак, который имеет сумма систематических погрешностей $\sum \Delta_{i \text{ сис.т.}}$.

4.4. СТАТИСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ПРОДУКЦИИ

Статистическое управление технологическим процессом и корректирование его параметров осуществляют путем предупредительного выборочного контроля изготавливаемой продукции с целью обеспечения требуемого качества и предупреждения брака. При этом систематически дополняют контрольные карты, которые позволяют в любой момент времени оценить состояние технологического процесса, определяющего тот или иной параметр качества продукции, а в случае выхода его за границы регулирования — осуществить корректирование этого процесса.

Основным преимуществом статистического управления качеством перед сплошным контролем является то, что статистические методы позволяют обнаружить дефектные изделия не только, когда на их изготовление уже затрачены материальные средства и время, но когда изделия находятся еще в процессе производства и еще есть время его скорректировать. Статистические методы управления в большей степени поддаются механизации с помощью средств вычислительной техники, чем сплошной контроль.

Эти методы позволяют при малых затратах средств обеспечивать не только точность технологического процесса в пределах заданного технологического допуска, но и создавать технологический запас точности.

Технологическим называют допуск, значение которого определяют с учетом экономически достижимой точности изготовления при выбранном технологическом процессе. Приблизненно технологический допуск

$$T_r = \omega_{\text{lim}} + \sum \Delta_{i \text{ сис.т.}}, \quad (4.20)$$

где ω_{lim} — практически предельное поле рассеяния контролируемого параметра; $\sum \Delta_{i \text{ сис.т.}}$ — алгебраическая сумма неустраняемых систематических погрешностей при данном технологическом процессе.

Формула (4.20) применима для определения технологического допуска только при непрерывном и надежном регулировании точности изготовления и контроле большой выборки деталей. Другой метод определения технологического допуска основан на оценке рассеяния размеров по установочной (случайной) выборке; статистические характеристики в генеральной совокупности могут быть другими. Технологический допуск должен быть таким, чтобы наименьшее и наибольшее значения действительных размеров деталей в генеральной совокупности не выходили за границы нижнего

4.2. Значение коэффициента l
при вероятности
 $P = 0,95$ и $(1-2\beta) 100 \% = 0,9973$

Объем выборки N	l	Объем выборки N	l
20	4,39	70	3,70
30	4,20	80	3,66
40	3,94	90	3,63
50	3,84	100	3,60
60	3,76	200	3,47

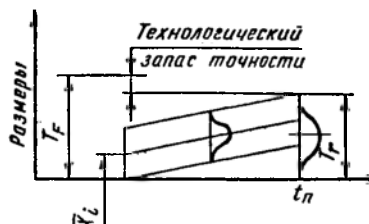


Рис. 4.6. Технологический запас точности

$x_{\min} = \bar{x} - ls$ и верхнего $x_{\max} = \bar{x} + ls$ размеров, где $\bar{x}$ и s определяют по данным выборки; l — коэффициент (табл. 4.2), зависящий от объема выборки, допускаемой вероятности получения брака 2β (или требуемой вероятности получения годных деталей $(1-2\beta)$) и вероятности P того, что $(1-2\beta) 100 \%$ деталей генеральной совокупности имеют размеры, лежащие в пределах назначенного допуска. Тогда

$$T_{\Sigma} = [(\bar{x} + ls) - (\bar{x} - ls)] + \sum \Delta i_{\text{сист.}} \quad (4.21)$$

Для технологического процесса, указанного в примере (см табл. 4.1 и рис. 4.5), технологический допуск по формуле (4.20) $T_r = 6 \cdot 0,015 + 0,005 = 0,095$ мм; по формуле (4.21) $T_{\Sigma} = [(11,96 + 3,47 \cdot 0,015) - (11,96 - 3,47 \cdot 0,015)] + 0,005 = 0,109$ мм. Здесь значение $\sum \Delta i_{\text{сист.}}$ принято равным смещению центра настройки e .

Таким образом, в рассматриваемом примере необходимо увеличить допуск качества 10 до допуска качества 11 (h11) или же применить более точный технологический процесс изготовления деталей.

Целесообразно создавать *технологический запас точности* (рис. 4.6), который можно характеризовать коэффициентом

$$K_{\Sigma, T} = T_F / T_r. \quad (4.22)$$

Технологическим запасом точности называют положительную разность между функциональным допуском T_F параметра и технологическим допуском T_r , который обеспечивается при выбранном технологическом процессе. Для функциональных размеров ответственных деталей коэффициент $K_{\Sigma, T}$ не должен быть меньше 1,2. В этом случае создается дополнительный ресурс точности, обеспечивающий более длительное сохранение заданной точности изделия в процессе его эксплуатации и повышенную его долговечность, а также запас точности настройки станка.

В примере, показанном на рис. 4.5, коэффициент $K_{\Sigma, T} < 1$ что указывает на недостаточную точность процесса изготовления валиков. Найдем относительное число A валиков, размеры которых могут иметь погрешности, выходящие за пределы допуска, т. е.

число бракованных валиков. Выразив допуск в долях σ (приняв $\sigma = s$), получаем $0,07/0,015 = 4,66$. Примем $z_1 = -2,33$; $z_2 = 2,33$.

Пользуясь таблицей приложения, находим $\Phi_0(2,33) = 0,4901$. Так как $\Phi_0(-2,33) = -\Phi_0(2,33)$, получим

$$\begin{aligned} A &= 100 - [\Phi_0(2,33) - \Phi_0(-2,33)] 100 = \\ &= 100 - 2 \cdot 0,4901 \cdot 100 = 1,98 \%. \end{aligned}$$

При изготовлении валиков имелось смещение центра настройки $\epsilon = \bar{x} - c = -0,005$ (c — значение середины поля допуска, принимаемое за центр настройки). С учетом смещения центра настройки (систематической погрешности) число бракованных деталей будет несколько большим.

Статистические методы управления качеством продукции. В процессе производства можно управлять качеством машин, их составных частей и деталей статистическими методами и обеспечивать заданное значение $K_{т.т.}$ Статистическое управление качеством, выполняемое с помощью контрольных карт, заключается в своевременном установлении возможности появления брака по ограниченному числу наблюдений (выборок) и немедленном принятии мер по обеспечению требуемого качества изделий. Такое управление качеством эффективно только в серийном и массовом производствах с хорошо отлаженными и стабильными технологическими процессами, при которых, например, не смещается центр настройки. Основные термины и определения в области статистических методов управления качеством продукции даны в ГОСТ 15895—77 (СТ СЭВ 547—77, СТ СЭВ 3404—81).

Внедрению статистических методов должны предшествовать статистический анализ точности технологических процессов, выявление соответствия положения эмпирической кривой распределения полю допуска контролируемого параметра и отладка процесса для обеспечения его стабильности во времени.

Применяют несколько методов управления: метод средних арифметических, метод размахов, метод медиан, метод средних квадратических отклонений и др. (ГОСТ 15895—77, ГОСТ 15893—77).

С увеличением объема выборки алгебраическая сумма случайных отклонений стремится к нулю, а величина $\bar{x}$ — к действительному значению измеряемого параметра. Степень приближения характеризуется средней квадратической погрешностью среднего арифметического

$$S_{\bar{x}} = s_i / \sqrt{n}, \quad (4.23)$$

где s_i — среднее квадратическое отклонение в выборке, определяемое по формуле (4.13) или (4.14); n — объем выборки.

Таким образом, точность ряда, составленного из средних арифметических, в $\sqrt{n}$ раз выше точности ряда отдельных результатов измерения, т. е. точности отдельных выборок. С увеличением n точность ряда средних арифметических увеличивается.

Внедрение статистического управления точностью технологических процессов дает большой экономический эффект в результате

сокращения потерь от брака, повышения точности и долговечности изделий, более рационального использования оборудования и материалов.

Следует отметить тенденцию к механизации и автоматизации статистического управления качеством изделий. Созданы средства, которые вычисляют статистические характеристики $\bar{x}$, R , s и др. Это облегчает нанесение точек на контрольную карту. Создают устройства, которые позволяют обходиться без составления контрольных карт, так как контроль в них осуществляется автоматически и автоматически подается команда на регулирование технологического процесса. Для управления качеством продукции все шире применяют ЭВМ.

4.5. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ПРОДУКЦИИ

Ввиду важности повышения качества продукции, быстрой смены объектов производства и больших масштабов более чем на 30 тыс. промышленных предприятий Горького, Саратова, Львова, Ярославля, Москвы и других городов проводят работы по созданию и внедрению комплексных систем управления качеством продукции (КС УКП). В целях ускорения применения КС УКП в соответствии с постановлением ЦК КПСС от 8 августа 1975 г. «Об опыте работы партийных организаций и коллективов передовых предприятий промышленности Львовской области по разработке и внедрению комплексной системы управления качеством продукции» Госстандарт СССР совместно с ГКНТ и Госпланом СССР, обобщив промышленный опыт, разработал «Основные принципы Единой системы государственного управления качеством продукции» (ЕСГ УКП). Главная цель ЕСГ УКП — планомерное обеспечение всемерного использования научно-технических, производственных и социально-экономических возможностей для улучшения качества всех видов продукции в интересах повышения эффективности общественного производства, наиболее полного удовлетворения потребностей населения, народного хозяйства, обороны страны и расширения экспорта. Эта цель достигается созданием и освоением в заданные сроки новых видов продукции, которая по качественным и технико-экономическим характеристикам соответствует достижениям мировой науки и техники или превосходит их; увеличением удельного веса выпуска продукции высокого качества в общем объеме производства; планомерным улучшением показателей качества выпускаемой продукции; повышением конкурентоспособности ее на внешнем рынке и др.

В соответствии с основными принципами построения ЕСГ УКП Госстандарт СССР разработал рекомендации по основным принципам построения КС УКП, а также методические материалы по созданию этой системы [6].

1. Исходным принципом построения и функционирования КС УКП является ее органическая связь с системой управления народным хозяйством в целом.

2. Управление качеством продукции осуществляется на всех уровнях управления — межотраслевым, отраслевым, объединений и предприятий.

3. Функции КС У КП, определенные на основе системного подхода, включают: сбор информации о состоянии объекта управления; прогнозирование и планирование потребностей перспективного уровня качества продукции; принятие решения по улучшению качества продукции, оформление стандартами; организацию выполнения принятого решения; разработку и постановку продукции на производство, организацию технологической подготовки производства, материально-технического снабжения производства продукции высокого качества, метрологического обеспечения и контроля качества продукции; подбор, расстановку, воспитание и обучение кадров; стимулирование повышения качества продукции.

4. Управление качеством продукции осуществляется на всех стадиях ее жизненного цикла — исследование и проектирование, изготовление, обращение, реализация и эксплуатация.

5. Управление качеством продукции осуществляется на основе разработок и реализации взаимоувязанных технических, организационных, экономических и социальных мероприятий по улучшению качества продукции (принцип комплексности).

6. Система управления качеством включает объективную ежедневную оценку роста производительности, эффективности и качества работы и продукции на каждом рабочем месте и всего коллектива (бригады, цеха, предприятия) на основе, например, введенного на львовских предприятиях коэффициента качества (на заводе «Красный пролетарий» для этой цели применяют выборочный контроль). Показатели роста производительности, качества продукции и качества работы становятся решающими при определении размера заработной платы и премий производственному персоналу предприятий, научно-исследовательских и проектных организаций.

7. КС У КП сочетает государственные и общественные методы управления. Она опирается на производственную и общественную активность трудящихся, широко развернутое социалистическое соревнование за улучшение качества продукции.

Организационно-методической основой управления качеством является Государственная система стандартизации. На уровне межотраслевого управления качеством применяют ГОСТы, на уровне отрасли — ОСТы и на уровне предприятий — СТП.

Внедрение КС У КП на львовских предприятиях позволило увеличить удельный вес продукции со Знаком качества до 65 % в 1977 г., на заводе «Красный пролетарий» в результате выпуска металлорежущих станков с повышенной точностью в 1976 г. получено свыше 1,5 млн. руб. сверхплановой прибыли; на Минском тракторном заводе им. В. И. Ленина ресурс трактора повысился в 2 раза, вдвое сократилась трудоемкость их обслуживания в эксплуатации, потери от брака сократились в 1,5 раза; в производственном объединении Авто-ЗИЛ внедрение КС У КП позволило выпускать с государственным Знаком качества 70,2 % реализуемой продукции,

увеличить моторесурс и долговечность деталей и узлов машин в 10—30 % без увеличения трудоемкости изделий; Бакинский завод в 1979 г. выпустил 97 % бытовых кондиционеров высшей категории качества.

Более широкое использование научно-технических достижений, введение автоматизации производства и контроля, а также перевод производства на бригадную систему труда с оплатой по конечному продукту труда при индивидуальном распределении заработной платы в зависимости от количества труда и качества продукции значительно способствует достижению высшего мирового уровня производительности и качества продукции.

4.6. АТТЕСТАЦИЯ КАЧЕСТВА ПРОМЫШЛЕННОЙ ПРОДУКЦИИ

Аттестацию промышленной продукции производят министерства и ведомства СССР и союзных республик. На основании постановления ЦК КПСС и СМ СССР от 18 августа 1983 г. разработан порядок аттестации промышленной продукции по двум категориям качества (высшей и первой), который утвержден Госстандартом, ГКНТ, Госпланом СССР и Госкомцен СССР 17 февраля 1984 г. (постановление от 17.02.1984 г. № 13/49/36/141).

Аттестацию проводят по годовым планам, увязанным с планами освоения и выпуска новой техники и планами производства продукции.

Аттестация промышленной продукции предусматривает предварительное проведение комплекса организационно-технических и экономических мероприятий, направленных на своевременное внедрение в производство научно-технических достижений и планомерное повышение качества выпускаемой продукции. Для этого предприятия должны обеспечить: составление карты уровня качества продукции по ГОСТ 2.116—71 и систематическую оценку уровня качества изделий в сопоставлении с лучшими отечественными и зарубежными образцами; совершенствование конструкции, технологии изготовления, методов контроля и испытаний; взаимовыязанные требования к качеству сырья, материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий на основе комплексной стандартизации; повышение уровня унификации, агрегатирования и специализации производства; внедрение КС УКП; проведение заводской аттестации деталей и составных частей конечного изделия; проведение работ по комплексной механизации и автоматизации производства, стабильности показателей качества; установление в стандартах требований для соответствующих категорий качества продукции, к которой предназначена для аттестации, и определение методов оценки технического уровня и качества этой продукции.

Основные задачи аттестации: увеличение объемов производства продукции, соответствующей лучшим отечественным и зарубежным достижениям или превосходящей их, для полного удовлетворения потребностей народного хозяйства и населения страны; расширение производства прогрессивных конкурентоспособных машин, об

рудования и приборов; ускорение модернизации или снятие с производства устаревшей продукции.

Аттестации подлежит продукция, постоянно выпускаемая предприятиями и организациями по утвержденному перечню. Промышленную продукцию следует аттестовать не позднее чем через один год после разработки, а сложную — не позднее чем через два года с начала ее серийного производства (с учетом рекомендаций приемочной комиссии, принявшей решение в соответствии с ГОСТ 15.001—82». Разработка и постановка продукции на производство»).

Не подлежат аттестации: промышленная продукция, используемая без предварительной обработки (нефть, уголь, руда, газ, естественные пищевые продукты и т. д.); промышленная продукция, поставляемая только для нужд обороны; промышленная продукция, снятая с производства; медикаменты, книжная продукция, производство искусств, ювелирные изделия и изделия художественных промыслов.

Аттестация промышленной продукции по высшей категории качества производится государственной комиссией, а по *первой категории* — отраслевой аттестационной комиссией, образуемой министерствами-изготовителями продукции.

К высшей категории качества относят продукцию, которая по показателям технического уровня и качества превосходит лучшие отечественные и зарубежные достижения или соответствует им, определяет технический прогресс в народном хозяйстве, обеспечивает значительное повышение производительности труда, экономии материалов, топлива, электроэнергии, удовлетворяет потребности населения страны и конкурентноспособна на внешнем рынке. Эта продукция должна иметь повышенные и стабильные показатели технического уровня и качества, основанные на строгом соблюдении технологической дисциплины и высокой культуры производства. Такой продукции присваивают государственный *Знак качества* (рис. 4.7) на срок от одного до трех лет, продукции легкой промышленности — на срок от одного года до двух лет, особо сложной продукции с длительным циклом изготовления и монтажа (например, автоматическим линиям) — на срок до пяти лет. В соответствии с постановлением Госстандарта, ГКНТ, Госплана СССР и Госкомцен СССР от 17 февраля 1984 г. Знак качества присваивают продукции только после того, как она пройдет назначенный срок демонстрации на ВДНХ СССР и получит положительное заключение Главвыставкома ВДНХ СССР.

Промышленная продукция первой категории качества по техническим показателям должна соответствовать современным требованиям стандартов (технических условий), удовлетворять потреб-



Рис. 4.7. Государственный Знак качества

ности народного хозяйства и населения страны и иметь стабильные показатели технического уровня и качества. Продукцию относят к первой категории качества на срок до трех лет, продукцию легкой промышленности на срок до двух лет. Продление срока действия категорий качества без проведения аттестации не допускается.

Продукция, которая по показателям технического уровня и качества не соответствует современным требованиям народного хозяйства и населения страны, морально устарела и подлежит снятию с производства. В виде исключения указанную продукцию можно выпускать не более двух лет по разрешению Госплана СССР.

Если промышленная продукция, изготавливаемая предприятием по одному стандарту (техническому условию) и по единому технологическому процессу, образует типоразмерный (параметрический) ряд, весь ряд продукции аттестуют по типовому представителю этого ряда и учитывают как один вид продукции.

Аттестация комплектующих изделий и составных частей, существенно влияющих на качество конечной продукции и поставляемых предприятиями-смежниками, должна предшествовать, как правило, аттестации конечной продукции.

Сортность продукции определяют по снижению показателей качества в соответствии с установленными нормативами (ткани, кожа, пищевые продукты и т. п.), по высшей категории качества может быть аттестована продукция только высшего сорта. Решение об отнесении промышленной продукции к высшей категории качества вступает в силу после регистрации и выдачи Госстандартом СССР свидетельства о присвоении продукции государственного Знака качества. До регистрации решения промышленная продукция считается продукцией первой категории качества. Решение об отнесении промышленной продукции к первой категории качества вступает в силу после регистрации его министерством (ведомством) — изготовителем промышленной продукции. Руководство работой по аттестации промышленной продукции в отрасли осуществляется министерствами (ведомствами) — изготовителями продукции.

Госстандарт СССР организует работу по аттестации промышленной продукции в стране: разрабатывает и представляет к утверждению общие методические указания о порядке проведения аттестации продукции; осуществляет методическое руководство, координацию и контроль за деятельностью министерств (ведомств) в области аттестации промышленной продукции; регистрирует решения государственных аттестационных комиссий о присвоении промышленной продукции государственного Знака качества.

Очередную переаттестацию продукции проводят до истечения срока действия категории качества. Продукцию, не прошедшую очередной переаттестации к моменту истечения срока действия категории, считают неаттестованной.

Состав государственной аттестационной комиссии, образуемой министерством (ведомством), утверждает министр (руководитель ведомства) или его заместитель. В комиссию входят представители:

министерства (ведомства) — заказчика (основного потребителя) аттестуемой продукции; министерства, являющегося головным (ведущим) в производстве аттестуемой промышленной продукции и министерства — изготовителя этой продукции; Государственного комитета СССР по стандартам, Министерства торговли СССР и других организаций.

Состав и порядок работы отраслей аттестационной комиссии устанавливает министерство (ведомство) — изготовитель. В эту комиссию обязательно включают представителей министерства (ведомства) — заказчика, министерства (ведомства), являющегося головным (ведущим) в производстве этой продукции и министерства — изготовителя аттестуемой продукции.

Представителей производственных объединений, предприятий — изготовителей промышленной продукции в состав государственных аттестационных комиссий не включают; они представляют комиссиям необходимые данные об аттестуемой продукции.

Государственная аттестационная комиссия проверяет соответствие уровня качества продукции, условий ее производства и стабильность качества требованиям, предъявляемым к продукции высшей категории качества. Комиссия принимает решение об отношении продукции к соответствующей категории качества. Для обеспечения производства продукции в полном соответствии с требованиями, предъявляемыми к продукции с государственным Знаком качества, промышленные объединения и предприятия должны осуществлять: систематический контроль качества изготовления продукции; сбор, обработку и анализ результатов эксплуатации (потребления) продукции; входной контроль качества сырья, материалов, полуфабрикатов, кооперируемых деталей и составных частей, используемых для изготовления конечной продукции; систематический контроль измерительной и испытательной техники, инструмента, оснастки и технологического оборудования, а также технологии изготовления; систематическую разработку и внедрение мероприятий, обеспечивающих дальнейшее повышение уровня качества продукции и совершенствование технологии ее производства. Для повышения качества изделий рекомендуется проводить их выборочные испытания в эксплуатационных условиях. Контроль за выполнением указанных мероприятий осуществляет Министерство и Госстандарт СССР.

Новой продукции легкой промышленности высшего сорта можно одновременно присваивать Знак качества (что свидетельствует о ее добротности) и индекс Н (который свидетельствует о ее новизне).

Для предприятий, внедривших КС У КП, Госстандарт, Госплан СССР, ГКНТ, Госкомтруд СССР и ВЦСПС утвердили «Рекомендации по разработке, внедрению и совершенствованию в объединениях и на предприятиях комплексных систем повышения эффективности производства и качества работы (КС ПЭП и КР)». Указанные системы, внедряемые на передовых предприятиях Днепропетровской области, Краснодарского края и других регионах страны, дают положительные результаты.

С повышением качества продукции увеличивается эффективность общественного производства и экономичность использования материальных и трудовых ресурсов страны, повышается уровень удовлетворения потребностей общества в соответствующей продукции, возрастают возможности для расширения международных торговых связей. В конечном счете систематическая и постоянная борьба за качество — это обязательное условие научно-технического прогресса и высоких темпов экономического развития.

4.7. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ОБЪЕКТОВ СТАНДАРТИЗАЦИИ

Методы оптимизации объектов стандартизации и математические модели рассмотрены в ГОСТ 18.101—82.

Оптимизация параметров объектов стандартизации заключается в определении и установлении значений параметров, при которых в данных условиях с минимальными затратами достигается заданная цель.

Математическая модель оптимизации параметров объектов является формализованной научной абстракцией, описывающей процесс функционирования объекта стандартизации в общем случае на всех этапах его существования так, что с ее помощью можно рассчитывать оптимальные значения параметров данного объекта. Входными данными для оптимизации параметров объектов служат следующие функции:

зависимость эффекта ($\bar{\mathcal{E}} = \mathcal{E}_1, \dots, \mathcal{E}_a$) от оптимизируемых параметров P_i ($i = 1, 2, \dots, u$), времени введения t_v , периода действия стандарта (модели продукции) T_d , текущего времени t :

$$\mathcal{E}_j = f_{\mathcal{E}j}(P_1, \dots, P_u, t_v, T_d, t); \quad j = 1, 2, \dots, a; \quad (4.24)$$

зависимость затрат $\bar{Z} = (Z_1, Z_2, \dots, Z_b)$ на исследование, разработку, производство и эксплуатацию (потребление) объекта стандартизации от этих же параметров.

$$Z_k = f_{Zk}(P_1, \dots, P_u, t_v, T_d, t); \quad k = 1, 2, \dots, b; \quad (4.25)$$

зависимость цели производства и применения объекта стандартизации $\bar{Z} = (Z_1, Z_2, \dots, Z_c)$ от экономического эффекта, затрат и времени:

$$Z_l = f_{Zl}(\mathcal{E}_1, \mathcal{E}_2, \dots, \mathcal{E}_a; Z_1, \dots, Z_b); \quad l = 1, 2, \dots, c; \quad (4.26)$$

зависимости между параметрами объекта стандартизации $\bar{E} = (E_1, \dots, E_d)$, которые описывают научно-технические возможности (ограничения) при определенном уровне научно-технического прогресса:

$$E_m = f_{Em}(P_1, \dots, P_u, t); \quad m = 1, 2, \dots, d; \quad (4.27)$$

ограничения $\bar{H} = (H_1, \dots, H_e)$ в виде неравенств, описывающих производственные возможности, обеспеченность сырьем, материа-

лами, комплектующими элементами, кадрами, финансовыми средствами и т. д.:

$$H_n \leq f_{Hn}(P_1, \dots, P_u, t); \quad n = 1, 2, \dots, e. \quad (4.28)$$

Кроме того, входные данные могут содержать зависимости, описывающие изменения отдельных оптимизируемых параметров во времени, критерии целесообразности выбора математических моделей и другую информацию.

Из входных зависимостей (4.24)—(4.28) формируют целевую функцию оптимизации:

$$\Pi = f_{\Pi}(\vartheta_1, \dots, \vartheta_a; \vartheta_1, \dots, \vartheta_b; t_B, T_D, t). \quad (4.29)$$

Задача оптимизации параметров изделий при использовании математических моделей заключается в том, чтобы в результате вычислений найти значения параметров изделия P_i ($i = 1, 2, \dots, u$) и их распределение во времени, при которых целевая функция достигает максимального (или минимального) значения при соблюдении ограничений.

Типовая схема оптимизации параметров объектов стандартизации (например, изделий) показана на рис. 4.8:

1 — блок получения входной информации, необходимой для составления зависимостей (4.24)—(4.28);

2 — блок составления исходных зависимостей (4.24)–(4.28);

3 — блок прогнозирования изменения исходных зависимостей в будущий период времени;

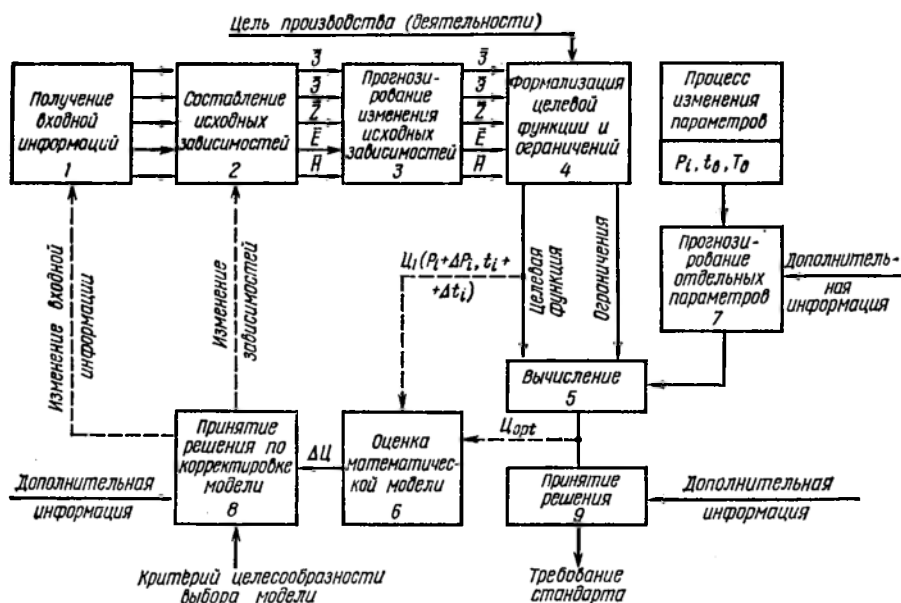


Рис. 4.8. Модель оптимизации параметров объектов стандартизации

4 — блок составления целевой функции (4.29) и ограничений по зависимостям (4.24)—(4.28);

5 — блок вычисления оптимальных параметров по известной целевой функции и ограничениям;

6 — блок оценки математической модели;

7 — блок непосредственного прогнозирования отдельных параметров для упрощения математической модели;

8 — блок принятия решения по корректированию математической модели;

9 — блок принятия решения по параметрам объектов стандартизации.

Для уточнения смысла понятий параметр, целевая функция, ограничения и процесса постановки задач оптимизации рассмотрим простейший пример. Пусть требуется определить размеры (радиус r и длину l) цилиндрического резервуара вместимостью 10 м^3 при минимальном расходе материала определенной толщины.

Целевой функцией является площадь поверхности: $S = 2\pi r^2 + 2\pi r l$. Ограничением является значение объема $V = \pi r^2 l$, $V = 10 \text{ м}^3$.

В результате вычислений получаем оптимальные значения параметров $r = 1,17 \text{ м}$, $l = 2,33 \text{ м}$. При этих размерах достигается минимальный расход материала. В примере ограничение отражает функциональную связь между оптимизируемыми параметрами r и l .

5.1 ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

Метрология — наука об измерениях физических величин, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

Основные задачи метрологии (ГОСТ 16263—70) — установление единиц физических величин, государственных эталонов и образцовых средств измерений, разработка теории, методов и средств измерений и контроля, обеспечение единства измерений и единообразных средств измерений, разработка методов оценки погрешностей, состояния средств измерения и контроля, а также передачи размеров единиц от эталонов или образцовых средств измерений рабочим средствам измерений.

Измерение физической величины выполняют опытным путем с помощью технических средств. В результате измерения получают значение физической величины

$$Q = qU, \quad (5.1)$$

где q — числовое значение физической величины в принятых единицах; U — единица физической величины.

Значение физической величины Q , найденное при измерении, называют *действительным*. В ряде случаев нет необходимости определять действительное значение физической величины, например при оценке соответствия физической величины установленному допуску. При этом достаточно определить принадлежность физической величины некоторой области T :

$$Q \subset T \text{ или } Q \notin T. \quad (5.2)$$

Следовательно, при контроле определяют соответствие действительного значения физической величины установленным значениям. Примером контрольных средств являются калибры, шаблоны, устройства с электроконтактными преобразователями.

Нормативно-правовой основой метрологического обеспечения точности измерений является *государственная система обеспечения единства измерений* (ГСИ). Основные нормативно-технические документы ГСИ — государственные стандарты. В соответствии с рекомендациями XI Генеральной конференции по мерам и весам в 1960 г. принята *Международная система единиц* (СИ), на основе которой для обязательного применения разработан ГОСТ 8.417—81 (СТ СЭВ 1052—78) (введен в действие с 01.01.1980 г.).

Основными единицами физических величин в СИ являются: длины — метр (м), массы — килограмм (кг), времени — секунда (с), силы электрического тока — ампер (А), термодинамической температуры — кельвин (К), силы света — кандела (кд), количества вещества — моль (моль). Дополнительные единицы СИ: радиан (рад) и стерадиан (ср) — для измерения плоского и телесного углов соответственно.

Производные единицы СИ получены из основных с помощью уравнений связи между физическими величинами. Так, единицей силы является ньютон: $1\text{ Н} = 1\text{ кг}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$, единицей давления — паскаль: $1\text{ Па} = 1\text{ кг}\cdot\text{м}^{-1}\cdot\text{с}^{-2}$ и т. д. В СИ для обозначения десятичных кратных (умноженных на 10 в положительной степени) и дольных (умноженных на 10 в отрицательной степени) приняты следующие приставки: экса (Э) — 10^{18} , пета (П) — 10^{15} , тера (Т) — 10^{12} , гига (Г) — 10^9 , мега (М) — 10^6 , кило (к) — 10^3 , гекто (г) — 10^2 , дека (да) — 10^1 , деци (д) — 10^{-1} , санти (с) — 10^{-2} , милли (м) — 10^{-3} , микро (мк) — 10^{-6} , нано (н) — 10^{-9} , пико (п) — 10^{-12} , фемто (ф) — 10^{-15} , атто (а) — 10^{-18} . Так, в соответствии с СИ тысячная доля миллиметра (микрометр) $0,001\text{ мм} = 1\text{ мкм}$.

Средства измерений. Технические средства, используемые при измерениях и имеющие *нормированные метрологические свойства*, называют *средствами измерения*.

Эталоны — средства измерений, официально утвержденные и обеспечивающие воспроизведение и (или) хранение единицы физической величины с целью передачи ее размера нижестоящим по поверочной схеме средствам измерений.

Меры — средства измерений, предназначенные для воспроизведения заданного размера физической величины. В технике часто используют *наборы мер*, например, гирь, плоскопараллельных концевых мер длины (плиток), конденсаторов и т. п.

Образцовые средства измерений — меры, измерительные приборы или преобразователи, утвержденные в качестве образцовых для проверки по ним других средств измерений. *Рабочие средства* применяют для измерений, не связанных с передачей размера единиц.

Порядок передачи размера единиц физической величины от эталона или исходного образцового средства к средствам более низких разрядов (вплоть до рабочих) устанавливают в соответствии с *поверочной схемой*. Так, по одной из поверочных схем передача единицы длины путем последовательного лабораторного сличения и проверок производится от рабочего эталона к образцовым мерам высшего разряда, от них образцовым мерам низших разрядов, а от последних к рабочим средствам измерения (оптиметрам, измерительным машинам, контрольным автоматам и т. п.).

Методы измерений. При измерениях используют разнообразные методы (ГОСТ 16263—70), представляющие собой совокупность приемов использования различных физических принципов и средств. При *прямых измерениях* значения физической величины находят из опытных данных, при *косвенных* — на основании известной зави-

симости от величин, подвергаемых прямым измерениям. Так, диаметр детали можно непосредственно измерить как расстояние между диаметрально противоположными точками (прямое измерение) либо определить из зависимости, связывающей этот диаметр, длину дуги и стягивающую ее хорду, измерив непосредственно последние величины (косвенное измерение).

Абсолютные измерения основаны на прямых измерениях основных величин и использовании значений физических констант (например, измерение длины штангенциркулем). При *относительных измерениях* величину сравнивают с одноименной, играющей роль единицы или принятой за исходную. Примером относительного измерения является измерение диаметра вращающейся детали по числу оборотов соприкасающегося с ней аттестованного ролика.

При *методе непосредственной оценки* значение физической величины определяют непосредственно по отсчетному устройству прибора прямого действия (например, измерение давления пружинным манометром), при *методе сравнения с мерой* измеряемую величину сравнивают с мерой. Например, с помощью гирь уравнивают на рычажных весах измеряемую массу детали. Разновидностью метода сравнения с мерой является *метод противопоставления*, при котором измеряемая величина и величина, воспроизводимая мерой, одновременно воздействуют на прибор сравнения, позволяющий установить соотношение между этими величинами (например, измерение сопротивления по мостовой схеме с включением в диагональ моста показывающего прибора).

При *дифференциальном методе* измеряемую величину сравнивают с известной величиной, воспроизводимой мерой. Этим методом, например, определяют отклонение контролируемого диаметра детали на оптиметре после его настройки на ноль по блоку концевых мер длины. *Нулевой метод* — также разновидность метода сравнения с мерой, при котором результирующий эффект воздействия величин на прибор сравнения доводят до нуля. Подобным методом измеряют электрическое сопротивление по схеме моста с полным его уравниванием. При *методе совпадений* разность между измеряемой величиной и величиной, воспроизводимой мерой, определяют используя совпадения отметок шкал или периодических сигналов (например, при измерении штангенциркулем используют совпадение отметок основной и нониусной шкал). *Поэлементный метод* характеризуется измерением каждого параметра изделия в отдельности (например, эксцентриситета, овальности, огранки цилиндрического вала). *Комплексный метод* характеризуется измерением суммарного показателя качества, на который оказывают влияния отдельные его составляющие (например, измерение радиального биения цилиндрической детали, на которое влияют эксцентриситет, овальность и др.; контроль положения профиля по предельным контурам и т. п.).

Основные параметры средств измерений. *Длина деления шкалы* (рис. 5.1) — расстояние между осями (центрами) двух соседних отметок шкалы, измеренное вдоль воображаемой линии, проходящей через середины самых коротких отметок шкалы. *Цена деления*

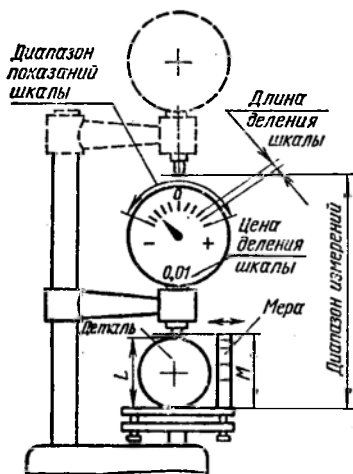


Рис. 5.1. Схема, поясняющая основные параметры средств измерений

шкалы — разность значений величины, соответствующих двум соседним отметкам шкалы (1 мкм для оптиметра, длиномера и т. п.).

Градуировочная характеристика — зависимость между значениями величин на выходе и входе средства измерений. Градуировочную характеристику снимают для уточнения результатов измерений.

Диапазон показаний — область значений шкалы, ограниченная конечным и начальным значениями шкалы, т. е. наибольшим и наименьшим значениями измеряемой величины. Например, для оптиметра типа ИКВ-3 диапазон показаний составляет $\pm 0,1$ мм.

Диапазон измерений — область значений измеряемой величины с нормированными допускаемыми погрешностями средства измерений. Для того же оптиметра типа ИКВ-3 диапазон измерений длин составляет 0—200 мм.

Отсчет показаний измерительного средства выполняют в соответствии с уравнением

$$A = M + \sum_{k=1}^p n_k i_k + m_p i_p, \quad (5.3)$$

где A — значение отсчета; M — размер меры, по которому отсчетное устройство установлено на ноль; n — число целых делений, отсчитываемое по шкалам отсчетного устройства; i — цена деления шкалы; k — номер шкалы, m — доля деления шкалы с наименьшей ценой деления, оцененная визуально.

Влияющая физическая величина — физическая величина, не измеряемая данным средством, но оказывающая влияние на результаты измеряемой величины (например, температура, оказывающая влияние на результат измерения линейного размера).

Нормальные (рабочие) условия применения средств измерений — условия их применения, при которых влияющие величины имеют нормальные значения или находятся в пределах нормальной (рабочей) области значений. Так, согласно ГОСТ 9249—59 нормальная температура равна 20°C , при этом рабочая область температур составляет $20^\circ\text{C} \pm 1^\circ$. Нормальные условия для выполнения линейных и угловых измерений регламентированы ГОСТ 8.050—73.

Чувствительность измерительного прибора — отношение изменения сигнала на выходе измерительного прибора к вызывающему его изменению измеряемой величины. Так, если при измерении диаметра вала с номинальным размером $x = 100$ мм изменение измеряемой величины $\Delta x = 0,01$ мм вызвало перемещение стрелки показывающего устройства на $\Delta l = 10$ мм, абсолютная чувствительность при-

бора составляет $S = \Delta l / \Delta x = 10 / 0,01 = 1000$, *относительная чувствительность*

$$S_0 = \Delta l (\Delta x / x) = 10 (0,01 / 100) = 10\,000. \quad (5.4)$$

Для шкальных измерительных приборов абсолютная чувствительность численно равна передаточному отношению. С изменением цены деления шкалы чувствительность прибора остается неизменной. На разных участках шкалы часто чувствительность может быть различной. *Стабильность средства измерений* — свойство, выражающее неизменность во времени его метрологических характеристик (показаний).

Измерительные приборы бывают *контактные* (существует механический контакт с поверхностью контролируемого изделия) и *бесконтактные* (непосредственного соприкосновения измерительного наконечника с поверхностью контролируемого изделия нет). К последним, например, относятся оптические, радиоизотопные, индуктивные. Важной характеристикой контактных приборов является *измерительное усилие*, создаваемое в месте контакта измерительного наконечника с поверхностью контролируемого изделия и направленное по линии измерения.

В соответствии с ГОСТ 16504—81 геометрический *объект контроля* содержит одну или несколько *контрольных точек*. Введем дополнительные термины, необходимые для оценки результатов контроля (измерений). *Зона контроля (измерения)* — область взаимодействия средства контроля (измерения) с объектом контроля (измерения). *Контролируемая (измеряемая) поверхность* — поверхность объекта контроля (измерения), на которой расположена одна или несколько контрольных точек. *Линия контроля (измерения)* — прямая, проходящая через контролируемый (измеряемый) размер. *Плоскость контроля (измерения)* — плоскость, проходящая через линию контроля (измерения) и выбранную линию расположения контрольных точек.

В ГОСТ 16263—70 выделены следующие общие для средств измерений структурные элементы: преобразовательный и чувствительный элементы, измерительная цепь, измерительный механизм, отсчетное устройство со шкалой и указателем и регистрирующее устройство. Кроме того, контактные измерительные приборы обычно снабжены одним или несколькими наконечниками. *Измерительный наконечник* — элемент в измерительной цепи, находящийся в контакте с объектом контроля (измерения) в контрольной точке под непосредственным воздействием измеряемой величины. *Базовый наконечник* — элемент измерительной цепи, расположенный в плоскости измерения и служащий для определения длины линии измерения. *Опорный наконечник* — элемент, определяющий положение линии измерения в плоскости измерения. *Координирующий наконечник* — элемент, служащий для определения положения плоскости измерения на объекте контроля (измерения).

Погрешности измерения. Под *погрешностью измерения* подразумевают отклонение результата измерения от истинного значения

измеряемой величины. *Точность измерений* — качество измерения, отражающее близость их результатов к истинному значению измеряемой величины. Количественно точность измерения может быть выражена обратной величиной модуля относительной погрешности. *Абсолютная погрешность измерения* — разность между значением величины, полученным при измерении, и ее истинным значением, выражаемая в единицах измеряемой величины. *Относительная погрешность измерения* — отношение абсолютной погрешности, измерения к истинному значению измеряемой величины. *Систематическая погрешность измерения* — составляющая погрешности измерения, остающаяся постоянной или изменяющаяся по определенному закону при повторных измерениях одной и той же величины; *случайная погрешность* — составляющая погрешности измерения, изменяющаяся при этих условиях случайным образом. Следует выделять также *грубую погрешность измерения*, существенно превышающую ожидаемую погрешность.

В зависимости от последовательности причины возникновения различают следующие виды погрешностей. *Инструментальная погрешность* — составляющая погрешности измерения, зависящая от погрешностей применяемых средств (качества их изготовления). *Погрешность метода измерения* — составляющая погрешности измерения, вызванная несовершенством метода измерений. *Погрешность настройки* — составляющая погрешности измерения, возникающая из-за несовершенства осуществления процесса настройки. *Погрешность отсчитывания* — составляющая погрешности измерения, вызванная недостаточно точным отсчитыванием показаний средств измерений (например, погрешность параллакса). *Погрешность поверки* — погрешность измерений при поверке средств измерений. Таким образом, в зависимости от способа выявления следует различать *поэлементные (составляющие)* и *суммарные погрешности измерения*.

Результат наблюдения — значение величины, полученное при отдельном наблюдении; *результат измерения* — значение величины, найденное путем ее измерения, т. е. после обработки результатов наблюдения.

Поправка — значение величины, одноименной с измеряемой, прибавляемое к полученному при измерении значению величины с целью исключения систематической погрешности. *Сходимость* — качество измерений, отражающих близость результатов измерений, выполняемых в одинаковых условиях, *воспроизводимость* — то же, в различных условиях (в разное время, в различных местах, различными методами и средствами). *Точность* отражает близость к нулю случайных и систематических погрешностей средства измерения, *правильность* — систематических, *сходимость* — случайных. Для средств измерения различают *статическую погрешность* как отклонение постоянного значения измеряемой величины на выходе средства измерения от истинного ее значения в установившемся состоянии и *динамическую погрешность* как разность между погрешностью средства измерения в динамическом режиме (в неустановившемся состоянии).

и его статической погрешностью, соответствующей значению величины в данный момент времени.

Погрешность средства измерения, возникающая при использовании его в нормальных условиях, когда влияющие величины находятся в пределах нормальной области значений, называют основной. Если значение влияющей величины выходит за пределы нормальной области значений, появляется *дополнительная погрешность*.

Обобщенной характеристикой средства измерений, определяемой пределами основных и дополнительных погрешностей, а также другими свойствами, влияющими на точность, значения которых устанавливаются в стандартах на отдельные виды средств измерения, является *класс точности средства измерений* (ГОСТ 8.401—80). Класс точности характеризует свойства средства измерения, но не является показателем точности выполненных измерений, поскольку при определении погрешности измерения необходимо учитывать погрешности метода, настройки и др.

5.2. ЭТАЛОНЫ. МЕРЫ ДЛИНЫ И УГЛОВЫЕ МЕРЫ

Для воспроизведения единиц физических величин в общегосударственном и международном масштабе служат эталоны. Эталон единицы физической величины воспроизводят с практически наивысшей достижимой точностью на основе физических принципов на специальных установках. В качестве *эталона единицы длины* утвержден метр, равный $1\,650\,763,73$ длин световых волн в вакууме излучения, соответствующего переходу между уровнями $2p_{10}$ и $5d_5$ атома криптона 86 (ГОСТ 8.417—81). На XVII Генеральной конференции мер и весов принято новое определение единицы длины: метр — длина пути, проходимого светом в вакууме за $1/299\,792\,458$ долю секунды. За *единицу времени* принята секунда, равная $9\,192\,631\,770$ периодам излучения, соответствующего переходу между двумя сверхтонкими уровнями основного состояния атома цезия-133. *Эталон единицы массы* (1 кг) представляет собой цилиндр из сплава платины (90 %) и иридия (10 %), у которого диаметр и высота примерно одинаковы (около 30 мм). За *эталон количества вещества* принят моль — количество вещества системы, содержащей столько же структурных элементов частиц, сколько атомов содержится в $12\,000$ г углерода-12. В качестве *эталона единицы силы света* принята (кандела) — сила света в заданном направлении источника, испускающего монохроматическое излучение частотой $540 \cdot 10^{12}$ Гц, энергетическая сила света которого в этом направлении составляет $1/683$ В/ср. В качестве *эталона единицы силы тока* принят ампер — сила неизменяющегося во времени электрического тока, который, протекая в вакууме по двум параллельным прямолинейным проводникам бесконечной длины и ничтожно малой площади кругового поперечного сечения, расположенным один от другого на расстоянии 1 м, создает на каждом участке проводника длиной 1 м силу взаимодействия $2 \cdot 10^{-7}$ Н.

Единицей термодинамической температуры является кельвин, составляющий $1/273,16$ часть термодинамической температуры тройной точки воды.

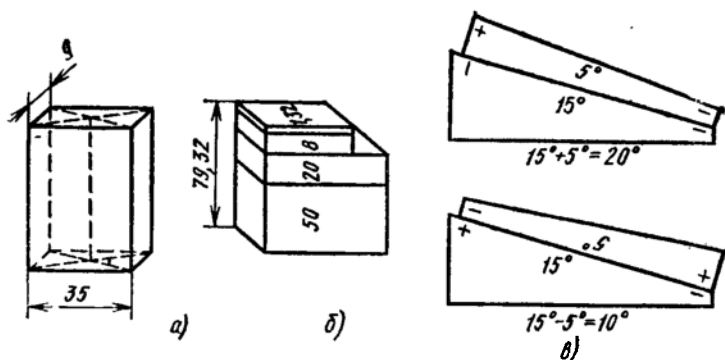


Рис. 5.2. Плоскопараллельные и угловые меры

Для воспроизведения длины в промышленности широко используют *штриховые* и *концевые меры*. Штриховые меры выполняют в виде образцов, линеек, руловок и шкал с отсчетными элементами. *Плоскопараллельные концевые меры длины* (рис. 5.2, а) представляют собой наборы параллелепипедов (пластин и брусков) из стали длиной до 1000 мм или твердого сплава длиной до 100 мм с двумя плоскими взаимно параллельными измерительными поверхностями (ГОСТ 9038—83). Они предназначены для непосредственного измерения линейных размеров, передачи размера единицы длины от первичного эталона концевым мерам меньшей точности, а также для проверки, градуировки и настройки измерительных приборов, инструментов, станков и др. Благодаря способности к притираемости (т. е. сцеплению), обусловленной действием межмолекулярных сил притяжения, концевые меры можно собирать в блоки нужных размеров (рис. 5.2, б), которые не распадаются при перемещениях. Наборы составляют из различного числа концевых мер (от 2 до 112 шт). Концевые меры изготовляют следующих классов точности: 00; 01; 0; 1; 2; 3 — из стали; 00; 0; 1; 2 и 3 — из твердого сплава. К каждому набору прилагают паспорт по ГОСТ 2.601—70, включающий инструкцию по эксплуатации. Из четырех-пяти мер с градацией от 0,001 до 100 мм выпускаемых наборов можно составлять нужные блоки.

Призматические угловые меры (ГОСТ 2875—75) предназначены для контроля наружных и внутренних углов инструментов, шаблонов, изделий, проверки приборов и т. п. Угловые меры выпускают пяти типов: 1 и 2 — с одним рабочим углом со срезанной вершиной и остроугольные; 3 — с четырьмя рабочими углами; 4 — многогранные призматические с равномерным угловым шагом; 5 — с тремя рабочими углами, причем угловые меры типов 1, 2 и 3 изготовляют трех классов точности (0, 1 и 2), многогранные призмы типа 4 — четырех классов точности (00, 0, 1 и 2) угловые меры типа 5 — класса 1.

Притирая угловые меры, можно изменять номинальные значения углов в широких пределах (рис. 5.2, в).

5.3. УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СРЕДСТВА

Универсальные средства используют для измерения различных геометрических параметров либо непосредственно, либо в сочетании с предметными столиками, плитами, стойками, штативами, струбцинами и другими дополнительными приспособлениями. Специальные средства позволяют осуществлять измерения или контроль параметров определенного вида, поэтому их описание дано в главах настоящего учебника в зависимости от рассматриваемых видов соединений. По степени автоматизации контрольного процесса все средства можно разделить на ручные и механизированные приспособления, автоматизированные (полуавтоматические) и автоматические системы (ГОСТ 16504—81).

Измерительные инструменты. К этой группе относятся *штангенинструменты*, снабженные нониусной шкалой, и *микрометрические инструменты*, в которых для увеличения передаточного отношения использована винтовая пара. Эти инструменты широко используют для контроля наружных и внутренних размеров (штангенциркули, микрометры, микрометрические штихмасы), глубин и высот пазов (штангенглубиномеры, микрометрические глубиномеры), высот и разметки деталей (штангенрейсмусы) и др. При оснащении этих инструментов специальными губками и вставками их можно использовать для контроля размеров (параметров) резьб, листов, труб, зубчатых колес и т. д. Штангенинструмент имеет линейки с основной шкалой 1 и шкалой ноннуса 2 (рис. 5.3, а), позволяющего по порядковому номеру совпадающих штрихов (на примерах показано стрелкой) отсчитать дробные доли деления основной шкалы. Основные шкалы имеют цену деления 0,5 или 1 мм, нониусные 0,1 (рис. 5.3, а) или 0,05 мм (рис. 5.3, б). Отсчет размера выполняют по формуле

$$A = n_1 i_1 + n_2 i_2, \quad (5.5)$$

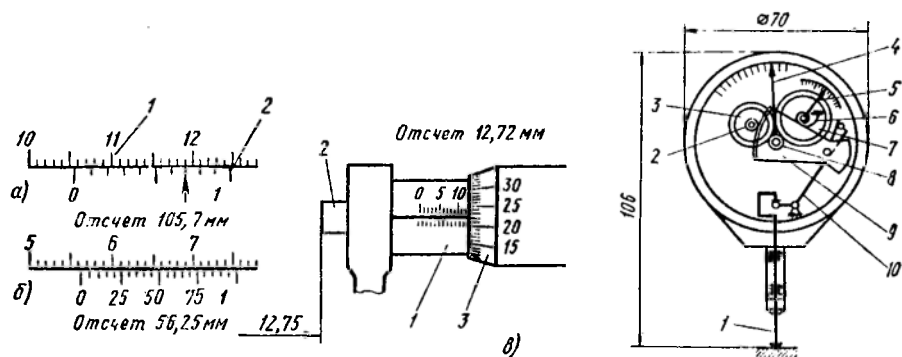


Рис. 5.3. Примеры отсчета размеров по нониусу штангенинструмента (а, б) и по шкалам микрометрического инструмента (в)

Рис. 5.4. Схема рычажно-зубчатой измерительной головки

где i_1 и n_1 — цена деления и число целых делений основной шкалы пройденных нулевым штрихом нониуса; i_2 и n_2 — цена деления i порядковый номер штриха нониуса, совпадающего со штрихом основной шкалы. Так, для примера отсчета, показанного на рис. 5.3 б, $A = 56 \cdot 1 + 5 \cdot 0,05 = 56,25$ мм. Погрешность штангенинструментов при измерении размеров до 1000 мм составляет $\pm 0,1$ мм. Нониусные устройства с угловыми шкалами используют также в угломерах типа УН и УМ с ценой деления нониуса 2, 5 и $15'$.

Микрометрические измерительные инструменты имеют винтовую пару, микрогайка которой обычно жесткокреплена с корпусом 1 снабженным основной шкалой, а микровинт 2 скреплен с барабанчиком 3, имеющим круговую шкалу обычно с 50-ю делениями (рис. 5.3, в). Так как основная шкала состоит из двух рядов делений (верхних и нижних) с относительным смещением 0,5 мм, а шаг винтовой пары составляет также 0,5 мм, то цена деления барабанчика микрометра $c = 0,5/50 = 0,01$ мм. Выпускают также микрометр с цифровым отсчетом результата, в сочетании с рычажно-зубчатой передачей, позволяющей отсчитывать доли деления шкалы. Поскольку погрешность винтовой пары с увеличением ее длины возрастает, погрешность измерения размеров до 25 мм составляет ± 3 мкм, размеров до 100 мм — ± 10 мкм.

Измерительные головки. Это обширная группа приборов, главным образом механических. Их используют либо в сочетании со стойками и штативами (ГОСТ 10197—70), либо как составные части более сложных измерительных приспособлений (рычажных скоб, нутромеров, толщиномеров, стенкомеров, глубиномеров и др.). Наиболее распространенными являются *индикаторы*, имеющие зубчатую или рычажно-зубчатую повышающие передачи. В рычажно-зубчатых индикаторах типа ИГ (рис. 5.4) при перемещении измерительного наконечника 1 поворачивается рычаг 10, воздействуя на зубчатый сектор 9, который входит в зацепление с трибом 2, сидящим на одной оси с зубчатым колесом 3. Зубчатое колесо передает вращение на триб 8, несущий стрелку 4. Для отсчета целых оборотов служит зубчатое колесо 7 со стрелкой 5.

Спиральная пружина 6 предназначена для выбора мертвого хода в зубчато-рычажной передаче. Выпускают индикаторы часового типа (ГОСТ 577—68) с ценой деления 10 мкм и пределами измерений от 0 ... 2 до 0 ... 10 мм, измерительным усилием от 0,8 до 2,5 Н и погрешностью измерения от 4 до 20 мкм. Для дистанционного отсчета контролируемой величины разработаны опытные образцы индикаторов с цифровым электронным табло. Рычажно-зубчатые индикаторы типов ИГ (ГОСТ 18833—73), 1 МИГ (ГОСТ 9696—82) и ИРБ (ГОСТ 5584—75) выпускают с ценой деления 1, 2 и 10 мкм, диапазоном измерений 0,1; 0,2; 1,2 мм, измерительным усилием до 2,0 Н и погрешностью от $\pm 0,4$ до 5 мкм.

На рис. 5.5, а показана рычажно-зубчатая передача 1—3 в сочетании с микрометром 4, а на рис. 5.5, б — рычажная скоба, используемая для контроля длины общей нормали зубчатого колеса Д. Такое сочетание позволяет выполнять как абсолютные измерения

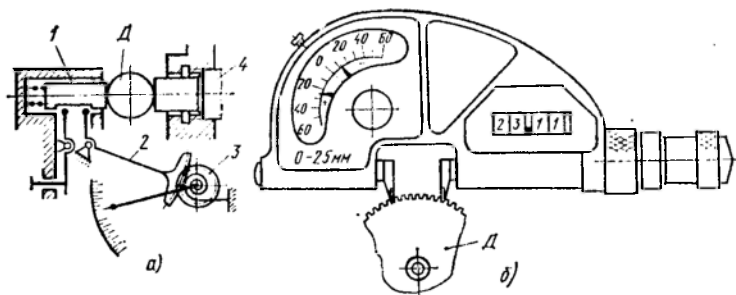


Рис. 5.5. Рычажно-зубчатые микрометрические скобы с отсчетом:
а — по шкалам; б — цифровым

с помощью микрометра, так и относительные — с помощью индикаторной передачи, т. е. осуществлять контроль отклонений детали D от заданного микрометром размера. Серийно выпускают рычажные микрометры типа МР (ГОСТ 4381—80) с диапазоном измерения — 25 мм, ценой деления отчетного устройства 2 мкм, диапазоном показаний не менее $\pm 0,14$ мм, измерительным усилием — $6,0 \pm 1,0$ Н и допускаемой погрешностью ± 1 мкм.

Наиболее точными серийно выпускаемыми измерительными головками этой группы являются приборы с пружинной передачей. Основу этой передачи составляет бронзовая плоская лента 3, завитая от ее середины в разные стороны (рис. 5.6). Один конец ленты жестко закреплен, второй — присоединен к подвижному угольнику 6. В середине ленты прикреплена либо стрелка 4 (у микрометра или микатора), либо зеркальце 4' (у оптикатора). При перемещении измерительного наконечника 1, подвешенного на мембранах 2, угольник 6 поворачивается относительно пружинной подвески, растягивает пружинную ленту 3, и последняя, раскручиваясь, перемещает стрелку или зеркальце. Для отсчета показаний служит шкала 5. У оптикаторов световой пучок проецируется на зеркальце с помощью конденсора. Благодаря дополнительной оптической системе чувствительность оптикатора в 2 раза выше, чем у микрометра. Преимущества приборов с пружинной передачей: простота конструкции, высокая долговечность (гарантируется 700 тыс. условных измерений), высокая точность (до $\pm 0,02$ мкм), безынерционность и возможность автоматизации контроля при использовании фотоэлементов.

Ленинградский инструментальный завод (ЛИЗ) выпускает измерительные головки пружинные

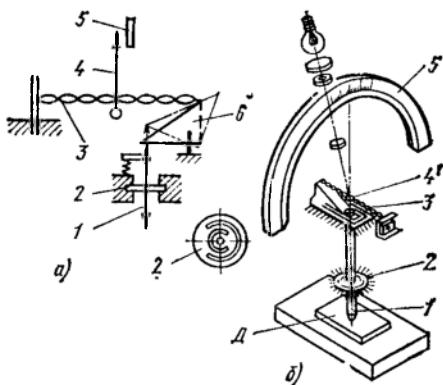


Рис. 5.6. Схема пружинных измерительных головок:
а — микрометра; б — оптикатора

(микрокаторы) ИГП (ГОСТ 6933—81), микаторы ИПМ (ГОСТ 14712—79), миникаторы ИРП (ГОСТ 14711—69) и оптикаторы (ГОСТ 10598—74) с ценой деления от 0,1 до 10 мкм, диапазоном измерений от ± 4 до ± 300 мкм, допускаемой погрешностью от 0, до 5 мкм и измерительным усилием от 0,05 до 3 Н.

Оптико-механические измерительные приборы. Эти приборы находят широкое применение в промышленности, поскольку позволяют выполнять измерения различных изделий с высокой точностью. По сравнению с механическими головками они имеют значительно большие пределы измерений, могут иметь табло с цифровым отсчетом. При необходимости их можно использовать для автоматического управления производственными процессами. Оптико-механические приборы бывают контактные (оптиметры, длиномеры, измерительные машины) и бесконтактные (микроскопы и проекторы).

В оптиметрах используется принцип автоколлимации и оптического рычага (рис. 5.7). Если в фокальной плоскости объектива $ОБ$ (рис. 5.7, а) расположить светящийся объект, например, шкалу изображения каждого штриха A этой шкалы, расположенного на расстоянии n от оптической оси O , пройдя объектив и отразившись от зеркальной плоскости $ЗП$, расположенной под углом 90° к оптической оси, и снова пройдя объектив $ОБ$, спроецируется также на фокальную плоскость симметрично точке O на расстоянии $n' = n$. Если зеркальную плоскость $ЗП$ повернуть на угол φ к оптической оси, каждое изображение штриха, например точка O , сместится на расстояние t , определяемое двойным углом отражения 2φ : $t = F \cdot 2 \operatorname{tg} \varphi$, где F — фокусное расстояние объектива. В оптиметрах (рис. 5.7, б) перемещение h измерительного наконечника $ИН$ приводит к повороту зеркала $ЗП$ на плече a , поэтому передаточное отношение оптического рычага (при малых углах φ)

$$i = t/h = 2F \operatorname{tg} \varphi / (a \operatorname{tg} \varphi) = 2F/a. \quad (5.6)$$

В оптиметрах отечественного производства типа ОВО-1 $F = 200$ мм, $a = 5$ мм ($i = 80$), длина деления шкалы $c = 0,08$ мм, увеличение окуляра $r = 12\times$ (видимый интервал деления шкалы $A = cr =$

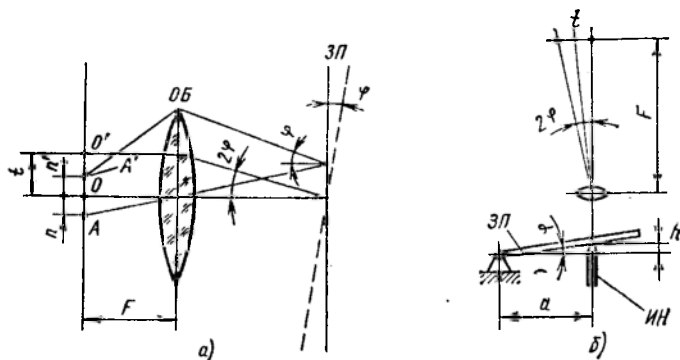
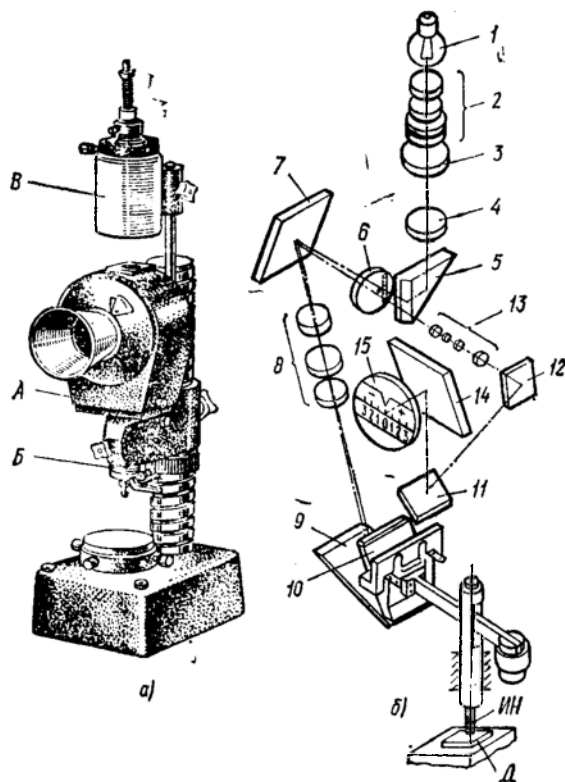


Рис. 5.7. Оптические схемы:

а — автоколлимации; б — оптического рычага

Рис. 5.8. Вертикальный экранный оптиметр типа ОВЭ-1:

а — внешний вид (А — трубка; Б — измерительный наконечник; В — осветитель);
б — оптическая схема



$\approx 0,96$ мм). С учетом увеличения окуляра полное передаточное отношение $J = ir = 1000$.

Внешний вид и оптическая схема оптиметров со шкалой, проецируемой на экран, приведены на рис. 5.8. Луч света от источника 1 через конденсор 2, теплофильтр 3, линзу 4 и призму 5 освещает нанесенную на пластине 6 шкалу с 200-ми (± 100) делениями. Через зеркало 7, объектив 8 и зеркало 9 шкала проецируется на поворотное зеркало 10, связанное с измерительным наконечником ИИ. Отразившись от зеркала 10, изображение шкалы снова проецируется на другую половину пластины 6 с нанесенным неподвижным штрих-указателем. С помощью объектива 13 и зеркал 12, 11 и 14 изображение шкалы с указателем проецируется на экран 15. Даже при больших передаточных отношениях прибор весьма компактный. Согласно ГОСТ 5405—75 выпускают оптиметры с окуляром (тип ОВО) или проекционным (тип ОВЭ) экраном для вертикальных или горизонтальных измерений. Диапазон показаний шкал трубок оптиметров $\pm 0,1$ или $\pm 0,025$ мм, пределы измерений 0—180 мм (у горизонтальных 0—350 мм), измерительное усилие 0,5—2,0 Н, погрешность измерений от $\pm 0,07$ до $\pm 0,3$ мкм. Малые диапазоны показаний по шкалам позволяют применять оптиметры в основном для сравнительных измерений с использованием концевых мер длины (см. рис. 5.1).

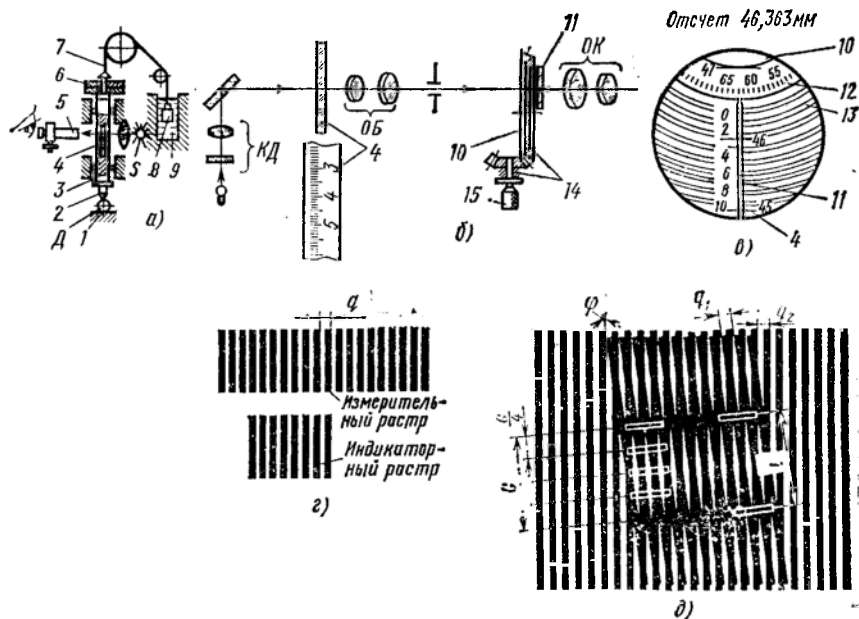


Рис. 5.9. Вертикальный длиномер:

а — принципиальная схема; *б* — оптическая схема со спиральным нониусом; *в* — спиральный нониус; *г* — схема продольного раstra с двумя решетками; *д* — схема раstra с поперечными полосами

Длиномеры. Для абсолютных измерений (вертикальных и горизонтальных) от 0 до 100 мм используют более массивные оптико-механические приборы — длиномеры. Вертикальный длиномер (рис. 5.9, *а*) состоит из предметного стола 1, на который устанавливают деталь Д, пиноли 3 с измерительным наконечником 2 и шкалой 4, отсчетного устройства 5, шайбы 6 для регулирования измерительного усилия и противовеса (ленты 7, груза 8 и демпфера 9). Отсчетное устройство может быть различным: с визуальным отсчетом по шкале спирального нониуса (типа ДВО, ГОСТ 14028—68), с визуальным отсчетом по шкалам, проецируемым на экран (типа ДВЭ и ДГЭ), с автоматическим цифровым отсчетом. В длиномерах со спиральным нониусом (рис. 5.9, *б*) отсчетное устройство, кроме конденсора КД, объектива ОБ и окуляра ОК, имеет две стеклянные пластины. На неподвижной пластине нанесена шкала 11 с десятью штрихами и ценой деления 0,1 мм. На поворотной пластине 10 нанесены спираль Архимеда 13 и круговая шкала 12, имеющая 100 делений с ценой каждого 1 мкм. Для отсчета измеряемого размера детали с помощью ручки 15 и конической передачи 14 вращают круговую шкалу 10 до тех пор, пока штрихи двойной спирали не расположатся симметрично относительно соответствующего штриха миллиметровой шкалы 4 пиноли 3. Целые миллиметры отсчитывают по штрихам шкалы 4 (например 46 мм на рис. 5.9, *в*), десятые доли миллиметра — по шкале неподвижной пластины 11 (0,3 мм), сотые и тысячные доли миллиметра — по шкале круговой пластины 10 (0,062 мм).

Вертикальные и горизонтальные длиномеры имеют устройство с отсчетом измеряемой величины на экране с помощью оптического микрометра, что облегчает работу контролера. С помощью длиномеров можно выполнять абсолютные измерения в пределах 0—100 мм с измерительным усилием 2—2,5 Н. Погрешность отсчета, зависящая от контролируемой длины детали, не превышает 1 мкм.

Наиболее совершенными, но более сложными и дорогими являются цифровые отсчетные устройства, позволяющие выполнять дистанционный отсчет контролируемой величины. Преимущество этих устройств — высокая точность измерения в сочетании с возможностью автоматической регистрации результатов контроля, вычисления обобщенных характеристик на ЭВМ или введения результатов измерения в систему управления производственным процессом.

В длиномере, разработанном А. В. Мироненко, отсчетное устройство выполнено в виде раstra с двумя решетками — измерительной, закрепленной на пиноли длиномера, и индикаторной, расположенной на корпусе прибора (рис. 5.9, з). Длина измерительного раstra должна соответствовать пределам измерения, индикаторный растр может быть значительно короче. При наложении таких растров и перемещении одного из них наблюдаются световые импульсы, частота которых определяется шагом раstra q . Шаг раstra q определяет и точность отсчета. Для увеличения передаточного отношения линии индикаторного раstra располагают под некоторым углом φ к линиям измерительного раstra (рис. 5.9, д), образуя комбинационный растр с шагом G . При перемещении одного из растров в продольном направлении на шаг q комбинационные полосы перемещаются в поперечном направлении на шаг

$$G = q_1 q_2 / \Delta q, \quad (5.7)$$

где $\Delta q = q_1 - q_2$ — разность шагов растров.

Для подсчета полос и определения направления перемещения на растровую картину накладывают непрозрачную диафрагму со щелями, сдвинутыми, например, на величину $G/4$. При использовании реверсивного счетчика импульсов электрические сигналы, поступающие в определенном порядке от четырех фотоэлементов, складываются при прямом перемещении решеток раstra и вычитаются при их обратном перемещении. Если при этом осуществить смещение (сканирование) щелей относительно комбинационных полос раstra, можно по измеренному перемещению, соответствующему экстремальному значению светового потока, определить долю смещения измерительного раstra в пределах одного шага.

Принцип действия отсчетного устройства растровой измерительной системы, основанной на нулевом методе, показан на рис. 5.10. Измерительная система имеет грубую и точную ступени отсчета. Грубая ступень позволяет выполнять отсчет целых и десятых долей миллиметра. Она имеет вид кодовой шкалы *КШ*, закрепленной вместе с измерительным растром на пиноли. Дорожки шкалы *КШ* образуют двоично-десятичный циклический код. Свет от конденсора *КД*, пройдя кодовую шкалу со щелью *ЩЛ*, попадает на фотодиоды матрицы,

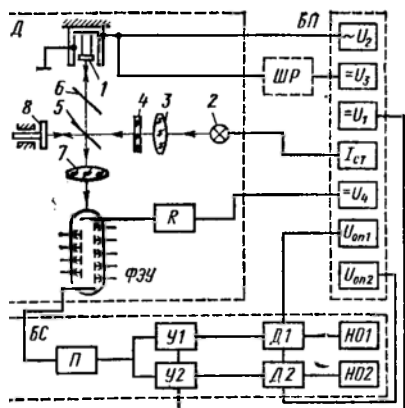


Рис. 5.11. Схема интерференционной звуковой измерительной системы

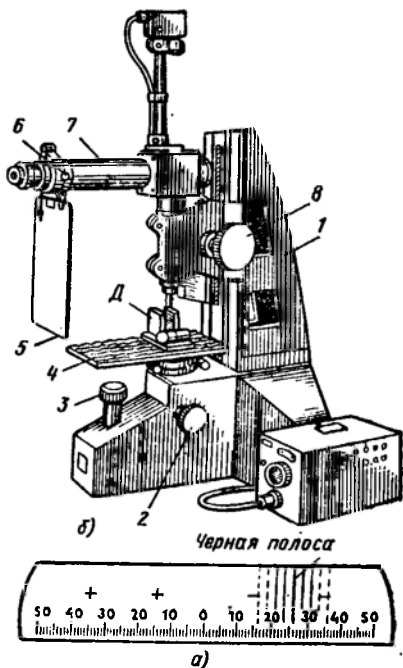


Рис. 5.12. Контактный интерферометр

фильтр 4 падает на полупрозрачную разделительную пластину 5, откуда часть лучей попадает на зеркало 8, закрепленное на пинноли с измерительным наконечником, а часть через компенсирующую пластину 6 на индикаторное зеркало 1. Отраженные от обоих зеркал лучи света образуют в объективе 7 интерференционную картину с полосами равной толщины.

При освещении белым светом в поле зрения окуляра возникает центральная черная и боковые окрашенные полосы убывающей интенсивности (рис. 5.12, а). При вводе светофильтра 4 (см. рис. 5.11), создающего монохроматическое освещение, в поле зрения окуляра возникают полосы одинаковой интенсивности, расстояние между которыми соответствует половине световой волны λ светофильтра. При окулярных и экранных отсчетах по черной полосе определяют положение измерительного наконечника, а по монохроматическим полосам — цену деления шкалы интерферометра с помощью формулы

$$c = 0,5k\lambda/m, \quad (5.8)$$

где k — число интерференционных полос, укладывающихся в m делениях шкалы.

Вертикальный контактный интерферометр (рис. 5.12, б) с окулярным отсчетным устройством 7 имеет стойку 1, по которой с помощью кремальеры 8 можно предварительно регулировать положения кронштейна с трубкой. Дополнительно более точное регулирование выполняют, перемещая стол 4 микрометрическим винтом 3 со стопором 2 и сдвигая шкалу трубки винтом 6 в пределах ± 10 де-

лений. Для исключения теплового воздействия оператора на измеряемые детали D предусмотрен теплозащитный экран 5. Диапазон измерений подобных приборов 0—150 мм. Наличие экранов в контактных интерферометрах значительно облегчает их использование. Предельная погрешность показаний δ , мкм, зависит от числа делений шкалы, отсчитанных от нулевого штриха, цены деления шкалы $\mu\text{км}$, и погрешности измерения длины световой волны $\Delta\lambda$ по аттестату ($\Delta\lambda \leq \pm 0,002 \text{ мкм}$)

$$\delta = \pm (0,03 + 1,5nc \Delta\lambda/\lambda). \quad (5.)$$

В интерференционных устройствах с цифровой шкалой (см. рис. 5.11) в качестве воспринимающего элемента отсчетного устройства служит фотоумножитель ФЭУ, сигнал с которого через преобразователь P и усилители $У1$ и $У2$ подается через демодулятор $D1$ и $D2$ на нуль-органы $НО1$ и $НО2$. Шаговый распределитель $Ш$ выполнен в виде делителя напряжения. Зеркало 1, закрепленное на подвижных пластинах отсчетного пьезоэлектрического преобразователя, от источника переменного напряжения U_2 приводится в колебательное движение с амплитудой $A = \lambda/8$. Тогда на вход фотоэлемента ФЭУ подается переменный сигнал с рядом гармонических составляющих. При взаимном смещении зеркал 1 и 8 в местах экстремумов освещенности, расположенных одно от другого на расстоянии $\lambda/4$, сигнал первой гармоники становится равным нулю. Эти точки принимают за начало отсчета шкалы интерферометра. Дополнительное смещение зеркала 8 при измерениях определяют с помощью шагового распределителя ШР. Поскольку при дополнительных отклонениях напряжение на выходе демодулятора не равно нулю и нуль-орган показывает отклонение системы из нулевого положения, компенсирующее напряжение шагового распределителя служит мерой дополнительного смещения. Перемещение регистрируется блоком индикации (см. рис. 5.10).

Расширению производственных возможностей интерферометров (увеличению точности и диапазона измерений, скорости отсчета, нечувствительности к вибрациям, шуму, внешнему освещению и т. п.) способствует использование в качестве источников света лазеров. Это объясняется тем, что лазер обладает высокой монохроматичностью, малой расходимостью луча и большой интенсивностью светового потока. На основе лазеров созданы точные современные средства для измерения длин, скоростей, ускорений и оптических характеристик различных сред. Лазерные интерферометры применяют для измерения линейных перемещений до 1 м. В качестве источника монохроматического измерения в них используют гелий-неоновый лазер стабилизированный по провалу Лэмба. Их применяют в отсчетных устройствах (рис. 5.13), координатно-измерительных машин, измерительных микроскопов, прецизионных станков и др. Внедрение лазерной интерферометрии позволяет, например, при изготовлении сверхминиатюрных интегральных радиоэлектронных схем в десятки раз уменьшить габариты вычислительных машин, ускорить точность проверки штриховых мер в 500 раз, повысить разрешающую способ-

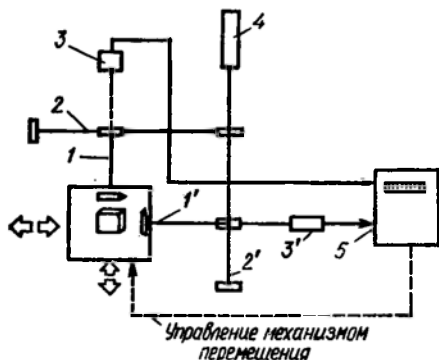


Рис. 5.13. Схема двухкоординатного лазерного интерферометра, используемого для управления механизмом перемещения:

1 и 1' — измерительные лучи; 2 и 2' — опорные лучи; 3 и 3' — фотоприемники; 4 — лазерный источник света; 5 — отсчетное устройство

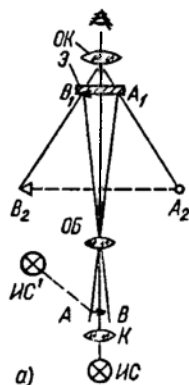
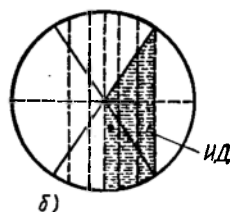


Рис. 5.14. Измерительный микроскоп:

а — оптическая схема; б — поле зрения окулярной головки с изображением измерительного ножа

ность до 10^{-6} мкм при контроле размеров до 10 м и т. д. При нивелировании направляющих крупногабаритных станков обеспечивается точность 2 мкм на 1 м длины (до нескольких десятков метров), а лазерный зенит-центр, например, позволяет контролировать вертикальность оси Останкинской телебашни с точностью до 6 мм.

Измерительные микроскопы. Эти оптические средства предназначены главным образом для бесконтактных измерений по одной, двум или трем координатам различных изделий (калибров сложных форм, шаблонов, фасонных резцов, вырубных штампов, резьбовых деталей и др.). В микроскопе (рис. 5.14, а) измеряемую деталь АВ помещают между источником света ИС с конденсором К и объективом ОВ (иногда для измерения используют отраженный свет от бокового источника ИС'). Пройдя через объектив, световой поток дает обратное, увеличенное и действительное изображение A_1B_1 , которое может быть отображено на экране Э. При использовании окуляра ОК получают мнимое, обратное и еще раз увеличенное изображение A_2B_2 . В существующих оптических схемах устанавливают оборачивающие призмы, которые дают прямые изображения измеряемых предметов. Выпускают микроскопы с возможностью перемещений наблюдаемых объектов, расположенных на столах с каретками или поворотными приспособлениями, визирных микроскопов, расположенных на каретках, а также объектов и визирных микроскопов. При измерениях перекрестье сетки (рис. 5.14, б) визирного микроскопа последовательно наводят на характерные точки или линии изображения детали ИД (например, сначала на левую, а затем на правую кромку). Отсчет перемещений кареток или столов с деталями осуществляют по лимбам (в инструментальных микроскопах), по

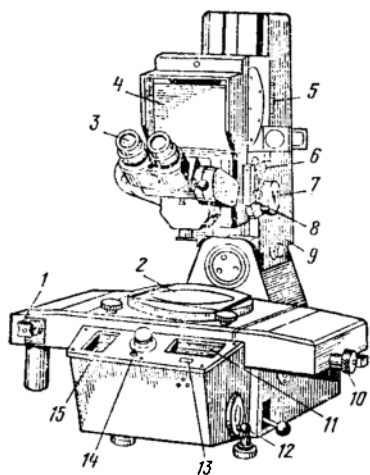


Рис. 5.15. Инструментальный бинокулярный микроскоп

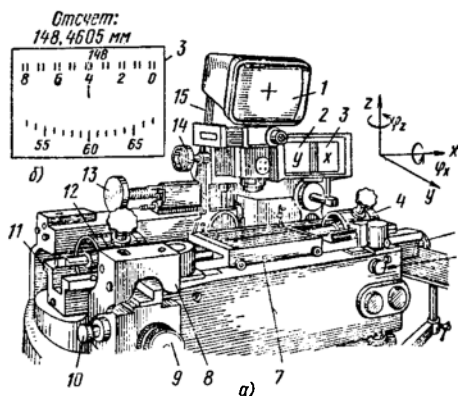


Рис. 5.16. Универсальный измерительный микроскоп:
а — общий вид; б — отсчетное устройство

шкалам и нониусам (в отсчетных микроскопах с окулярной или экранной оптикой), по цифровому табло (в автоматизированной системе отсчета).

В инструментальном микроскопе (рис. 5.15) с бинокулярным тубусом 3 измеряемую деталь устанавливают на стеклянном столе 2, положение которого определяют с помощью продольной (150 мм) поперечной (75 мм) шкал. Изображения этих шкал вместе с нониусом проецируются на экраны 11 и 15. Деталь в нужное положение (в поле зрения тубуса) устанавливают грубым (свободным), а затем точным (с помощью механизмов микроподач 1 и 10) перемещениями стола. Тубус 3 устанавливают в вертикальное положение с помощью скользящих маховичков 7 (грубое и точное перемещение), измеряя перемещение по шкале 5 с нониусом, цена деления которого 0,1 мм. Поворачивая маховик 12, стойку 9 можно наклонить на угол ($\pm 15^\circ$), измеряемый через окно 13. При вертикальном положении стойки загорается лампочка 14. Поворотом рукоятки 6 изображение детали можно спроецировать на экран 4. С помощью сменных рамок 8 на изображение детали можно наложить изображения сеток с контролируемыми профилями резьбы, радиусами закруглений, углами и т. п.

Большой диапазон измерения и повышенную точность имеют универсальные микроскопы. Так, в микроскопе УИМ-23 (рис. 5.16, а) измеряемое изделие располагают на столе 7 или закрепляют в центральных бабках 4 и 12. Стол может перемещаться на каретках продольного 11 ($x = 200$ мм) и поперечного 8 ходов ($y = 100$ мм). При отжатых рукоятках 6 и 10 каретки можно легко перемещать от руки, точную подачу осуществляют после стопорения рукояток микровидами 9 и 5. Положения кареток отсчитывают по шкалам (рис. 5.16, б) продольного и поперечного ходов, изображения которых проецируются на экраны 3 и 2. Кронштейн 15 с визирной системой 1 мож-

перемещать вертикально с помощью грубого 14 и точного винтов и наклонять с помощью винта 13 на угол $\pm 12,5^\circ$ относительно вертикального положения. Цена деления линейных шкал 1 мкм, угловой — 1'. Предельные погрешности зависят от размеров изделия и, например, для цилиндрических деталей диаметром D мм составляют $\pm (6 + D/70)$ мкм. Опытные образцы микроскопов с отсчетными устройствами в виде растров и лазерных интерферометров позволяют значительно уменьшить погрешность измерения (до 0,3 мкм). Кроме того, они весьма удобны в использовании.

Проекторы предназначены для контроля и измерения деталей, спроецированных в увеличенном масштабе на экран. Проекторы могут работать в проходящем и отраженном свете. Их используют главным образом для контроля изделий со сложным профилем: шаблонов, плат, лекал, зубчатых колес, штампованных деталей, фасонных резцов и т. п. Свет от источника (рис. 5.17, а и б) через конденсор 1 параллельным пучком направляется на проверяемую деталь 2. Объективом 3 действительное обратное изображение детали через систему зеркал 5—6 проецируется на экран 4. Контролируемое изображение детали на экране можно проверять различными методами, например сравнения: с вычерченным в увеличенном масштабе номинальным контуром; с двойным контуром, вычерченным в соответствии с предельными положениями годного профиля; показаний отсчетных устройств проектора; с помощью масштабных линеек; совмещением противоположных контуров детали. В соответствии с ГОСТ 19795—82 выпускают проекторы типа ПИ с экраном диаметром до 250 мм; 250—400 мм и свыше 400 мм. Часовой проектор ЧП (рис. 5.17, в) состоит из осветителя 1, сменных конденсоров 3, стола 5 с продольным и поперечным винтами 4 и 9 (цена деления 1 мкм), объектива 6, зеркала 8 и экрана 7. Маховичок 2 служит для вертикального перемещения стола при фокусировке. Сменные объек-

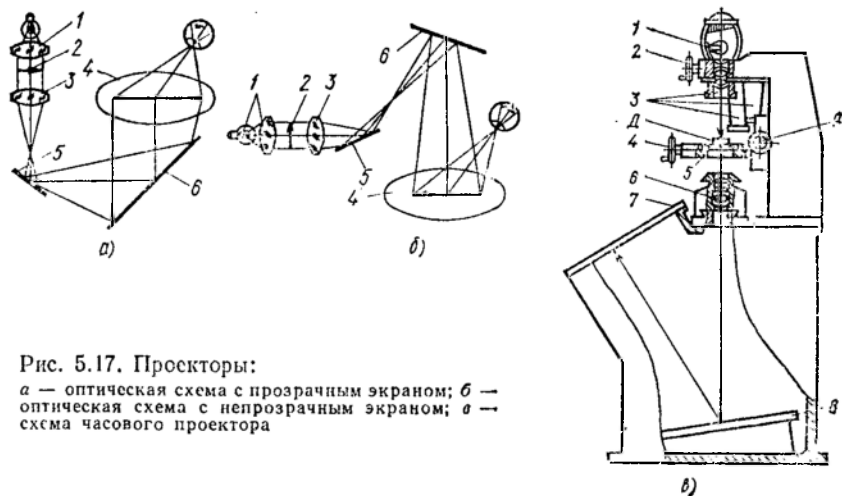


Рис. 5.17. Проекторы:

а — оптическая схема с прозрачным экраном; б — оптическая схема с непрозрачным экраном; в — схема часового проектора

тивы позволяют получить увеличение от 10 до 200×. Серийно выпускают проекторы типа БП-3Ц с цифровым отсчетом перемещения стола.

5.4. МЕТОДЫ ПЛАНИРОВАНИЯ ИЗМЕРЕНИЙ

Перед проведением измерений выбирают метод который в известной мере предопределяется поставленной целью испытаний. При планировании измерений выбирают оптимальное число точек или кривых (реализаций) измерения, поскольку слишком большое число измерений приводит к удорожанию и усложнению эксперимента и может не дать новых сведений, а заниженное число измерений не позволяет надежно оценить выбранную точность метода или средства измерений. Иногда в лабораторных условиях при качественной и количественной оценке параметров изделий и технологических процессов прибегают к их моделированию (например, масштабному или физическому). При этом необходимо привести математическое доказательство подобия и правомерности сравнения этих процессов. Таким образом, в простейшем случае задача сводится к нахождению оптимального числа измерений n набора величин $x_1, \dots, x_n$, а затем статистических характеристик: среднего арифметического $\bar{x} = \bar{x}_n \pm \pm \Delta \bar{x}$ (где $\bar{x}_n$ — среднее арифметическое выборки, $\Delta \bar{x}$ — его доверительный интервал) и среднего квадратического выборки $S_n \approx \sigma_{n \rightarrow \infty}$. Доверительный интервал, на величину которого истинное значение $\bar{x}$ может отличаться от выборочного $\bar{x}_n$,

$$\Delta \bar{x} = S_n t_{n-1} / \sqrt{n}, \quad (5.10)$$

где t_{n-1} — табличный коэффициент Стьюдента (табл. 5.1), зависящий от доверительной вероятности P и числа измерений $(n - 1)$. На практике выбирают доверительную вероятность $P \approx 0,68$, что соответствует средней квадратической погрешности $\pm \sigma$; $P \approx 0,95$ при погрешности $\pm 2\sigma$ или $P \approx 0,997$ при погрешности $\pm 3\sigma$. Наименьшее число испытаний n определяют по формуле

$$n = (S_m t_{m-1} / \Delta x)^2 (1 + 0,5/m \pm 2/\sqrt{m}), \quad (5.11)$$

где m — число предварительных экспериментов, заведомо меньшее, чем требуемое.

Таким образом, исходными, предварительно выбираемыми величинами при планировании измерений, являются: заданные максимально допустимое отклонение $\Delta \bar{x}$ среднего арифметического, доверительная вероятность P и число предварительных испытаний m .

При проведении одноразовых измерений нецелесообразно тратить время на большое число предварительных измерений, при проведении массовых однотипных измерений их число желательно увеличивать.

При математическом планировании испытаний с целью выявления зависимости искомой функции y измерения от влияющих на нее факторов x_i (например, измерительных усилий, температуры и т. п.) определяют минимальное число измерений и условия проведения исследования, позволяющие определить, например, область оптимальных значений параметров. При экспериментальном поиске опти-

5.1. Коэффициенты Стьюдента

Число наблюдений	Значение коэффициента Стьюдента при доверительной вероятности P					Число наблюдений	Значение коэффициента Стьюдента при доверительной вероятности P				
	0,50	0,90	0,95	0,98	0,99		0,50	0,90	0,95	0,98	0,99
2	1,00	6,31	12,71	31,82	63,66	10	0,70	1,84	2,26	2,76	3,25
3	0,82	2,92	4,30	6,96	9,92	15	0,69	1,76	2,14	2,60	2,98
4	0,77	2,35	3,18	4,54	5,84	20	0,69	1,73	2,09	2,53	2,86
5	0,74	2,13	2,78	3,75	4,60	30	0,68	1,70	2,04	2,46	2,76
6	0,73	2,01	2,57	3,65	4,03	60	0,68	1,67	2,00	2,39	2,66
7	0,72	1,94	2,45	3,14	3,71	120	0,68	1,66	1,98	2,36	2,62
8	0,71	1,90	2,36	2,97	3,50	∞	0,67	1,65	1,96	2,33	2,58
9	0,71	1,86	2,31	2,90	3,36						

мальных условий функцию измерений обычно представляют в виде степенного ряда

$$y = a_0 + \sum_i a_i x_i + \sum_{ij} a_{ij} x_{ij} + \sum_i a_{ijk} x_i x_j x_k + \dots, \quad (5.12)$$

где x — значения влияющих факторов; a_0 — свободный член, определяемый при $x_i = x_j = x_k = \dots = 0$, a_i — коэффициенты регрессии, показывающие степень влияния соответствующего фактора на выходную функцию; a_{ij} — коэффициент, указывающий на наличие эффекта сочетания (взаимодействия) двух факторов, и т. д.

Точность подобной аппроксимации зависит от порядка степенного ряда и диапазона измерения (отклонения) переменных x . Так как последние изменяются в сравнительно узком диапазоне, при исследованиях можно отбросить в формуле (5.12) члены высших порядков.

После вычислений коэффициентов a известными в математической статистике методами можно оценить влияние изучаемых факторов на искомую функцию. В зависимости от вида измерения полученные данные представляют в табличной форме или обрабатывают на ЭВМ.

5.5. КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЯ

В общем случае погрешность измерения является случайной функцией времени $X(t)$, так как нельзя предсказать ее значение в момент времени t_i , можно лишь вычислить ее вероятностные характеристики. При проведении одной серии измерений получают одну кривую, так называемую реализацию этой функции. Совокупность реализаций характеризует случайную функцию. Погрешность измерений в определенный момент времени, называемый сечением случайной функции $\Delta(t_i)$, при наличии нескольких реализаций характеризуется средним значением (математическим ожиданием) и рассеянием (дисперсией). Характеристиками случайной функции $X(t)$ служат математическое ожидание $m_x(t)$ и корреляционная

функция $K_x(t, t') = M [\hat{X}(t) \hat{X}(t')]$, где $\hat{X}(t) = X(t) - m_x(t)$ — центрированная случайная функция. При $t = t'$ корреляционная функция превращается в дисперсию случайной функции

$$K_x(t, t) = D_x(t) = [\sigma_x(t)]^2. \quad (5.13)$$

Результаты многократных измерений контролируемой величины в соответствии с принятыми критериями оценивают с помощью указанных статистических характеристик. Так как эти результаты зависят от большого числа разнообразных факторов, то искомая функция

$$y = F(x_1, x_2, \dots, x_n), \quad (5.14)$$

где x_i — переменные функциональные параметры.

В производственных условиях каждый из параметров может иметь отклонение Δx_i (погрешность) от предписанного значения x_i . Поскольку погрешность Δx_i мала по сравнению с величиной x_i , суммарную погрешность Δy функции y можно вычислить по формуле

$$\Delta y = \sum_{i=1}^n \Delta x_i \partial y / \partial x_i, \quad (5.15)$$

где $\partial y / \partial x_i$ — передаточное отношение (коэффициент влияния) параметра x_i .

Формула (5.15) справедлива лишь для систематических погрешностей Δx_i .

Алгебраическое суммирование составляющих погрешностей дает завышенные значения вероятной суммарной погрешности, поскольку в реальных условиях отдельные составляющие не всегда принимают предельные значения. Используя теоремы теории вероятностей о дисперсии суммы, можно записать

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\sigma_i \partial y / \partial x_i)^2}. \quad (5.16)$$

Суммарная погрешность при наличии только случайных составляющих δx_i погрешностей

$$\delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} k_i \delta x_i \right)^2 + 2 \sum_{i=j}^m \frac{\partial y}{\partial x_i} \frac{\partial y}{\partial x_j} k_i k_j r_{ij} \delta x_i \delta x_j}, \quad (5.17)$$

где m — число попарно корреляционно связанных параметров; k_i — коэффициент относительного рассеяния, характеризующий степень отличия закона распределения погрешности данного параметра от нормального; r_{ij} — коэффициент корреляции, существующий при наличии корреляционной связи между параметрами x_i и x_j .

При наличии и систематических и случайных составляющих погрешностей вычисляют доверительные границы суммарной погрешности

$$\Delta y_{\Sigma} = \Delta y \pm k \sigma_y, \quad (5.18)$$

где k — масштабный коэффициент интервала распределения, зависящий от закона распределения и принятой доверительной вероятности. Так, при доверительной вероятности $P = 0,95$ и для закона нормального распределения $k = 2$, а для закона Максвелла $k = 3,6$.

Пример. В результате измерений и последующего вычисления по формуле (5.15) получена суммарная систематическая погрешность результата измерения $\Delta y = -0,7$ мкм, среднее квадратическое отклонение этого результата, вычисленное по формуле (5.16) $\sigma_y = 0,4$ мкм. При доверительной вероятности $P = 0,95$ предел допускаемой погрешности $\Delta_T = \pm 1$ мкм. Тогда верхняя и нижняя доверительные границы погрешности:

$$\Delta y_{\Sigma B} = -0,7 + 2 \cdot 0,4 = +0,1 \text{ мкм}; \quad \Delta y_{\Sigma H} = -0,7 - 2 \cdot 0,4 = -1,5 \text{ мкм}.$$

Так как $\Delta y_{\Sigma H} > \Delta_T$, выбранный метод и средство измерения не удовлетворяют требованиям точности. Следовательно, необходимо скомпенсировать систематическую составляющую погрешности, например, путем изготовления образца для настройки измерительного средства. Размер образца должен быть больше его начального размера на 0,7 мкм, тогда будет справедливо неравенство $0,8 \leq 1$ мкм и проведенные измерения будут удовлетворять требованиям по точности.

Методы обработки результатов наблюдения регламентирует ГОСТ 8.207—76. За *результаты измерений* принимают результаты выполненных *наблюдений* после исключения систематических погрешностей. Согласно ГОСТ 8.011—72 точность измерения выражают одним из следующих способов:

интервалом, в котором с установленной вероятностью находится суммарная погрешность измерения (приводят значения A ; Δ от Δ_H до Δ_B ; P);

интервалом, в котором с установленной вероятностью находится систематическая составляющая погрешности измерения, стандартной аппроксимацией функции распределения случайной составляющей погрешности измерения и ее средним квадратическим отклонением [приводят значения A ; Δ_c от $\Delta_{c.H}$ до $\Delta_{c.B}$; P_c ; $\bar{\sigma}(\Delta)$; $f_{\Delta}^{CT}(\xi)$];

стандартными аппроксимациями функций распределения систематической и случайной составляющих погрешности измерения и средними квадратическими отклонениями [приводят значения A ; $\bar{\sigma}(\Delta_c)$; $f_{\Delta_c}^{CT}(\xi)$; $\bar{\sigma}(\Delta)$; $f_{\Delta}^{CT}(\xi)$];

функциями распределения систематической и случайной составляющих погрешности измерения [приводят значения A ; $f_{\Delta_c}(\xi)$; $f_{\Delta}(\xi)$].

Здесь использованы обозначения: A — результат измерения в единицах измеряемой величины; Δ , Δ_H , Δ_B , Δ_c , $\Delta_{c.H}$, $\Delta_{c.B}$ — соответственно погрешность измерения, нижняя и верхняя ее границы, систематическая составляющая погрешности измерения, нижняя и верхняя ее границы, P , P_c — вероятность, с которой погрешности измерения и соответственно ее систематическая составляющая находятся в соответствующих границах; $\bar{\sigma}(\Delta)$, $\bar{\sigma}(\Delta_c)$ — соответственно оценка среднего квадратического отклонения случайной составляющей

щей погрешности измерения и ее систематической составляющей $f_{\Delta}^{ст}(\xi)$; $f_{\Delta_c}^{ст}(\xi)$ — стандартная аппроксимация функции распределения соответственно случайной и систематической погрешности измерения; $f_{\Delta_c}(\xi)$; $f_{\Delta}(\xi)$ — соответственно функции распределения (плотности вероятности) систематической и случайной составляющих погрешности измерения, задаваемые таблицами, графиками или формулами. Наименьшие разряды числовых значений результата измерений и числовых показателей точности должны быть одинаковы. Значащих цифр численных показателей точности измерений должно быть не более двух.

Нормируемые метрологические характеристики средств измерений регламентирует ГОСТ 8.009—72. Номинальное значение меры следует выражать наименованным числом, номинальную статистическую характеристику $f_N(x)$ преобразования измерительного преобразователя — в виде формулы, графика или таблицы. Систематическую составляющую Δ_c в точке x диапазона измерений и среднее квадратическое отклонение $S(\Delta)$ случайной составляющей Δ погрешности средств измерения определяют по формулам

$$\Delta_c = (\bar{\Delta}_M + \bar{\Delta}_B)/2; \quad S(\Delta) = \sqrt{\left[\sum_{l=1}^n (\Delta_{Ml} - \bar{\Delta}_M)^2 - \sum_{l=1}^n (\Delta_{Bl} - \bar{\Delta}_B)^2 \right] / (2n - 1)}, \quad (5.19)$$

$$\text{где } \bar{\Delta}_M = \left[\sum_{l=1}^n \Delta_{Ml} \right] / n; \quad \bar{\Delta}_B = \left[\sum_{l=1}^n \Delta_{Bl} \right] / n;$$

соответственно l -я реализация погрешности средства измерения в диапазоне измерения x при изменении измеряемого параметра входного и выходного сигналов со стороны меньших или больших значений, чем x , n — число опытов.

Систематическая составляющая Δ_c погрешности нормируется пределом составляющей погрешности $\Delta_{c,д}$ или его математическим ожиданием $M[\Delta_c]$ и средним квадратическим отклонением $\sigma(\Delta_c)$. Случайная составляющая погрешности нормируется или пределом $\sigma_d(\Delta)$ ее допускаемого значения, или нормализованной корреляционной функцией $r_{\Delta}(\lambda)$, или спектральной плотностью $S_{\Delta}(\omega)$ случайной составляющей погрешности.

Вариация показаний средств измерений $b = |\bar{\Delta}_M - \bar{\Delta}_B|$ нормируется пределом ее допускаемого значения $b_{д}$.

Динамические характеристики средств измерений выбирают из числа следующих: вида функций связи между изменяющимися во времени входными и выходными сигналами (вида передаточной функции, переходной характеристики и т. п.), номинального значения и наибольших допускаемых отклонений от номинальных значений коэффициентов указанной функции связи; графиков (таблиц) номинальных амплитудно- и фазочастотных характеристик и наибольших

допускаемых отклонений от них; времени установления показаний t_y ; характеристик, позволяющих установить связь между входными и выходными сигналами (для измерительных преобразователей с существенно нелинейными характеристиками).

Функции влияния $\psi(\xi)$ или наибольшие допускаемые изменения $\Delta l(\xi)$ метрологических характеристик средств измерения, вызванные изменениями внешних влияющих величин и неинформативных параметров входного сигнала, следует нормировать отдельно для каждого влияющего фактора. Функции влияния можно нормировать для совместных изменений влияющих факторов, если функция влияния одного параметра существенно зависит от других влияющих параметров. Функции влияния $\psi(\xi)$ нормируют в виде номинальной функции влияния (формулой, таблицей или графиком) и пределов допускаемых отклонений от нее или в виде предельной функции влияния. Наибольшие допускаемые изменения $\Delta l(\xi)$ нормируют в виде границ зоны вокруг действительного значения данной метрологической характеристики при нормальных условиях.

Таким образом, для каждого *класса точности* и *вида измерительных средств* устанавливают определенный комплекс метрологических характеристик и их норм, достаточный для оценки соответствующей части результатов измерений. Так, для концевых плоскопараллельных мер длины устанавливают пределы допускаемых отклонений срединной длины от номинальной, отклонений от плоскопараллельности, характеристики притираемости. Пределы Δ абсолютных допускаемых погрешностей для координатно-измерительных приборов, длиномеров, компараторов, измерительных микроскопов устанавливают в соответствии с формулой

$$\Delta = \pm (a + b |x|), \quad (5.20)$$

где a, b — положительные числа; x — измеряемый размер.

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ
И КОНТРОЛЯ

6.1. ВЫБОР ТОЧНОСТИ

Перед выбором точности средства измерения или контроля следует решить вопросы выбора организационно-технических форм, целесообразности контроля определенного вида параметров и производительности таких средств (универсальных или специальных, автоматизированных или автоматических). Как правило, одну метрологическую задачу можно решить с помощью различных измерительных средств, которые имеют не только разную стоимость, но и разную точность и другие метрологические показатели, а следовательно, дают неодинаковые результаты измерений. Это объясняется отличием точности результатов наблюдения от точности измерения самих измерительных средств, различием методов использования измерительных средств и дополнительных приспособлений, применяемых в сочетании с универсальными или специализированными средствами (стойками, штативами, рычажными и безрычажными передачами, элементами крепления и базирования, измерительными накопечниками и др.). В связи с этим вопрос выбора точности средств измерения или контроля приобретает первостепенное значение. Так, предельные погрешности измерения наружных линейных размеров контактными средствами в диапазоне 80—120 мм составляют: для штангенциркулей 100—200 мкм, для индикаторов часового типа 10—20 мкм, для гладких микрометров 10—15 мкм, для рычажных микрометров и скоб 5—15 мкм, для узкопредельных индикаторов 2—4 мкм, для рычажно-зубчатых головок 2,5 мкм, для пружинных головок 1 мкм, для оптиметров 0,5—1 мкм, для длиномеров 0,1—1 мкм, для интерферометров 0,05—0,2 мкм, для лазерных интерферометров до 10^{-7} мкм. Таким образом, чем выше требуемая точность средства измерения, тем оно массивнее и дороже, тем выше требования, предъявляемые к условиям его использования. Применение средств измерения и контроля приводит к уменьшению табличного допуска T на изготовление детали (рис. 6.1, а). При использовании измерительного средства допуск T оставался бы постоянным, если бы это средство было идеально точно выполнено и настроено на границы поля допуска E_1 и E_2 . В действительности при выбранных методе и средстве измерения всегда возникает метрологическая погрешность измерения $\pm \Delta_{\text{мет}}$. Чтобы ни одна из бракованных деталей не была признана ошибочно годной, необходимо уменьшить допуск T до зна-

чения технологического допуска (рис. 6.1, б):

$$T_r = T - 4\Delta_{\text{мет.}} \quad (6.1)$$

Последнее обстоятельство объясняется тем, что средство измерения может быть настроено на предельные значения погрешности $\Delta_{\text{мет.}}$, т. е. на границы поля допуска E'_1 и E'_2 . Чтобы не сужать производственный допуск и не увеличивать стоимости изделия, необходимо либо уменьшить метрологическую погрешность $\Delta_{\text{мет.}}$, либо сместить настройку (установить приемочные границы) вне поля допуска (рис. 6.1, в), расширяя его до гарантированного значения T_r .

Конкретное сочетание погрешности измерения и измеряемого параметра является событием случайным. Тогда с учетом закона нормального распределения обих составляющих можно записать

$$T = \sqrt{T_r^2 + \Delta_{\text{мет.}}^2} \quad (6.2)$$

где $\Delta_{\text{мет.}}$ — метрологическая часть погрешности.

Анализ формул (6.1) и (6.2) показывает, что если $\Delta_{\text{мет.}}/T = 0,1$, то практически весь допуск отводится на компенсацию технологических погрешностей, так как при этом $T_r/T = 0,9 \dots 0,995$. Даже если принять $\Delta_{\text{мет.}}/T = 0,4$, то и тогда на компенсацию технологических погрешностей можно выделить $(0,6 \dots 0,917) T$. Согласно ГОСТ 8.051—81 (СТ СЭВ 303—76) пределы допускаемых погрешностей измерения для диапазона 1 — 500 мм колеблются от 20 (для грубых квалитетов) до 35 % табличного допуска. Стандартизованные погрешности измерения являются наибольшими и включают как случайные, так и систематические (неучтенные) погрешности измерительных средств, установочных мер, элементов базирования и т. д. Случайная погрешность измерения не должна превышать 0,6 предела допускаемой погрешности. Ее принимают равной удвоенному среднему квадратическому отклонению погрешности измерения. Допускаемые погрешности измерения являются наибольшими из возможных. Однако экономически нецелесообразно выбирать их менее 0,1 табличного допуска. Следовательно, точность средства измерения должна быть примерно на порядок выше точности контролируемого параметра изделия. Таким образом, увеличение точности средств изготовления изделий неизбежно приводит к необходимости опережающего создания средств измерения со значительно большей точностью измерения (*принцип опережающего увеличения точности средств измерения по сравнению с точностью средств изготовления*).

Основным экономически и технически оправданным вариантом расположения предельной погрешности измерения относительно предельного размера изделия является симметричное расположение (рис. 6.1, в). Однако при этом некоторые бракованные изделия могут

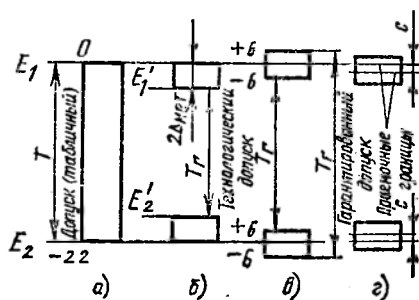


Рис. 6.1. Варианты расположения приемочных границ по отношению к полю допуска

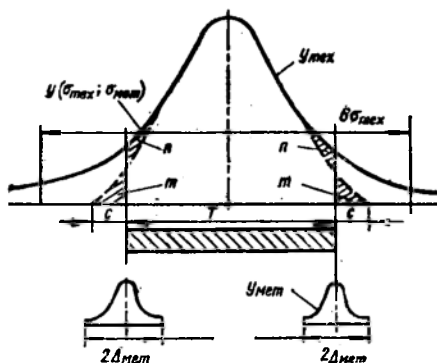


Рис. 6.2. Кривые распределения контролируемых параметров, построенные с учетом погрешностей измерения

2—17 допускаемые погрешности измерения даны в ГОСТ 8.051—81. Установлена связь между относительной погрешностью измерения $A_{мет}(\sigma) = \sigma_{мет}/T$ (где $\sigma_{мет}$ — среднее квадратическое отклонение погрешности измерения), вероятностью m принятия бракованных деталей как годных, вероятностью n неправильного забракования годных деталей и вероятным предельным значением c выхода размера за каждую границу поля допуска у неправильно принятых бракованных деталей.

На рис. 6.2 показаны кривые распределения размеров деталей ($y_{тех}$) и погрешностей измерения ($y_{мет}$) с центрами, совпадающими с границами допуска. В результате наложения кривых $y_{мет}$ и $y_{тех}$ происходит искажение кривой распределения $y(\sigma_{тех}, \sigma_{мет})$, появляются области вероятностей m и n , обуславливающие выход размера за границу допуска на величину c . Таким образом, чем точнее технологический процесс (меньше отношение $T/\Delta_{мет}$), тем меньше неправильно принятых деталей по сравнению с неправильно забракованными, так как $m/n = 0,1 \dots 1,1$.

Наибольшее смещение $c = (1,5 \dots 1,73) \sigma_{мет}$. При определении параметров m , n и c (табл. 6.1) рекомендуется принимать для качества 2—7 $A_{мет}(\sigma) = 0,16$; для качества 8—9 $A_{мет}(\sigma) = 0,12$ и для качества 10 и грубее $A_{мет}(\sigma) = 0,1$.

Пределы допускаемых погрешностей можно увеличить, если для использования низкоточных измерительных средств введен уменьшенный производственный допуск или если изделия подлежат рассортировке на размерные группы при селективной сборке.

Примеры: 1. Определить погрешность измерения для вала $\varnothing 100h6 (100_{-0,022})$ и статистические параметры m , n и c .

Для качества 6 $A_{мет}(\sigma) = 0,16$ и допускаемая погрешность измерения согласно ГОСТ 8.051—81 составляет $\Delta_{мет} = 6$ мкм. По табл. 6.1 определяем число бракованных деталей, принятых как годные, $m = 5,2\%$, число неправильно забракованных годных деталей $n = 8\%$, при этом $c = 5,5$ мм. Общее рассеяние погрешности измерения бракованных деталей, принятых как годные, находится в интервале от $-27,5$ до $+5,5$ мкм (см. рис. 6.1, а). Если снижение точности изделия из-за погрешностей измерения признано недопустимо большим, назначают более

быть ошибочно признаны годными. Чтобы ни одно бракованное изделие не попало к потребителю, приемочные границы смещают внутрь поля допуска изделия на величину κ (см. рис. 6.1, а). Если точность технологического процесса известна, смещение c подлежит расчету, если точность технологического процесса неизвестна, $c = \Delta_{мет}/2$.

При выборе измерительного средства необходимо учитывать допускаемую погрешность измерения, которая зависит от допуска на изготовление деталей. Для размеров от 1 до 500 мм и качества от

6.1. Возможные предельные значения параметров бракованных деталей при законе нормального распределения размеров

$A_{\text{мет}} (\sigma)$	m	n	c/T	$A_{\text{мет}} (\sigma)$	m	n	c/T
%				%			
1,6	0,37—0,39	0,70—0,75	0,01	10,0	3,10—3,50	4,50—4,75	0,14
3,0	0,87—0,90	1,20—1,30	0,03	12,0	3,75—4,11	5,40—5,80	0,17
5,0	1,60—1,70	2,00—2,25	0,06	16,0	5,00—5,40	7,80—8,25	0,25
8,0	2,60—2,80	3,40—3,70	0,10				

Примечание. Первые значения m и n соответствуют закону нормального распределения погрешности измерения, вторые — закону равной вероятности. При неизвестном законе распределения погрешности измерения значения m и n можно определять как среднее из приведенных значений.

грубый квалитет точности (7) либо смещают приемочные границы внутрь допуска на величину s (см. рис. 6.1, з).

2. Если точность технологического процесса известна, для вала $\varnothing 100h6\ c = \Delta_{\text{мет}}/2 = 3\ \text{мкм}$. В этом случае на чертеже вала делают надпись: «При измерении размера $\varnothing 100h6$ вводится производственный допуск: размер должен быть не более $\varnothing 99,997$ и не менее $\varnothing 99,983$ ». Если точность технологического процесса известна, смещение s находят по стандартным графикам.

6.2. ПРИНЦИП ИНВЕРСИИ

Принцип инверсии основан на том, что любая деталь от момента ее изготовления до момента эксплуатации проходит несколько состояний или обращений (инверсий). Вначале деталь представляет собой объект обработки, затем объект контроля или измерения и, наконец, становится частью изделия, в частности механизма. Тем самым принцип инверсии устанавливает связь между технологическим процессом, процессом измерения и выполнением функций при эксплуатации. На первом этапе деталь является частью замкнутой цепи технологической системы — источника инструментальной погрешности. На втором этапе деталь входит в замкнутую систему вместе со средством измерения — источником погрешности измерения. На третьем этапе готовая деталь с параметрами, соответствующими установленным значениям, является частью кинематической системы механизма изделия. Параметры детали при эксплуатации соответствуют установленным значениям, лишь когда все три фазы ее прохождения изучаются и учитываются совместно.

Из принципа инверсии следует, что точность необходимо ограничивать исходя из функционального назначения детали, схема технологического формообразования должна соответствовать схеме ее функционирования, а схема измерения должна учитывать обе последние схемы. Следовательно, положения принципа инверсии конструктор должен учитывать на стадии проектирования изделия, технолог — на стадии его изготовления, а метролог при его кон-

трале и измерении. Выбранный метод и схему измерения считаю правильно обоснованными, если условия контроля соответствуют условиям эксплуатации и формообразования детали, а именно траектория движения при измерении соответствует траектории движения при эксплуатации и формообразовании; линия измерения совпадает с направлением рабочего усилия при эксплуатации; метрологические, конструкторские и технологические базы совпадают с рабочими; форма измерительного наконечника, силовая нагрузка на деталь и другие параметры соответствуют параметрам сопрягаемой с ней контродетали; физические (в частности, геометрические) свойства образцовой детали, используемой при настройке средств измерения, подобны свойствам контролируемой детали.

Если выбранный метод формообразования детали вследствие конкретных технологических возможностей не полностью соответствует оптимальной схеме, вопрос о соответствии схемы измерения схеме механизма или формообразования следует решать, исходя из функционального назначения детали в зависимости от решения частной метрологической задачи. Однако и в этом случае должны быть выделены главные метрологические показатели.

Таким образом, наибольшее соответствие процесса измерения принципу инверсии позволяет обеспечить минимальные погрешности при эксплуатации изделий.

Рассмотрим несколько характерных примеров использования положений принципа инверсии. После изготовления ступенчатого вала D редуктора (см. рис. 11.4) необходимо выбрать схему контроля радиального биения поверхности A с помощью показывающего измерительного прибора I (рис. 6.3, a). В качестве метрологических баз следует выбрать поверхности B и B' , поскольку по ним происходит контакт вала с опорными подшипниками, а использование в качестве метрологических баз линии центров $C-C'$ или поверхностей $D-D'$ приводит к возникновению дополнительных погрешностей, вызванных несоосностью этих элементов относительно базовых поверхностей $B-B'$. В осевом направлении в качестве базировочного элемента следует выбрать поверхность E (а не C или C'), поскольку она определяет осевое положение вала (от этой поверхности целесообразно проставлять линейные размеры L). При вращательном движении вала в процессе измерения его траектория соответствует траектории движения при эксплуатации. При базировании на призмах

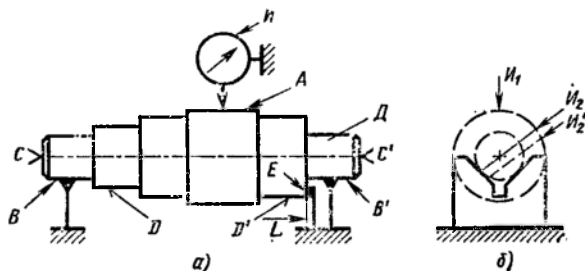


Рис. 6.3. Схемы выбора измерительных баз при контроле с базированием на ножах (a) и на призмах (b)

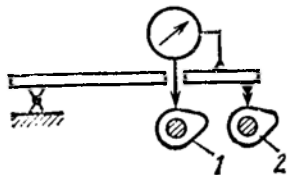


Рис. 6.4. Схема контроля профиля копира сравнением его с образцом

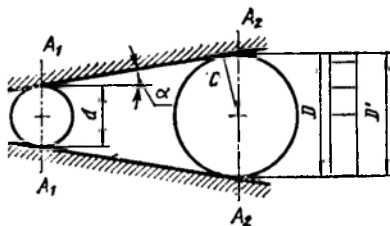


Рис. 6.5. Клиновой калибр

(рис. 6.3, б) и выборе линии измерения по направлению I_1 огранка базовых поверхностей влияет на результаты контроля. Эти погрешности можно устранить, расположив линию измерения по направлению I_2 . При смещении линии I_2 в положение I_2' вследствие погрешностей начальной установки измерительного прибора возникают дополнительные погрешности измерения.

Особенно тесная связь между указанными процессами существует при кинематическом копировании, например при получении эвольвентных, спиральных и винтовых поверхностей методом обкатки, контроле зубчатого колеса в однопрофильном зацеплении с точным образцовым колесом, контроле копира 1 сравнением его с профилем образцового копира 2 (рис. 6.4) и т. д. Так, при контроле крепежных резьб важным и обоснованным показателем является их свинчиваемость с контролдеталью, а при контроле кинематических резьб важно обеспечить одностороннее силовое замыкание. Для рассортировки шариков подшипников по диаметру используют клиновой калибр (рис. 6.5), выполненный в виде двух расходящихся под углом 2α линеек. Существует два метода его настройки: по образцовым шарам (расположенным в сечениях A_1-A_1' и A_2-A_2' с заданными диаметрами d и D) и по блокам концевых мер длины. При настройке необходимо вводить поправки на размеры блоков, так как геометрия и материал этих образцов отличны от геометрии и материала контролируемых деталей, а следовательно, различны положение точек соприкосновения C с линейками и смятие соприкасающихся поверхностей.

6.3. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ

Принцип Тейлора. При наличии погрешностей формы и взаимного расположения геометрических элементов сложных деталей в соответствии с принципом Тейлора надежное определение соответствия размеров всего профиля предписанным предельным значениям возможно лишь в том случае, если определяются значения проходного и непроходного пределов [ГОСТ 25346—82 (СТ СЭВ 145—75)], например действительные значения наибольшего и наименьшего размеров. Следовательно, любое изделие должно быть проконтролировано по крайней мере дважды, точнее по двум схемам контроля: с помощью проходного и непроходного калибров.

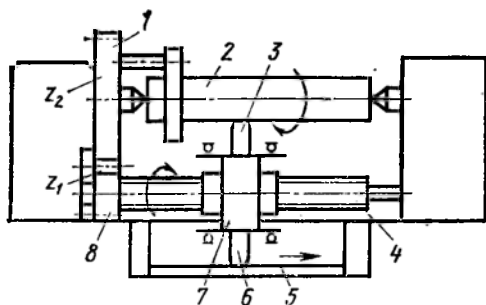


Рис. 6.6. Схема контроля радиусов детали, расположенных на винтовой линии

шаблоны и др.) и поверхностным (калибры — пробки и др.). Подавляющее большинство универсальных и специальных средств измерения и контроля имеют точечный контакт с контролируемым изделием и осуществляют локальный контроль размеров в одном или нескольких сечениях. Такой контроль не гарантирует попадания бракованных изделий в годные. Контроль значительно усложняется, если к недопустимости попадания в годные бракованных изделий по непроходимому пределу предъявляются повышенные требования. В этих случаях либо используют двух- или трехкоординатные машины (см. гл. 7), либо применяют устройства, обеспечивающие последовательный непрерывный контроль с заданным шагом текущего размера детали. На рис. 6.6 показана схема контроля радиусов цилиндрической детали 2, расположенных по винтовой линии. Зубчатое колесо 8 вращает винт 4, в результате чего каретка 7 с преобразователями перемещается в продольном направлении. Шаг p винтовой линии, на которой расположены контролируемые размеры,

$$p = z_2 s / z_1, \quad (6.3)$$

где s — шаг винта; z_1 и z_2 — числа зубьев зубчатых колес 8 и 1.

Преобразователи 3 и 6 включены в дифференциальную схему, которая позволяет зафиксировать разность положений контролируемой поверхности детали и предварительно выверенной образцовой линейки 5.

Методы, основанные на использовании линейного и поверхностного контактов средств контроля с поверхностью детали, как правило, обеспечивают высокую производительность и универсальность используемых средств измерения, но позволяют надежно отбраковывать детали лишь по проходному пределу. Часто выбор этих методов контроля обусловлен видом технологического процесса, обеспечивающего незначительные погрешности формы или взаимного положения поверхностей.

Принцип Аббе. Рассматривая процесс сравнения контролируемых и образцовых штриховых мер на продольных и поперечных компараторах, Эрнест Аббе сформулировал принцип, в соответствии с которым минимальные погрешности измерения возникают, если

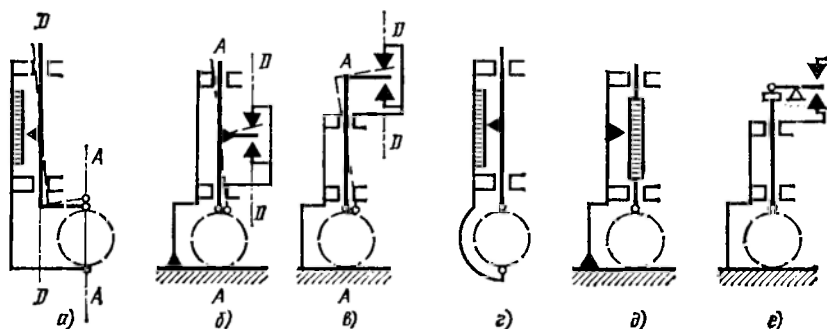


Рис. 6.7. Схемы измерительных средств, для которых частично или полностью справедлив принцип Аббе:

a — штангенциркуля; *б, в* — электроконтактных безрычажных датчиков; *г* — микрометра; *е* — рычажного электроконтактного датчика

контролируемый геометрический элемент и элемент сравнения находятся на одной линии — линии измерения. Принцип Аббе справедлив для поступательно перемещающихся звеньев. Его широко используют при выборе схем и конструировании средств измерения, при проектировании станков и т. д. Однако последовательное расположение контролируемого и образцового элемента на одной линии, как правило, приводит к увеличению габаритов измерительных средств, поэтому в ряде случаев применяют параллельное расположение сравнительных элементов, но и тогда необходимо соблюдать условия, при которых погрешности измерения минимальны.

На рис. 6.7, *a—в* показаны типовые, нередко встречающиеся измерительные схемы с частичным нарушением принципа Аббе, приводящим, вследствие возникающего перекоса штоков в опорах, к появлению погрешностей измерения первого порядка малости. Эти погрешности возникают вследствие несовпадения линий измерения *AA* с линией сравнения *DD*. Однако чаще в типовых схемах (рис. 6.7, *г—е*), используемых в измерительной технике, принцип Аббе соблюдается. В этом случае возникают лишь погрешности измерения второго порядка малости.

Рассмотрим погрешности, возникающие при схеме измерения, показанной на рис. 6.8. Если обозначить максимальный зазор в направляющих измерительного штока $S_{\max}$, то погрешность измерения

$$\Delta_A = 2S_{\max}h/lH \pm \Delta_d, \quad (6.4)$$

где $\Delta_d = f(R_d, R_k, L, l, H, S_{\max})$; R_d и R_k — радиусы детали и измерительного наконечника; L и h — плечи рычага; l —

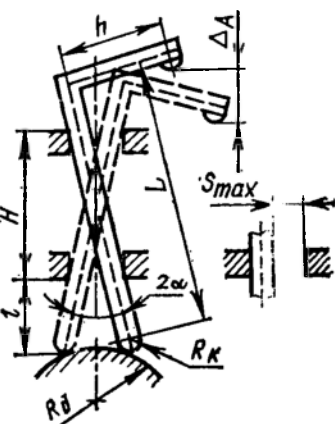


Рис. 6.8. Схема, иллюстрирующая влияние зазора на погрешность контроля

расстояние от нижней опоры до контролируемой поверхности детали;
 H — расстояние между опорами.

В рассматриваемом случае Δ_d имеет отрицательный знак:

$$\Delta_d = \sqrt{(R_d + R_R)^2 - c^2} - \sqrt{R_d^2 - c^2} - R_R + (L + R_R)(1 - \cos \alpha);$$

$$c = (H/2 + l) \sin \alpha; \quad \sin \alpha = S_{\max}/H, \quad (6.5)$$

где α — угол перекоса измерительного штока.

Анализ формулы (6.4) позволяет сделать вывод, что для уменьшения погрешности измерения необходимо уменьшить плечо рычага h , увеличить расстояние между опорами H и уменьшить зазор в опорах $S_{\max}$. При прочих равных условиях схема на рис. 6.7, б создает большую точность, чем схема на рис. 6.7, в. Это объясняется не только большим расстоянием между опорами первой схемы, но ее лучшим удовлетворением принципу наикратчайшей размерной цепи. В соответствии с этим принципом большая точность измерения получается не только при наименьшем числе звеньев схемы, но и при наименьшей протяженности отдельных звеньев (при равном числе звеньев) в направлении линии измерений. Элементы сравнения схемы на рис. 6.7, в находятся выше подобных элементов схемы на рис. 6.7, б, поэтому звенья второй схемы в меньшей степени подвержены силовым и температурным деформациям.

Принцип выбора типов и параметров рычажных передач. При выборе рычажных передач принцип Аббе не применим, однако и в этом случае необходимо выдерживать определенные требования, а именно соблюдать постоянство передаточного отношения и высокую точность. Особенностью рычажной передачи является наличие скользящего контакта в точке сопряжения сферы с плоскостью. Выбор сопряжения сфера—плоскость predetermined тем, что такие элементы могут быть выполнены с высокой точностью. Задачу можно считать решенной, если определен тип рычагов, их число и вид шарнира. Если сфера расположена на поворотном звене (рычаг со сферами), сопряжение называют синусным (синусный рычаг). Если поворотное звено имеет плоскости, с которыми соприкасаются сферы, расположенные на поступательно перемещающихся звеньях, сопряжение называют тангенсным (тангенсный рычаг). Для синусного рычага (рис. 6.9, а) основная зависимость, связывающая перемещение s поступательного звена с длиной рычага l и углом поворота φ , имеет вид

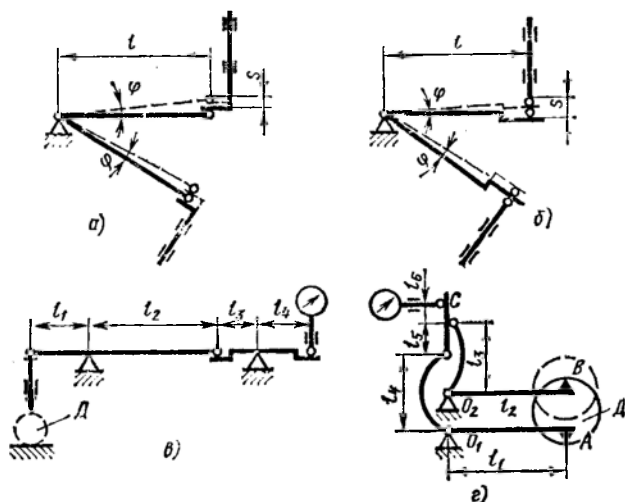
$$s = l \sin \varphi \approx l (\varphi - \varphi^3/6 + \dots); \quad (6.6)$$

для тангенсного рычага (рис. 6.9, б)

$$s = l \operatorname{tg} \varphi \approx l (\varphi + \varphi^3/3 + \dots). \quad (6.7)$$

Следовательно, в обоих рычажных передачах возникают систематические погрешности, пропорциональные φ^3 , но знаки этих погрешностей различны. Кроме того, погрешность тангенсного рычага в два раза больше, чем синусного. Для уменьшения влияния систематических погрешностей оба плеча одного рычага необходимо выполнять однотипными: либо синусными, либо тангенсными. Центры

Рис. 6.9. Схема передач:
 а — синусного рычага; б —
 тангенсного рычага; в —
 двухрычажной; г — трех-
 рычажной



сфер должны быть расположены на теоретическом рычаге в его начальном положении [7], а обе плоскости должны быть параллельны плечам теоретического рычага в этом положении и составлять с ними одинаковый угол одного знака. Теоретический рычаг образуют так, чтобы его плечами являлись перпендикуляры, опущенные из точки касания движений. Это положение рычага принимают за исходное, и тогда радиусы обеих сфер могут быть различными. По технологическим или конструктивным соображениям центры сфер в начальном положении часто смещают с теоретического рычага. Тогда для синусного рычага в начальном положении должно быть справедливо равенство $a_1/a_2 = l_1/l_2$, где a_1 и a_2 — смещения центров сфер обоих рычагов, отсчитанные в одном направлении перемещений поступательных пар (например, по часовой стрелке); l_1 и l_2 — длины плеч рычагов. Для тангенсных рычагов, в которых рабочие плоскости проходят через ось качения, радиусы сфер выбирают из соотношения $R_1/R_2 = l_1/l_2$. При последовательной установке рычагов обоих видов (рис. 6.9, в) и соответствующей регулировке длины плеч рычагов можно взаимно компенсировать погрешности (погрешности третьего порядка малости) в соответствии с формулами (6.6) и (6.7). Этот принцип используют при проектировании рычажно-зубчатых головок (например, выбирают $l_2/l_1 = 3/2$; $l_3 = l_4$). При проектировании более сложных рычажных передач, контролирующих изделие в точках А и В (рис. 6.9, г), с суммированием результатов с помощью дополнительных рычагов (например, с плечами l_5 и l_6) следует придерживаться принципа равных углов: наивысшая точность и простота двухточечных схем с двумя воспринимающими рычагами (l_1 и l_2) достигается при смещении контролируемой детали Д в направлении линии измерения АВ и повороте воспринимающих рычагов на одинаковый угол. В трехрычажной схеме (см. рис. 6.9, г) выходная точка С не реагирует на смещение детали в направлении АВ, вызванном, например, силовыми и температурными деформациями базирующих

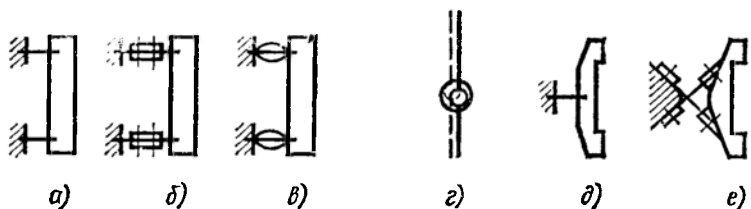


Рис. 6.10. Типы опор средств измерения и контроля

элементов. Однако точка соприкосновения C измерительной головки с суммирующим рычагом неподвижна, если выдержаны определенные соотношения плеч рычагов: $l_1 = l_2$; $AB = O_1O_2$ и $l_4 (l_6 - l_5) = l_3l_6$. Например, часто выбирают соотношения $l_1/l_4 = 1/2$; $l_3/l_2 = 1/3$; $l_5/l_6 = 1/2$. Сокращение числа промежуточных рычагов при прочих равных условиях (неизменном передаточном отношении и т. п.) приводит к увеличению точности передачи, поэтому редко изготавливают передачи, использующие более четырех рычагов. Рычажные передачи получили преимущественное распространение не только из-за возможности обеспечения высокой точности измерения, но и вследствие более широких, по сравнению с поступательными парами, конструктивных возможностей по расположению измерительных головок. В ряде случаев используют сочетание поступательных звеньев с рычажными передачами (см. рис. 6.7, e).

Опоры качения и скольжения для поступательно и вращательно перемещающихся пар ввиду низкой точности используют в схемах измерения редко. Вместо передач типа показанных на рис. 6.8 и 6.10, $г$ применяют звенья, подвешенные на плоских пружинах. Пружинные опоры (рис. 6.10, $a-v$, $д$, $е$) имеют значительно меньшие погрешности, связанные с непостоянством перемещения и поворота. Недостатки подобных передач — относительно небольшие перемещения и возможность потери устойчивости плоских пружин при значительных продольных нагрузках.

6.4. ПРИНЦИП СОВМЕЩЕНИЯ ФУНКЦИЙ КОНТРОЛЯ С ФУНКЦИЯМИ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ

В контрольной технике все шире применяют средства, которые одновременно выполняют функции контроля и управления процессами эксплуатации и технологии. С помощью этих средств можно предотвратить брак, обусловленный изменением параметров подготовительных операций и процессов, состава материалов, параметров окружающей среды и др. Принцип совмещения контроля за протекающим (часто с высокими скоростями) процессом с оперативным управлением этим процессом (не допускающим отклонений действительных параметров от заданных) обусловил создание высокопроизводительного и автоматического оборудования, поскольку с интенсификацией производственного процесса, увеличением ско-

рости его протекания становится все сложнее визуально следить за отклонениями параметров и все сложнее вручную управлять этими параметрами. Технической базой для возможности использования этого принципа является прогресс в области создания быстродействующих, точных и надежных средств измерения и автоматизации. Принцип совмещения контроля и управления производственным процессом находит все большее распространение в различных отраслях машино- и аппаратостроения, поскольку позволяет совместить требования к высокой производительности или скорости течения процесса с повышением качественных показателей этого процесса, например точности.

Повышение точности и надежности соблюдения предписанных характеристик и параметров текущего процесса с помощью временного и пространственного приближения средств контроля к технологическому оборудованию возможно всегда, поскольку точность имеющихся средств контроля, как минимум, на порядок выше возможной точности осуществления производственного процесса (см. подразд. 6.1). Общеизвестно, что повышение точности соблюдения предписанного параметра приводит к значительному увеличению надежности машины, но повышение точности процесса с помощью управляющих средств контроля — не единственная возможность увеличения экономической эффективности.

При соблюдении рассматриваемого принципа, как правило, уменьшаются расходы энергии, высвобождаются операторы, создаются предпосылки для комплексной автоматизации всего производственного процесса и т. д. Совершенствование технологического производственного оборудования приводит к тому, что необходимый объем информации об объекте производства и число контролируемых параметров непрерывно возрастают. При этом ценность информации тем выше, чем быстрее (с момента изменения контролируемой величины) она получена и использована для управления. Тем самым рассматриваемый принцип позволяет получить максимум необходимой информации о контролируемом процессе и оперативно ее использовать для дальнейшего совершенствования самого процесса. При этом контролируются не только основные, но и дополнительные влияющие параметры качества.

Контроль за изменением дополнительных параметров позволяет в одних случаях осуществить непосредственную, более точную или быструю коррекцию процесса, а в других — применить полностью автоматические самонастраивающиеся системы, стабильно поддерживающие заданные характеристики при имеющихся внешних и внутренних условиях. Возможность автоматического контроля за процессом позволяет создавать системы непрерывного управления этим процессом, приближать реальную закономерность его протекания к предписанной (теоретической), выполнять управление не только по параметру, но и по его начальному и текущему значению, по характеру или последовательности этого изменения и т. п. Передача контрольным системам функций управления производственным процессом не исключает сохранения за ними функций автоматической

рассортировки изделий по группам качества, поскольку информация об окончательном значении контролируемого параметра уже имеется (например, в запоминающем устройстве). Однако высоких качественных показателей осуществления производственного процесса можно достичь только путем одновременного сочетания высокого качества оборудования и устройства управляющего контроля.

Широкое развитие принципа совмещения контроля и управления производственным процессом возможно на основе решения конструкторских, технологических и метрологических задач при создании нового, более совершенного оборудования. Общую тенденцию развития машиностроения в этом плане можно проследить по такой схеме. Содержание чертежей по каналам связи будет передаваться на технологические центры, в которых методами машинного проектирования будут разработаны оптимальные (с учетом местных запасов материала, инструмента, приспособлений и оборудования) технологические процессы. Затем будут спроектированы системы контроля и управления производственными процессами с учетом обеспечения заданного качества. Поскольку качество изделия зависит от качества выбранного материала и заготовок, параметров предварительных процессов и других факторов, контрольное оборудование должно осуществлять коррекцию и предыдущих технологических операций. Ввиду сложности этих процессов на всех этапах неизбежно широкое использование автоматической вычислительной техники, которая оперативно обрабатывает исходные данные, позволяет осуществлять машинное проектирование чертежей, технологических процессов, схем контроля и управления и т. п. Средства контроля все шире используют для управления производственным процессом с целью исключения аварийных ситуаций, предотвращения условий, способствующих их возникновению, с целью защиты окружающей среды и т. д.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕРЕНИЯ, КОНТРОЛЯ, ВЫБОРА И ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ

7.1. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

По степени автоматизации процессов средства контроля подразделяют на следующие: 1) приспособления (механизированные с несколькими универсальными головками и автоматизированные светофорные с различными датчиками), в которых операции загрузки и съема осуществляются вручную; 2) полуавтоматические системы, в которых операция загрузки осуществляется вручную, а остальные операции — автоматически; 3) автоматические системы, в которых весь цикл работы автоматизирован; 4) самонастраивающиеся (адаптивные) автоматические системы, в которых автоматизированы циклы работы и настройки, или системы, которые могут приспособливаться к изменяющимся условиям среды. По воздействию на технологический процесс автоматические средства подразделяют на *средства пассивного контроля (контрольные автоматы)*, осуществляющие лишь рассортировку деталей на группы качества без непосредственного участия человека, и *средства активного контроля*, в которых результаты контроля используются для автоматического управления производственным процессом, вызывая изменение его параметров и улучшая показатели качества. Действие автоматизированных приспособлений, контрольных автоматов и средств активного контроля основано на использовании различного рода измерительных преобразователей. *Измерительный первичный преобразователь* (ГОСТ 16263—70) — это средство измерения или контроля, предназначенное для выработки сигнала в форме, удобной для передачи, дальнейшего преобразования, обработки и (или) хранения. Измерительный преобразователь как составной элемент входит в *датчик*, который является самостоятельным устройством и кроме преобразователя, содержит измерительный шток, рычаг с наконечником, передающий механизм, элементы настройки и др. Остальные элементы электрической цепи измерительной (контрольной) системы конструктивно оформляют в виде отдельного устройства (*электронного блока*, или *электронного реле*). Наибольшее распространение получили измерительные (контрольные) средства с электроконтактными, пневмоэлектроконтактными, индуктивными, емкостными, фотоэлектрическими, радионуклеонными и электронными преобразователями.

Приборы с электроконтактными преобразователями. В электроконтактных преобразователях определенное изменение контролирует-

мой величины приводит к замыканию (размыканию) электрически контактов цепей, управляющих исполнительными элементами системы. Контакты (их может быть одна, две или несколько) пар обычно изготавливают из вольфрама, реже из благородных металлов: серебра, золота, платины, платиноиридия и т. п. Преобразователи располагают на стойке (как на рис. 5.1) или встраивают в контрольное автоматическое средство. Различают преобразователи *предельные* — для контроля предельных размеров деталей и *амплитудные* — для контроля амплитуды изменяющегося линейного параметра (отклонения формы, погрешности положения и т. п.). В предельном электроконтактном преобразователе (рис. 7.1, а и б) изменение контролируемой величины передается через измерительный шток к подвижным контактам 2 и 6, расположенным на рычаге 4. Регулируемые контакты 3 и 5, один из которых работает на размыкание, другой — на замыкание, настраивают с помощью микрометрических пар со шкальными устройствами. В амплитудном преобразователе (рис. 7.1, в и г) измерительный стержень 1 жестко скреплен с фрикционной пластиной 2, которая поджимается пластинчатой пружиной к подшипнику 3. Подшипник несет на себе рычаг 4 с контактами 5 и 9. Механический контакт 8 является нерегулируемым и служит упором, который при ходе стержня 1 вниз и проскальзывании фрикционной пары 2—3 обеспечивает установку нуля отсчета контролируемой амплитуды. При ходе стержня вверх и недопустимо большой амплитуде электрические контакты 5 и 6 замыкаются. Рычаг 10 с винтом 7 служит для арретирования измерительного стержня. При необходимости отсчета размера может быть установлена индикаторная головка 11 (см. рис. 7.1, в). Налажен серийный выпуск преобразователей с двумя и тремя парами контактов, с пределами измерения 0,1—1 мм, свободным ходом 1,4—3 мм, измерительным усилием 0,3—7 Н и ценой деления лимбов винтов настройки 1—2 мкм. Для усиления, запоминания и размножения сигналов, поступающих от предельных, амплитудных и пневмоэлектроконтактных преобразователей, выпускают в виде отдельных блоков электронные реле (рис. 7.2) с числом воспринимаемых команд от 2 до 20 и минимальной длительностью команды 1—40 мс, рабочим напряжением 110/220 В и светофорными приставками. Недостатками приборов с электроконтактными преобразователями являются низкая надежность контактных пар, невысокая чувствительность, малое число команд, малые пределы измерений, релейный (пороговый) выходной сигнал.

Приборы с пневмоэлектроконтактными преобразователями. В пневматических приборах используют зависимость либо между площадью S продольного канала воздухопровода и расходом Q сжатого воздуха при постоянном давлении p (ротаметры), либо между давлением p и расходом Q воздуха (манометры). При бесконтактном методе [8, 15] измерения в качестве заслонки измерительного сопла 1 используют контролируемое изделие D (рис. 7.3). Изменение высоты изделия приводит к изменению зазора Δ , а следовательно, контролируемого расхода воздуха, протекающего через

Рис. 7.1. Схемы электро-
контактных преобразова-
телей:

а — без возможности отсче-
та; *б* — с возможностью отс-
чета; *в* и *г* — амплитудного
(схема и его конструкция)

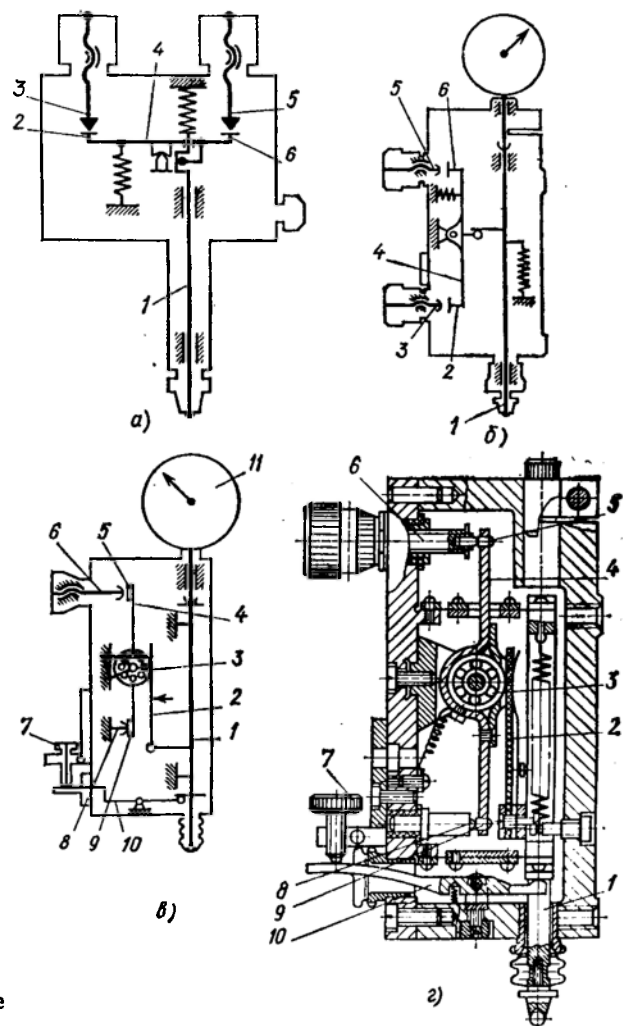
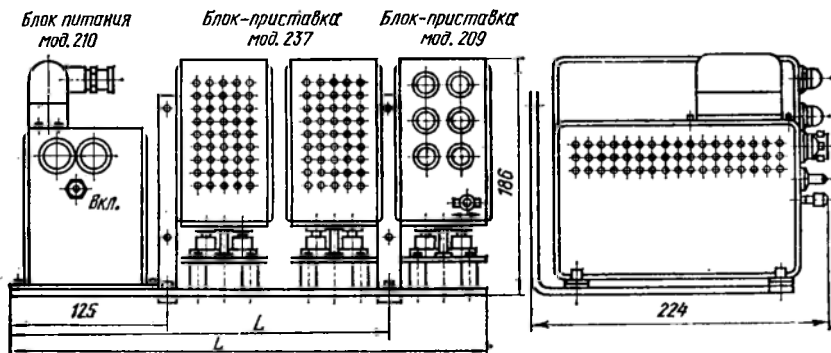


Рис. 7.2. Электронное
реле



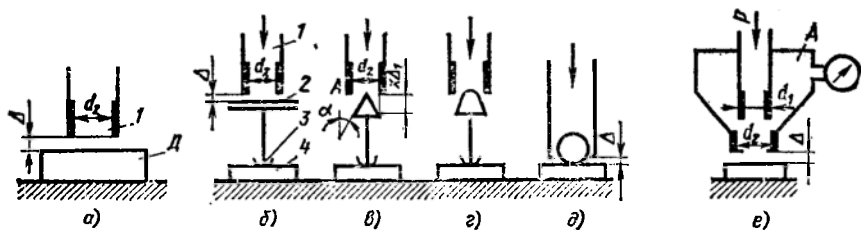


Рис. 7.3. Схемы перекрытий воздуха в пневматических преобразователях:
 а — изделие-заслонка; б — плоская заслонка; в — заслонка с углом конуса α ; г — параболическая заслонка; д — сферическая заслонка; е — эжекторное сопло

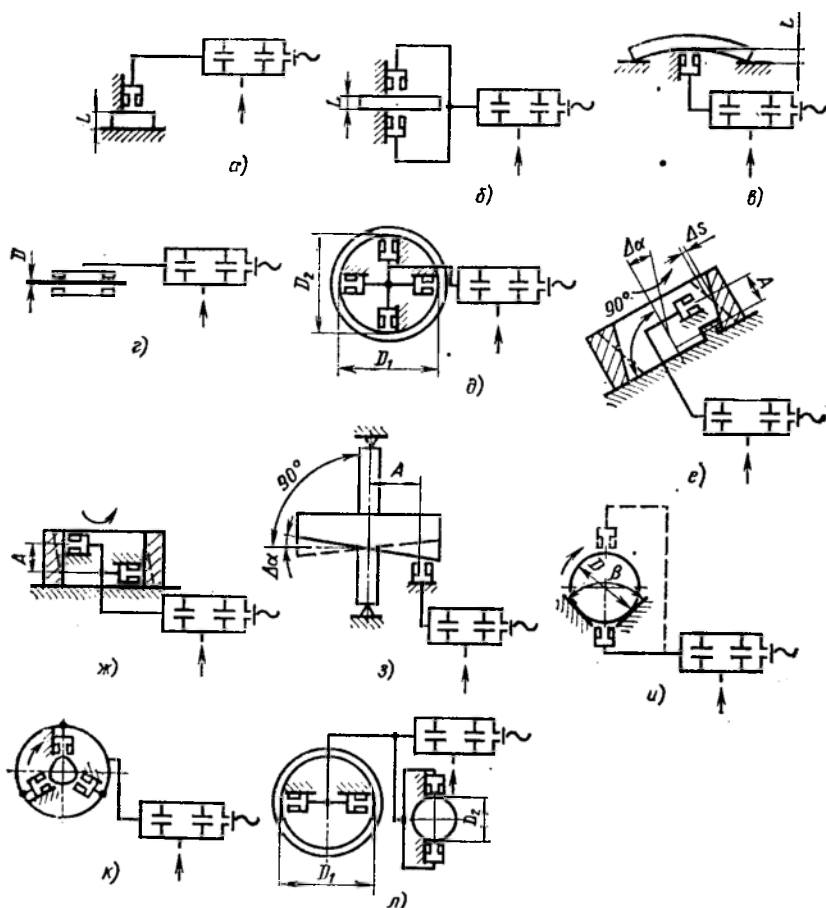


Рис. 7.4. Простые схемы контроля пневматическими приборами:
 а — высоты; б — толщины; в — кривизны; г — усредненной толщины; д — усредненного диаметра отверстия; е, ж — отклонений от перпендикулярности; з — торцового биения и, к — огранок; л — разности размеров двух деталей

измерительное сопло диаметром d_2 . При контактных методах (рис. 7.3, б—д) с измерительным наконечником 3 механически связана заслонка 2, которая также может иметь конусную, параболическую или сферическую форму. Для увеличения диапазона измерения применяют эжекторные сопла (рис. 7.3, е), в которых воздух под постоянным давлением p поступает в измерительное сопло диаметром d_2 через входное сопло диаметром d_1 . При этом в полости А возникает разрежение. На рис. 7.4 и 7.5 показаны примеры измерения и контроля с помощью пневматических приборов линейных размеров, погрешностей формы и взаимного расположения поверхностей.

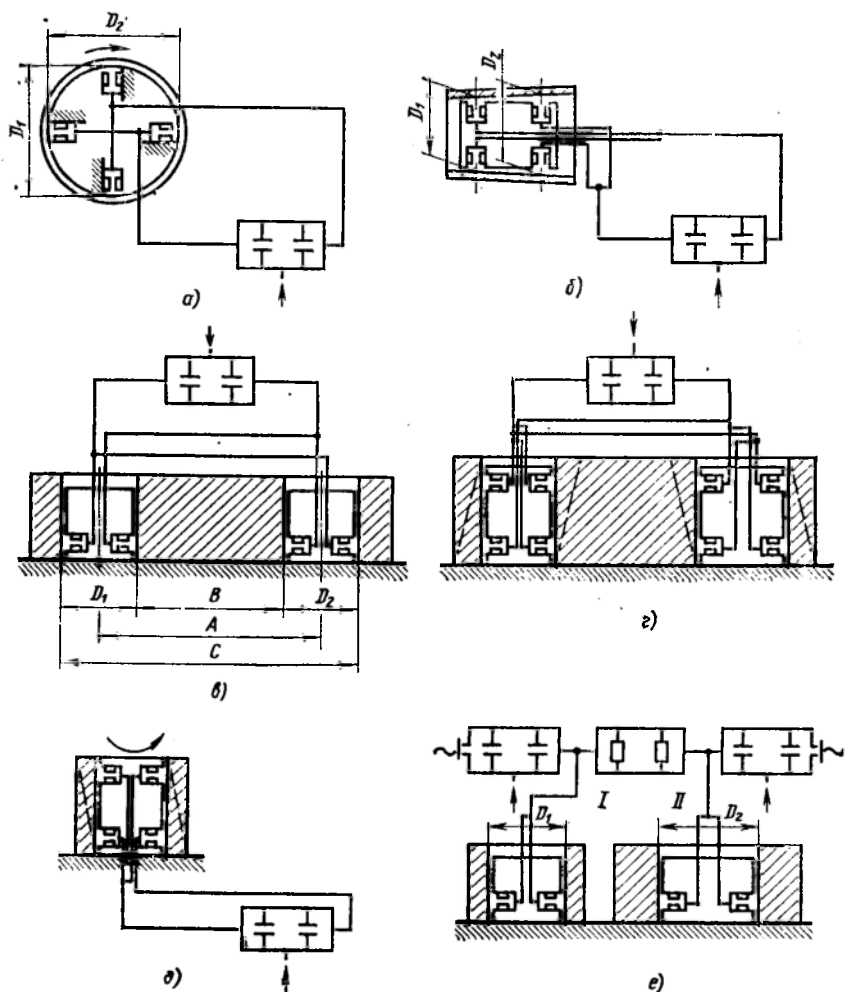


Рис. 7.5. Дифференциальные схемы контроля пневматическими приборами:
а — овальности; б — конусности; в — межосевого расстояния; г — параллельности осей;
д — отклонения от перпендикулярности оси к торцу; е — диаметров отверстий и их разности

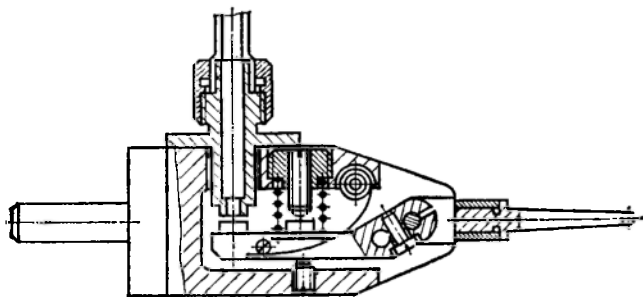
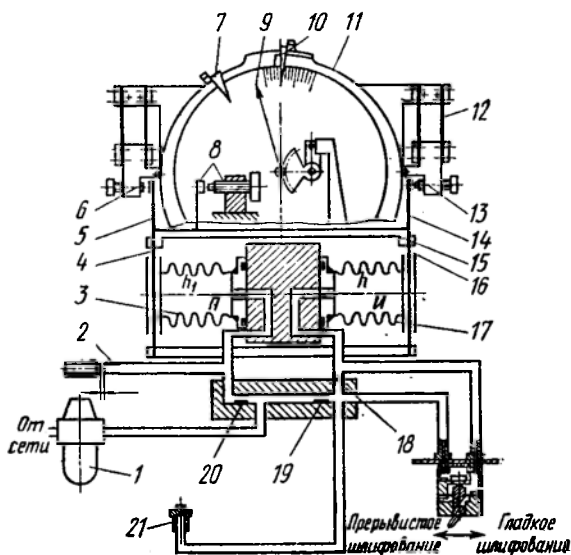


Рис. 7.6. Конструкция контактной рычажной пневматической головки бокового действия

Согласно ГОСТ 14866—76 выпускают ротаметры с измерительными соплами диаметрами 1 и 2 мм, ценой деления от 0,2 до 10 мкм и соответственно диапазонами измерений от 10 до 160 мкм с рабочим давлением после стабилизации 0,07—0,2 МПа. В приборах манометрического типа рабочее давление обычно составляет 0,005 МПа (мод. 330, 318 и др.), диаметр измерительного сопла 2 мм, цена деления 0,5—5 мкм, диапазон показаний соответственно может быть 20—160 мкм. Кроме того, выпускают пневматическую оснастку: стабилизаторы давления (ГОСТ 14682—79), пневматические пробки (ГОСТ 14864—78), установочные кольца (ГОСТ 14865—78), пневматические контактные преобразователи осевого (мод. 314) и бокового (мод. 345) действия (рис. 7.6). Для автоматизации процесса измерения выпускают отсчетно-командные устройства (рис. 7.7) с сильфонными преобразователями, в которых сжатый воздух под давлением 0,32—0,6 МПа после фильтра-стабилизатора 1 через входные сопла 19—20 и 18 поступает в сильфоны 3 и 17. Сильфон 17 соединен с соплом 21 измерительного узла, а сильфон 3 с настроечным соплом 2 противо-

Рис. 7.7. Схема пневматического отсчетно-командного устройства



давления. Сильфоны связаны между собой планкой 15, подвешенной на плоских пружинах 4 и 16. Планка 15 через рычажно-зубчатую передачу связана с отсчетным устройством и электрическими контактами 5—6, 14—13. Контакты, подвешенные на пружинах 12, настраивают с помощью кулачков 11. По их положению и положению указателей 7 и 10 определяют интервал настройки. При измерении размера детали давление в сильфоне 17 изменяется, планка 15 смещается в сторону, замыкая контакты 5—6. Контакты 8 служат для исключения срабатывания при снятии сопла 21.

Пневматические приборы надежны, имеют измерительные сопла малых размеров, которые могут быть расположены в труднодоступных местах и легко позволяют получать сумму и разность сигналов. Недостатки пневматических приборов — инерционность, небольшой диапазон показаний, необходимость сложной очистки и подготовки воздуха.

Приборы с индуктивными преобразователями. В этих приборах изменение контролируемой величины преобразуется в изменение индуктивности электрической цепи в соответствии с формулой

$$L = \frac{\omega^2}{\sum_k \frac{1}{l_i / (\mu_i S_i)}}, \quad (7.1)$$

где L и ω — индуктивность и число витков катушки; l_i , S_i и μ_i — длина, площадь и магнитная проницаемость участка i магнитной цепи (в том числе ферромагнитных и воздушных участков).

Конструкции индуктивных преобразователей основаны на зависимости индуктивности от зазора l между подвижной частью (якорем, связанным с измерительным наконечником) и сердечником (рис. 7.8, а, в) либо от площади S их перекрытия (рис. 7.7, б, г). Индуктивные преобразователи могут быть построены по простой (рис. 7.8, а, б) или дифференциальной (рис. 7.8, в, г) схеме. Преобразователи с изменяющимся зазором используют для контроля малых перемещений (0,1—5000 мкм), преобразователи с изменяющейся площадью, имеющие большую линейность характеристики, используют для контроля перемещений 0,5—15 мм. Магнитопроводы изготавливают из ферромагнитного железа либо из феррита. Частота питания измерительных обмоток 3—15 кГц. На рис. 7.9 показаны конструктивные схемы индуктивных датчиков, на рис. 7.10 — электрическая схема включения диффе-

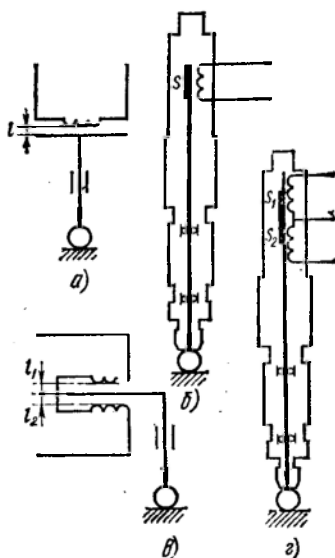


Рис. 7.8. Схемы индуктивных преобразователей:

а, б — простые; в, г — дифференциальные

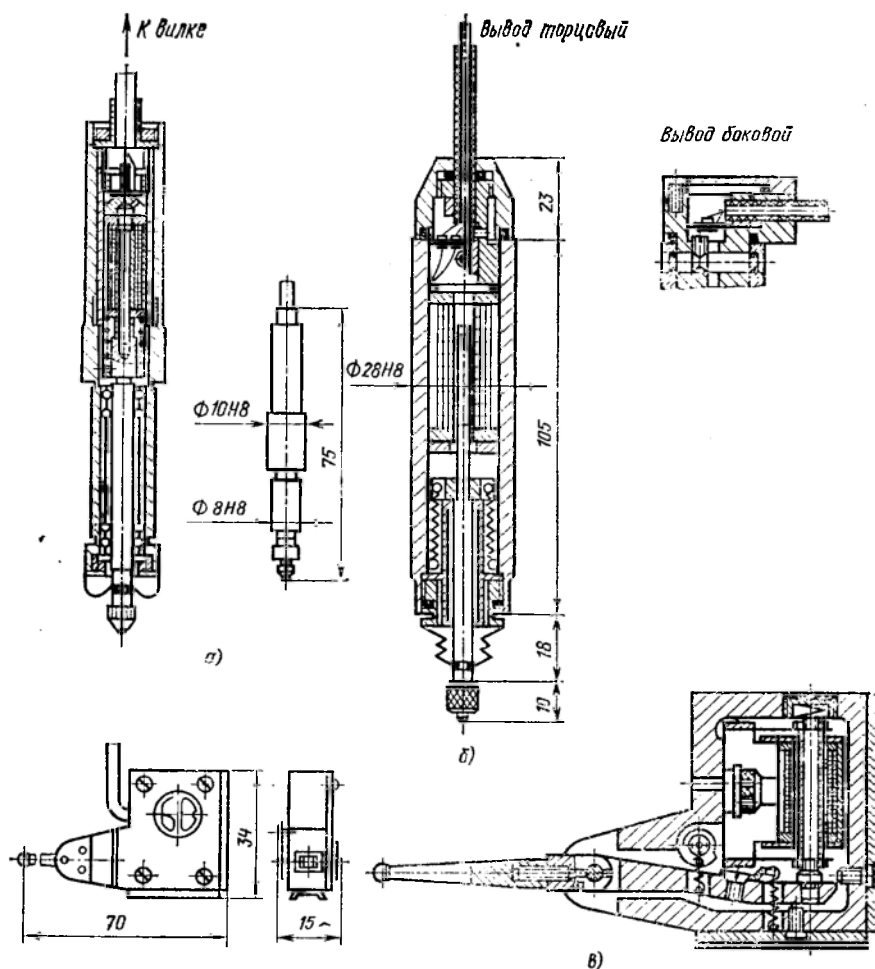


Рис. 7.9. Конструкции индуктивных преобразователей:
а, б — осевого (безрычажного) действия; в — бокового (рычажного) действия

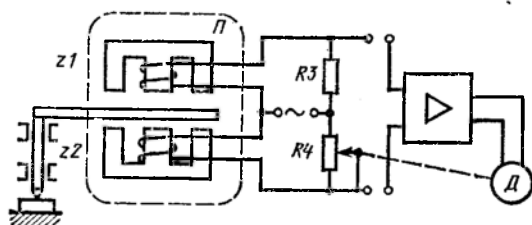


Рис. 7.10. Схема включения дифференциального индуктивного преобразователя

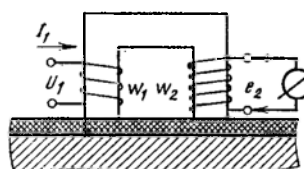
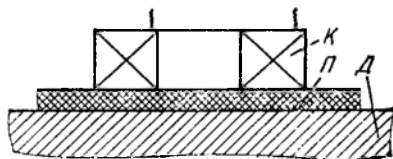


Рис. 7.11. Схема индуктивного преобразователя

рис. 7.12. Схема преобразователя, основанного на вихревых токах:

1 — деталь; П — покрытие; К — катушка



дифференциального преобразователя в мост переменного тока. В индуктивных преобразователях, используемых, например, для измерения толщины неферромагнитного покрытия на ферромагнитной основе (рис. 7.11), на сердечнике расположены две обмотки, к одной из них подводится питающее напряжение, в другой наводится ЭДС, используемая для измерения контролируемой толщины.

В преобразователях, основанных на вихревых токах (рис. 7.12), роль вторичной обмотки выполняет поле вихревых токов, наводимых в контролируемой детали. О контролируемом расстоянии судят по изменению индуктивности и потерь в первичной обмотке. С помощью преобразователей можно измерять толщину диэлектрических покрытий на любых токопроводящих материалах, но нельзя измерять толщину металлического неферромагнитного покрытия на ферромагнитном основании.

Цена деления индуктивных преобразователей 0,01—50 мкм, диапазон показаний 40—100 делений. Преимущества индуктивных датчиков — малые габариты, аналоговая форма выдаваемого сигнала, высокое передаточное отношение и широкие возможности по передаче, запоминанию и проведению различного рода математических преобразований и вычислений на ЭВМ. Однако эти приборы дороже электроконтактных и пневматических.

Приборы с емкостными преобразователями. В этих приборах изменение контролируемой величины преобразуется в изменение электрической емкости C , Φ , электрической цепи, обычно в соответствии с формулой

$$C = \epsilon S / l, \quad (7.2)$$

где ϵ — диэлектрическая проницаемость, $\Phi/\text{м}$; S — площадь перекрытия обкладок конденсатора, см^2 ; l — расстояние между обкладками, мм.

Следовательно, возможно создание трех видов емкостных преобразователей: с изменяющимся параметром ϵ , S или l . На рис. 7.13 показаны схемы простых и дифференциальных преобразователей. Емкостные преобразователи обладают высокой линейностью выходной характеристики, высокой чувствительностью, малыми измерительными усилиями. Специальные конструкции их позволяют обеспечить большой диапазон показаний. Однако емкостные преобразователи очень чувствительны к изменяющимся внешним условиям колебаниям температуры, влажности и т. д.), что ограничивает область их применения.

Приборы с фотоэлектрическими преобразователями. В этих приборах изменение контролируемой величины вызывает изменение фототехнической характеристики, которое регистрируется фото-

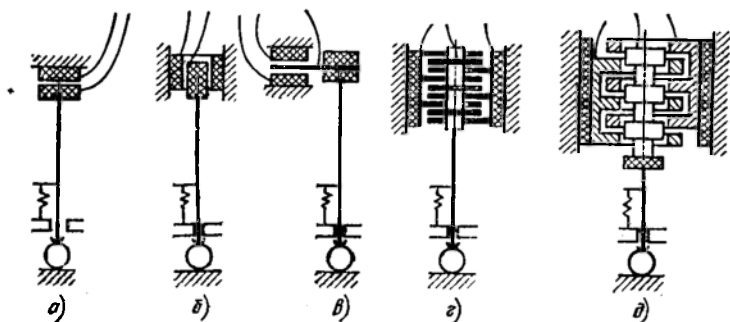


Рис. 7.13. Схемы емкостных преобразователей:

а, б — простых; в, г, д — дифференциальных (а, в, г — с изменяющимся зазором; б, д — с изменяющейся площадью перекрытия обкладок)

элементами. Световой поток Φ , попадающий на фотоэлемент, определяют по формуле

$$\Phi = I (S/r^2) \cos \alpha, \quad (7.3)$$

где I — сила света источника; S — площадь входного зрачка системы; r — расстояние от объектива системы до источника света; α — угол падения пучка света на светочувствительную поверхность.

В соответствии с формулой (7.3) выпускают датчики четырех типов, основанные на изменении: площади S (рис. 7.14, а) входного зрачка (световой поток перекрывается либо заслонкой, связанной с деталью D , либо кромкой самой детали); расстояния r от источника света до фоточувствительной поверхности (световой поток изменяется путем перемещения источника света или фотоприемника вызванного изменением контролируемой величины); силы света (рис. 7.14, б) источника (световой поток изменяется при изменении отражательной способности контролируемой поверхности); угла наклона α светочувствительной поверхности.

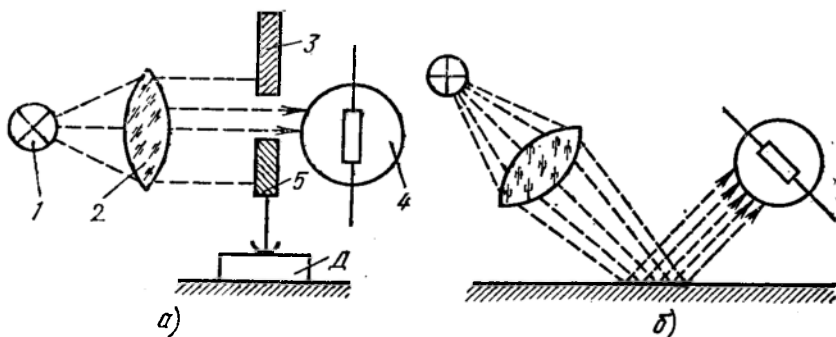
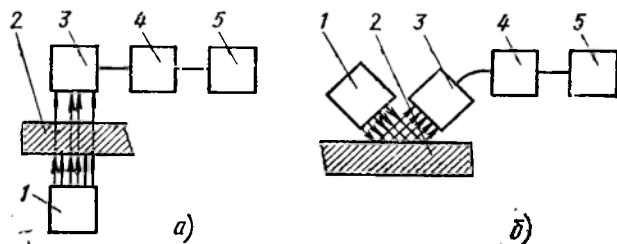


Рис. 7.14. Схемы фотоэлектрических преобразователей, основанных на перекрытии зрачка (а) и изменении отражательной способности (б):

1 — источник света; 2 — конденсор; 3 — диафрагма; 4 — фотоприемник; 5 — подвижная заслонка

ис. 7.15. Схемы радио-
активных преобразова-
тей, основанных на по-
глощении (а) и отражении
б) излучения



Фотоэлектрические приборы широко используют в сочетании оптическими элементами, растрами, дифракционными решетками интерферометрами (см. гл. 5). В качестве источника света может служить само раскаленное изделие, лампы накаливания, телевизионные трубки или лазеры. В качестве светоприемников применяют фоторезисторы, фотодиоды, фототранзисторы, фототиристоры, фотоэлектронные умножители, телевизионные трубки. Преимущества фотоэлектрических приборов — высокая точность, широкие пределы измерений, дискретная (цифровая) форма выходного сигнала, возможность осуществления бесконтактного метода контроля и др. Однако эти приборы, как правило, сложны, дороги и требуют тщательной защиты от воздействия окружающей среды (пыли, конденсата и т. п.).

Приборы, использующие радиоактивное излучение. Приборы, основанные на способности радиоактивного излучения проникать сквозь вещество или рассеиваться этим веществом, применяют для контроля толщины изделий, например проката. Используют две схемы [15]: с проникающим через изделие излучением (рис. 7.15, а) и с отражаемым от изделия излучением (рис. 7.15, б). Поток от источника 1 попадает на изделие 2, а затем в приемник 3. Электрический сигнал, возникающий в приемнике, усиливается и преобразуется в блоке 4 и затем подается на измерительное или командное устройство 5.

Схему с проникающим излучением используют, когда возможен доступ к изделию с двух сторон, а схему с отраженным излучением — когда источник и приемник радиоактивного излучения можно расположить с одной стороны от изделия (например, при контроле толщины покрытий). Интенсивность потока излучения Φ , прошедшего через слой вещества:

$$\Phi = \Phi_0 e^{-\mu \rho l}, \quad (7.4)$$

где Φ_0 — интенсивность потока излучения, падающего на слой вещества; μ — линейный коэффициент поглощения, зависящий от энергии излучения и свойств вещества; ρ — плотность вещества; l — толщина слоя вещества.

С изменением температуры контролируемого вещества произведение ρl остается неизменным и, следовательно, температурная погрешность для подобных устройств на точность не влияет. Интенсивность потока излучения, отраженного веществом, можно приблизительно определить по формуле

$$\Phi' = k \Delta t. \quad (7.5)$$

Здесь k — коэффициент пропорциональности, зависящий от выбранного источника излучения и свойств вещества; ΔI — сила то протекающего через приемник излучения:

$$\Delta I = \Delta I (1 - e^{-\mu' x}), \quad (7)$$

где ΔI — разность токов, соответствующая предельным свойствам материалов покрытия и основы покрытия; μ' — коэффициент отражения.

В качестве источников радиоактивного излучения (α -частиц, β - и γ -излучений) используют ампулы с радиоактивным веществом, например ^{204}Tl , ^{170}Tm , ^{192}Ir , ^{60}Co , ^{134}Cs и др. Приемники излучения подразделяют на три вида: ионизационные камеры, газовые счетчики и счетчики сцинтилляций. Наибольшее применение для схем автоматического контроля толщин нашли счетчики сцинтилляций, выполняемые из вещества (кристалла), светящегося при прохождении через него ионизирующего излучения. Они имеют входное окно, покрытое люминесцирующим составом, с которым в оптическом контакте находится фотоэлектронный умножитель усилителя. Эти счетчики высокоэффективны, относительно малогабаритны и имеют высокую разрешающую способность (до 10^{-6} с). Однако эти приборы можно применять лишь после надлежащей защиты персонала от излучения. Обычно их используют, когда необходимо избежать влияния на точность и надежность контроля изменения параметров внешней среды: влажности, вибраций, давления, температуры, электрических и магнитных полей, запыленности, агрессивности используемых материалов. Их применяют для контроля толщины в процессе проката и получения металлов, резины, бумаги, стекла, нанесенных пленок и т. п. Однако точность этих приборов составляет 1—1,5% контролируемой толщины.

Приборы, использующие электронные преобразователи (мехатроны). Радиоэлектронные преобразователи основаны на зависимости характеристик электронной лампы от геометрических размеров ее элементов (катодов, анодов, сеток и т. п.) Наибольшее распространение получили мехатроны в виде двойных диодов с механическим управлением (рис. 7.16). Контролируемое изделие поворачивает на угол α стержень 1, закрепленный на эластичной мембране 2. На другом конце стержня имеются аноды 3, переключающиеся при контроле относительно катода 4. Анодный ток определяют по формуле

$$I_a = k U_a^{3/2} / l_{a.к.}, \quad (7)$$

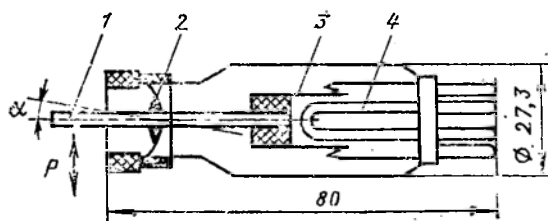


Рис. 7.16. Схема мехатрона

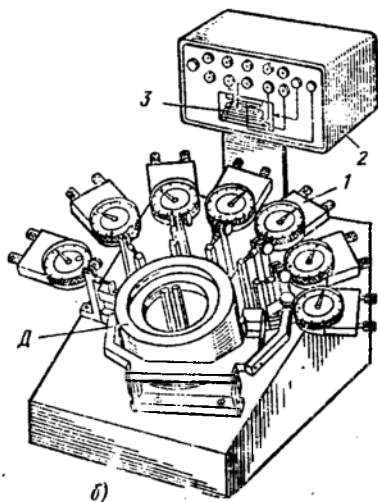
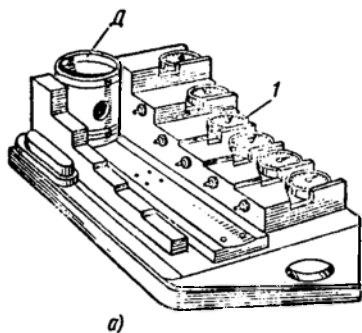


Рис. 7.17. Многомерные приспособления:

а — последовательного действия с индикаторными головками; *б* — одновременного действия с электроконтактными преобразователями

где k — постоянный коэффициент; U_a — анодное напряжение ($U_a = \text{const}$); $l_{a,k}$ — расстояние между анодом и катодом.

Таким образом, механотрон выполняет функции преобразователя и первой электронной лампы усилителя. Эти приборы характеризуются высокой чувствительностью, безынерционностью, малыми измерительным усилием и габаритами. Так, для механотронов типа 6МХ диапазон измерений составляет от $\pm 0,1$ до ± 1 мм, чувствительность 3—100 мкА/мкм, измерительное усилие 0,015—0,4 Н, анодное напряжение 5—15 В. Недостаток механотронов — невысокая долговечность (1000—4000 ч).

Механизированные и автоматизированные приспособления. Подобные приспособления применяют в крупносерийном и массовом производствах для контроля по одному, а чаще по нескольким параметрам деталей сложной конфигурации (ступенчатых валов и втулок, поршней, вилок, шатунов, корпусов и т. п.). С помощью этих приспособлений можно контролировать несколько параметров последовательно (рис. 7.17, *а*) или одновременно (рис. 7.17, *б*). Автоматизированные приспособления с электроконтактными головками *1* одновременного действия более производительны (вследствие использования светового табло *2*) и удобны. Они обычно снабжены чертежом *3* детали *Д* с контролируемыми параметрами и допусками, а также указателями их соответствия светофорным лампам. Устройства просты по конструкции, но менее производительны, чем контрольные автоматы.

7.2. КОНТРОЛЬНЫЕ ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Значительного повышения производительности контроля изделий сложной конфигурации (турбинных лопаток, коноидов, кулачков, судовых винтов, корпусов и др.) можно достичь, используя

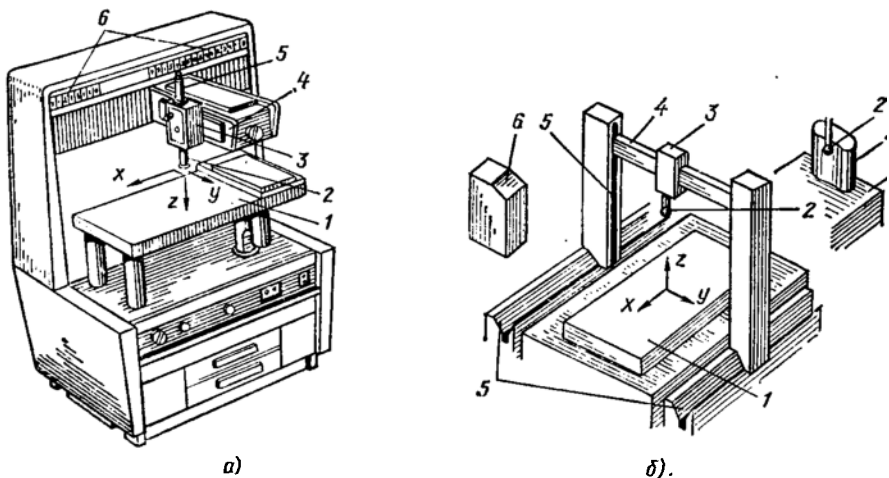


Рис. 7.18. Схемы трехкоординатных измерительных машин с Г-образной (а) и П-образной (б) рамами

методы программного управления полуавтоматическими трехкоординатными измерительными машинами (рис. 7.18). На подобных машинах можно контролировать до 90 % продукции общего машиностроения, однако в массовом производстве специализированные автоматы использовать более целесообразно. Координатные машины имеют измерительную головку 3 со сменным наконечником 2, Г- или П-образную жесткую раму 4, перемещающуюся вместе с головкой по направляющим 5 для установки измерительного наконечника в заданное по двум или трем осям координат положение. В ряде координатных машин деталь устанавливают в заданное положение с помощью перемещающегося стола 1. Однако такие машины имеют слишком большие габариты. Перемещения головки или стола отсчитываются с помощью специальных автоматических отсчетных устройств (например, растров) и фиксируются автоматической цифропечатающей машинкой на ленте или перфокарте. При появлении недопустимых отклонений цвет цифр меняется, что позволяет быстро найти числа и координаты дефектных участков. Траектория движения и скорости перемещения измерительной головки задается от программно-управляющего пульта 6.

Использование программного управления позволяет не только проводить измерения в отдельных точках, но и непрерывно «ощупывать» всю поверхность. Счетно-решающая часть координатной машины обрабатывает результаты измерений для вычисления определенных параметров (например, межцентровых расстояний по координатам четырех точек отверстий), пересчитывает значения параметров от других баз (например, от технологических), составляет протокол испытаний, печатая в нем все необходимые сведения о требуемых контролируемых параметрах, их действительных значениях и т. д., составляет новые программы для деталей или их макетов.

оригинальной формы, что позволяет ускорить процесс измерения последующих подобных деталей. Значительного увеличения точности и производственных возможностей подобных машин можно достичь путем использования в них принципов самонастройки (например, для коррекции исходной программы с целью исключения систематических погрешностей измерений) и адаптации к заранее неизвестной конфигурации контролируемой детали путем использования предварительных пробных движений измерительной головки. Размеры контролируемых деталей обычно не превышают 0,5—10 м, а погрешности измерений (перемещений кареток) находятся в пределах 2—6 мкм (для интервала размеров 0,5—1 м) и 0,05—0,2 мм (для интервала размеров 5—10 м).

В контрольной автоматической системе (контрольном автомате) все операции осуществляются автоматически. Огромное разнообразие используемых в промышленности контрольных автоматов объясняется различием формы, конфигурации, массы, размеров и других параметров контролируемых изделий. Так как контрольные автоматы используют преимущественно в массовом и крупносерийном производствах, то конструкция их, как правило, сугубо специфична и определяется видом измерительных позиций, загрузочных и транспортирующих, запоминающих и исполнительных устройств, комплексом требований к точности, надежности, производительности, доминанций видов брака и других важнейших характеристик, специфичных для требований к условиям контроля данной детали. Высокая производительность позволяет использовать автоматы для контроля 100 % изделий относительно простой конфигурации: шариков, роликов, игл, колец, валиков, втулок, стаканов, пластин, шайб, винтов, гаек и т. п.

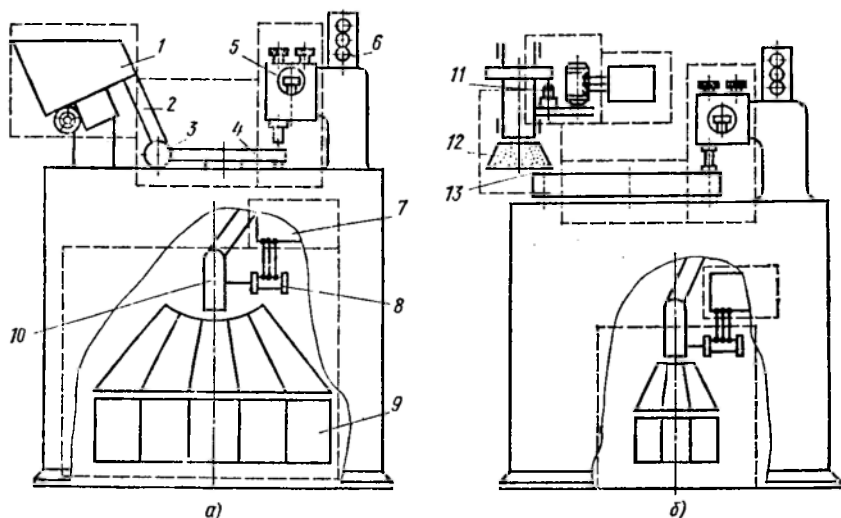


Рис. 7.19. Схемы автоматических контрольных систем:

а — контрольного автомата; б — автоподладчика

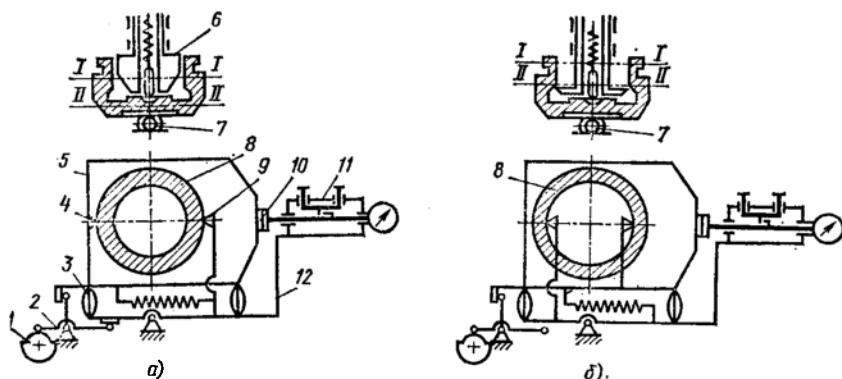


Рис. 7.20. Схемы измерительных позиций для контроля наружного (а) и внутреннего (б) диаметров кольца

Структурная схема типовой контрольной автоматической системы приведена на рис. 7.19, а. Подлежащие контролю детали засыпаются в загрузочный орган 1, где ориентируются в требуемом положении. Через лоток 2 и отсекающий 3 детали попадают в транспортирующее устройство (например, диск 4), которое переносит их к одной или нескольким последовательно расположенным измерительным позициям с преобразователем 5. Здесь детали контролируются, а результаты контроля фиксируются светодетектором 6 и запоминаются в блоке 7. После последней измерительной позиции транспортирующее устройство перемещает детали к исполнительному органу (например, поворотному рукаву 10 или заслонке), и последний от привода 8, связанного с запоминающим блоком 7, направляет их в отсеки 9 годности или брака.

Специфическим и наиболее ответственным органом контрольного автомата, определяющим точность, надежность, принцип действия и структуру, является измерительная позиция. Большое разнообразие конструкций измерительных позиций объясняется видом, массой, габаритами и другими характеристиками контролируемой детали, а также видом, числом и требованиями к точности контролируемых параметров.

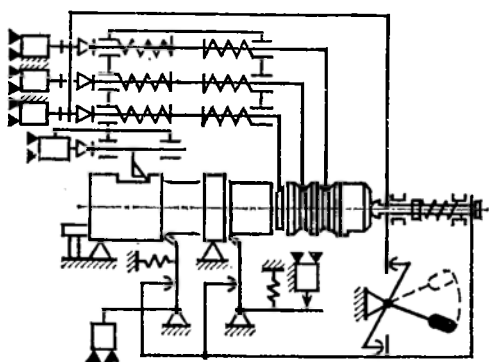


Рис. 7.21. Схема измерительной позиции для контроля нескольких размеров

На рис. 7.20 показаны примеры построения измерительных позиций для контроля внутренних и наружных диаметров колец 8 в сечениях I—I и II—II. Перед контролем кольцо прижимают подъемником 7 к торцу вращающегося шпинделя 6. Корпус 11 с базовым наконечником 9 закреплен на

рычаге 12, измерительные наконечники 10 и 4 — на каретке 5, подвешенной на пружинном параллелограмме 3 и передающей с помощью пятки наконечника 10 изменения контролируемого размера на стержень. Кулачок 1 и рычаг 2 служат для разведения наконечников при установке и съеме колец. На рис. 7.21 показана схема измерительной позиции с одновременным контролем нескольких линейных и диаметральных размеров.

7.3. УСТРОЙСТВА АКТИВНОГО КОНТРОЛЯ И САМОНАСТРАИВАЮЩИЕСЯ КОНТРОЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ

Различают четыре вида устройств активного контроля: управляющие *автотолераторы*, регулирующие *автоподналадчики*, *защитные устройства* и *автоблокировщики*. Автотолераторы автоматически изменяют характер процесса при достижении действительным контролируемым параметром предписанного значения. Автоподналадчики автоматически осуществляют настройку производственной системы, обеспечивая равенство контролируемых параметров предписанным значениям. Защитные устройства предотвращают попадание в рабочую зону изделий, параметры которых выходят за предписанные значения. Автоблокировщики прекращают течение процесса при выходе контролируемых параметров изделий за предписанные значения или при возникновении других недопустимых, критических ситуаций. Самонастраивающиеся системы способны автоматически, самостоятельно изменять свои параметры настройки, обеспечивая предписанные показатели качества при изменяющихся условиях.

Рассмотрим работу типового автотолератора, входящего в технологическую систему (рис. 7.22). На позиции обработки 1 при круглом наружном шлифовании, осуществляемом бабкой 4 под действием гидроцилиндра 5, изменяющийся диаметр детали 8 контролируется измерительной головкой 9 (навесной скобой) с преобразователем 1, которые расположены на подвеске 10. Изменение сигнала преобразователя 1 через усилитель 2 передается на показывающий прибор 3 и в триггерный блок 11. При достижении заданного диаметра обрабатываемой детали триггер Тг 1 через реле Р1 и релейный усилитель 111 (реле Р2) приводит в действие исполнительный электромагнит 6, перемещающий золотники распределителя 7. В результате этого включается гидропривод обратного хода 1V и шлифовальная бабка отходит от детали, прекращая обработку.

Навесная скоба (рис. 7.23) типа БВ-3154 имеет базовый 1, опорный 2 и измерительный 3 наконечники. Последний через шток 6, подвешенный на пластинчатых пружинах 4—5, воздействует на преобразователь 7. Для контроля диаметров отверстий широко применяют измерительные головки с одним, двумя и тремя наконечниками (рис. 7.24). Двух- и трехточечные скобы, имеющие диапазоны перенастройки соответственно от 2,5 до 200 мм и от 4 до 200 мм, используют в сочетании с пневматическими и индуктивными отсчетно-командными блоками с ценой делений 0,5—5 мкм и диапазоном показаний 0,04—0,4 мм.

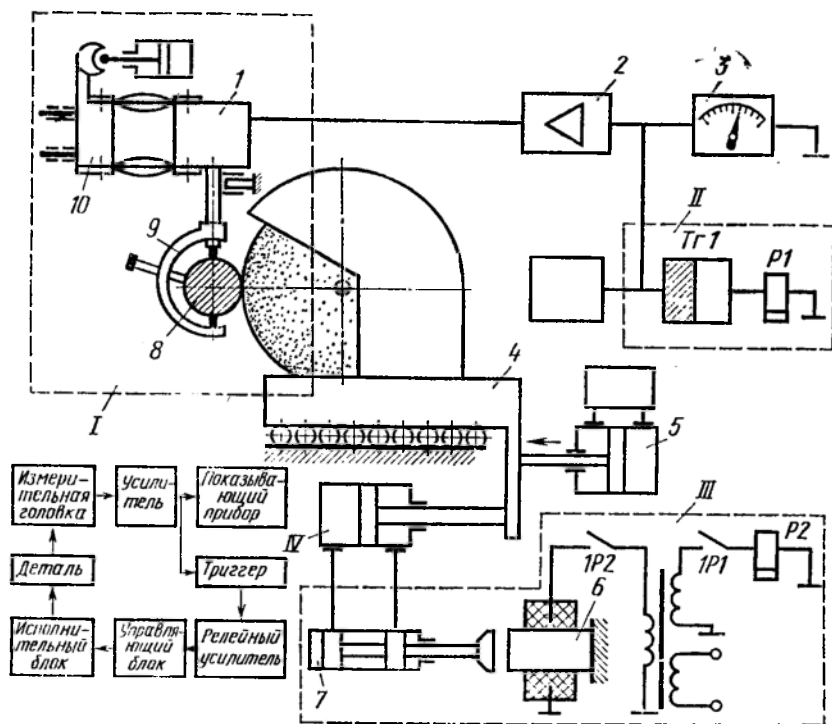


Рис. 7.22. Схема автотолатора

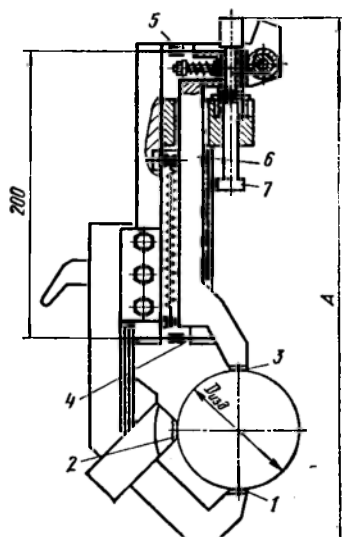


Рис. 7.23. Схема навесной скобы с индуктивным преобразователем

Схема автоподналадчика для плоскошлифовального станка (см. рис. 7.19, 6) имеет много общего со схемой контрольного автомата. Принципиальное отличие от этой схемы состоит в том, что сигнал с измерительной позиции подается для регулирования положения упора 1, ограничивающего вертикальное перемещение шпинделя с кругом 12. Благодаря этому корректируется высота последующих деталей 13. Измерительные позиции защитных устройств и автоблокировщиков обычны для автоматических контрольных систем.

В настоящее время в промышленности широко применяют самонастраивающиеся контрольные системы, оснащенные корректирующими устройствами, компенсирующими влияние таких факторов, как силовые и температурные деформации, непостоянство скорости

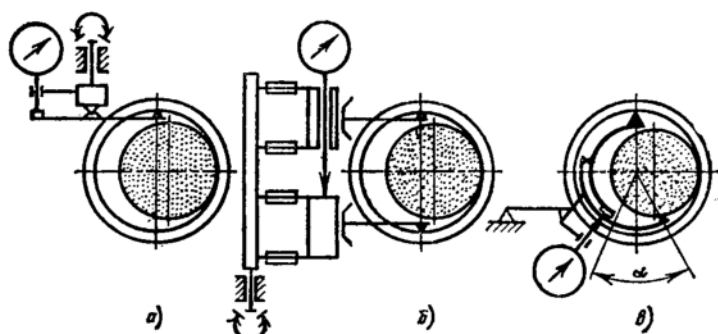


Рис. 7.24. Схемы измерительных головок для контроля диаметра отверстий с одним (а), двумя (б) и тремя (в) наконечниками

перемещения наконечников и исполнительных механизмов и др.

Автоматы мод. 402—430 завода «Калибр» рассортировывают шарики диаметром от 2 до 30 мм на группы через интервалы 0,25—1 мкм с погрешностью 0,1—0,5 мкм. Эти автоматы имеют контур самонастройки, который включается в работу после установки на измерительной позиции образцового шарика. Если настройка сместилась, серводвигатель автоматически вводит коррекцию. Разработаны и самонастраивающиеся устройства, предназначенные для контроля в процессе обработки и позволяющие осуществлять автоматическую коррекцию начального уровня настройки по апостериорной, текущей и априорной информации о контролируемом параметре. Эти устройства не только осуществляют настройку по образцу изделия, но и учитывают негативное влияние на точность обработки изменяющихся факторов, таких, как скорость съема припуска, температура детали и окружающей среды, силовые деформации и др.

На рис. 7.25 показана схема устройства с коррекцией настройки по изменяющейся скорости съема припуска. Диаметр шлифуемой

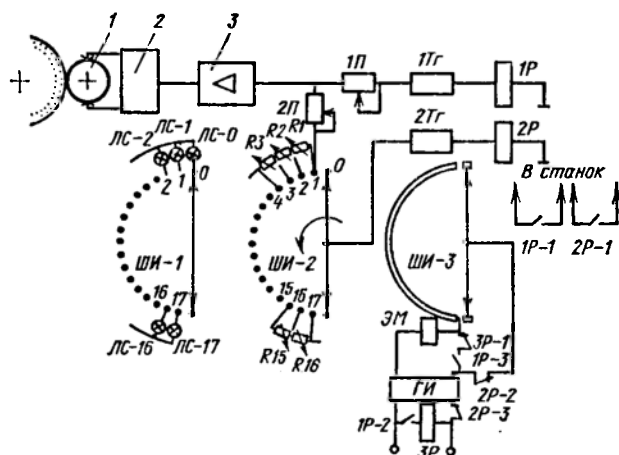


Рис. 7.25. Схема автокорректора с коррекцией настройки по изменяющейся скорости съема припуска

детали 1 контролируется в процессе обработки головкой 2 с преобразователем, подающим сигнал в усилитель 3. Начальные уровни настройки задаются с помощью потенциометров 1П и 2П. Когда размер детали достигнет значения, заданного триггером 1Тг, реле 1 включает цепь поступления импульсов на электромагнит ЭМ цепи питания реле 3Р. Последнее срабатывает с задержкой, равной времени прохождения одного импульса, и выключает одну из цепей электромагнита. Однако импульсы продолжают поступать на электромагнит через контакты реле 2Р и сплошной сектор шагового двигателя ШИ-3. Когда контролируемый диаметр достигнет уровня настройки триггера 2Тг, реле 2Р подает с упреждением команду на отвод шлифовальной бабки. Размыкание контактов реле 2Р вызывает остановку щеток ШИ-2 и разрыв цепи питания генератора импульсов ГИ. Соответствующая лампа в ряду ШИ-1 сигнализирует о поправке, введенной в уровень настройки. Поправка пропорциональна изменению текущей скорости съема припуска, определяющей инерционности узла отвода шлифовальной бабки дополнительным съемом припуска и тем самым погрешность обработки. Текущая скорость определяется временем прохождения контролируемым размером двух постоянных уровней настройки. Самонастраивающиеся системы позволяют увеличить точность обработки в результате уменьшения систематических и случайных составляющих суммарной погрешности.

7.4. АВТОМАТИЗАЦИЯ ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ КОНТРОЛЯ

Задачи обработки экспериментальных данных могут быть различны: вычисление статистических показателей качества, поэлементных и суммарных погрешностей, критериев оценки погрешности измерения, а также сравнение точности процессов и др. Прогресс в области вычислительной техники позволяет решать эти задачи с помощью стандартных программ не только весьма произвольно, но и эффективно в смысле оперативного воздействия на процесс (обработки, эксплуатации или контроля) в целях его коррекции. Рассмотрим здесь лишь примеры аналитической обработки результатов измерений путем вычисления статистических характеристик (см. рис. 4.6). Составим алгоритм вычисления коэффициента технологического запаса точности [см. формулу (4.22)] двух процессов и сравним их точность, вычислив коэффициент увеличения точности по формуле

$$K_{y, \tau} = \frac{T'_r}{T''_r} = \frac{|\bar{x}'(t_n) - \bar{x}'(t_0)| + k\sigma'(t_0) + k\sigma'(t_n) + \Delta'_n(t_0)}{|\bar{x}''(t_n) - \bar{x}''(t_0)| + k\sigma''(t_0) + k\sigma''(t_n) + \Delta''_n(t_0)}. \quad (7.1)$$

Следовательно, для вычисления коэффициентов $K_{\tau, \tau}$ и $K_{y, \tau}$ необходимо по известным опытным данным $x_i(t_j)$, последовательно полученным в моменты времени $t_0, t_1, \dots, t_j, \dots, t_n$, определить статистические характеристики [средние арифметические $\bar{x}(t_j)$, средние квадратические $\sigma(t_j)$ и начальную погрешность настроек

$\Delta_n(t_0) = \bar{x}(t_0 - x_0)$, а затем вычислить требуемые коэффициенты. При определении $K_{y, \tau}$ часть продолжительностей сравниваемых процессов может оказаться различной ($t'_n \neq t''_n$). Тогда путем аппроксимации определяются аналитические функции $\bar{x}(t)$ и $\sigma(t)$ для наименее продолжительного процесса, а по ним находят частные значения $\bar{x}(t_n)$ и $\sigma(t_n)$. Алгоритм расчета коэффициентов показан на рис. 7.26. После ввода в блок 1 массива исходных (измеренных для первого процесса) данных в блоке 2 производится вычисление статистических характеристик $\Delta_n(t_0)$, $\bar{x}(t_j)$, $\sigma(t_j)$. В блоке 3 вычисляется технологический допуск T_r . В блоке 4 производится проверка ограничений: технологический допуск должен быть меньше функционального (табличного) $T_r < T$; число фактически бракованных изделий (в процентах) не должно превышать предельно допустимого $A \% < A_T \%$.

Если эти условия соблюдаются, в блоке 5 производится вычисление коэффициента $K'_{\tau, \tau}$, результаты вычислений записываются и одновременно в блок 1 подается разрешение на ввод массива исходных данных для второго процесса. Последовательности вычисления коэффициентов $K'_{\tau, \tau}$ и $K''_{\tau, \tau}$ аналогичны. В блоке 6 осуществляется проверка условия $t'_n < t''_n$. Если оно соблюдается, в блоке 7 вычисляются функции, аппроксимирующие статистические характеристики $\bar{x}'(t)$ и $\sigma'(t)$. По этим функциям в блоке 8 вычисляются конкретные значения $\bar{x}'(t'_n)$ и $\sigma'(t'_n)$. В блоке 9 по статистическим характеристикам для конкретных значений времени t_0 и t'_n вычисляется коэффициент увеличения точности $K_{y, \tau}$.

Использование ЭВМ позволяет осуществлять машинное проектирование процессов контроля. Для этого необходимо выбрать число контролируемых параметров, установить технологические операции, после которых такой контроль необходим, решить задачу совмещения контрольных операций, выбрать тип контрольных и измерительных средств и методику их использования, рассчитать предписанные и действующие погрешности измерения, параметры образцов, нормы времени, затрачиваемого на контрольную операцию и др. ЭВМ позволяет проектировать типовые процессы контроля с учетом специфики данных технологических процессов и опыта использования конкретных измерительных средств, значительно ускорять разработку технологии контроля и оптимизировать спроектированный процесс, выбрав наилучший вариант. После постановки задачи

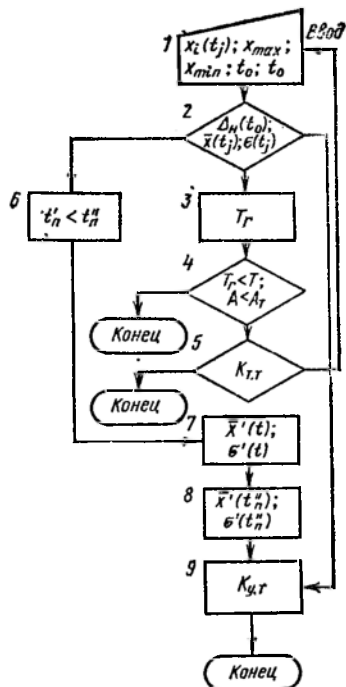


Рис. 7.26. Алгоритм расчета коэффициентов увеличения точности обработки

и цели автоматизированного проектирования определяют исходные данные и их ограничения, разрабатывают правила (методики) решения задачи и алгоритмы, осуществляют кодирование, разрабатывают машинную программу, выполняют ее перфорацию и ввод в ЭВМ, которая выдает необходимую метрологическую документацию.

Особо важным этапом является составление алгоритма по выбору технологии и средства контроля. При этом учитывают: чертеж детали с техническими требованиями (размерами и их допусками, допускаемыми погрешностями формы и положения поверхностей, шероховатостью поверхности и др.), вид технологической операции, обеспечивающей изготовление детали, метрологические базы, тип производства, габариты и конфигурацию детали, жесткость ее контролируемых элементов и поверхностей, степень автоматизации контрольной операции и целесообразность использования результатов контроля для управления технологическим процессом, предполагаемые ограничения по метрологическим характеристикам (точности, пределам измерений и показаний, измерительному усилию, допускаемым процентам неправильно принятых и неправильно забракованных деталей и т. д.), запас имеющихся измерительных средств. Важным моментом является выбор целевых функций: минимальной стоимости измерительных средств, максимальной их производительности и т. п. Указанные рекомендации не исключают использования типовых решений, накопленных в результате опыта машинного проектирования. Более простой задачей является проверка соответствия конкретной технологии и измерительного средства условиям контроля данной детали или определение необходимой выборки контролируемых изделий в зависимости от экономических ограничений. Использование ЭВМ позволяет снизить трудоемкость решения задач, возникающих при проектировании процессов контроля, в несколько десятков раз.

НОРМИРОВАНИЕ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ, РАСПОЛОЖЕНИЯ, ШЕРОХОВАТОСТИ И ВОЛНИСТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

8.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ

При анализе точности геометрических параметров деталей различают поверхности: *номинальные* (идеальные, не имеющие отклонений формы и размеров), форма которых задана чертежом, и *реальные* (действительные), которые ограничивают деталь, отделяя ее от окружающей среды. Реальные поверхности деталей получают в результате обработки или видоизменения при эксплуатации машин. Аналогично следует различать номинальный и реальный профиль, номинальное и реальное расположение поверхности (профиля). Номинальное расположение поверхности определяется номинальными линейными и угловыми размерами между ними и базами или между рассматриваемыми поверхностями, если базы не даны. Реальное расположение поверхности (профиля) определяется действительными линейными и угловыми размерами. *База* — поверхность, линия, точка детали (или выполняющее ту же функцию их сочетание), определяющие одну из плоскостей или осей системы координат, по отношению к которой задается допуск расположения или определяется отклонение расположения. *Профиль поверхности* — линия пересечения (или контур) поверхности с плоскостью или заданной поверхностью. Реальные поверхности и профили отличаются от номинальных.

Вследствие отклонений действительной формы от номинальной один размер в различных сечениях детали может быть различным (рис. 8.1). Размеры в поперечном сечении можно определить переменным радиусом R , отсчитываемым от геометрического центра O номинального сечения (рис. 8.1). Этот радиус называют *текущим размером*, т. е. размером, зависящим от положения осевой координаты x (сечения $B-B$) и угловой координаты φ точки, лежащей на измеряемой поверхности (φ_1 — угловая координата радиуса R_1). Отклонение ΔR текущего размера R (при выбранном значении x) от номинального (постоянного) размера R_0 , можно выразить зависимостью

$$\Delta R = R - R_0 = f(\varphi), \quad (8.1)$$

где $f(\varphi)$ — функция, характеризующая погрешность профиля (φ — полярный угол).

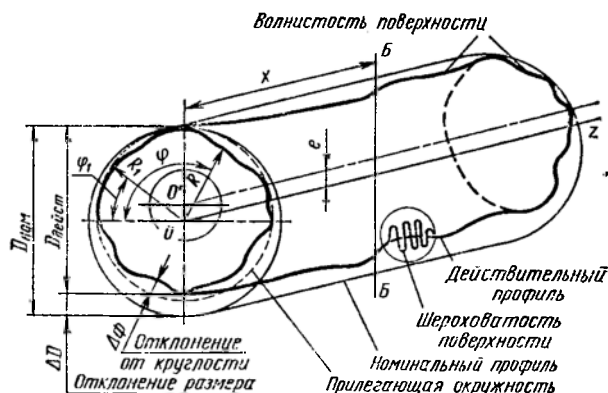


Рис. 8.1. Отклонения геометрических параметров различных порядков

Контур поперечного сечения удовлетворяет условию замкнутости, следовательно,

$$f(\varphi + 2\pi) = f(\varphi), \quad (8.2)$$

т. е. функция имеет период 2π .

Для анализа отклонений профиля контур сечения действительной поверхности можно характеризовать совокупностью гармонических составляющих отклонений профиля, определяемых спектрами фазовых углов и амплитуд, т. е. совокупностью отклонений с различными частотами. Для аналитического изображения действительного профиля (контура сечения) поверхности используют разложение функции погрешностей $f(\varphi)$ в ряд Фурье.

Рассматривая отклонения ΔR радиуса-вектора в полярной системе координат как функцию полярного угла φ , можно представить отклонения контура поперечного сечения детали в виде ряда Фурье

$$f(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\varphi + b_k \sin k\varphi), \quad (8.3)$$

где $a_0/2$ — нулевой член разложения; a_k , b_k — коэффициенты ряда Фурье k -й гармоники; k — порядковый номер составляющей гармоники.

Ряд Фурье можно представить также в виде

$$f(\varphi) = \frac{c_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} c_k \cos(k\varphi + \varphi_k), \quad (8.4)$$

где c_k — амплитуда k -й гармоники; φ_k — начальная фаза.

Функция $f(\varphi)$ определяется совокупностью величин c_k (спектра амплитуд) и φ_k (спектра фаз).

В дальнейшем используем ряд с ограниченным числом членов, т. е. тригонометрический полином:

$$f(\varphi) = \frac{c_0}{2} + \sum_{k=1}^n c_k \cos(k\varphi + \varphi_k), \quad (8.5)$$

где n — порядковый номер высшей гармоники полинома.

Согласно теории Фурье, нулевой член разложения в общем случае является средним значением функции $f(\varphi)$ за период $T = 2\pi$, определяемым расстоянием от базового уровня отсчета текущего размера до средней линии геометрических отклонений профиля (до среднего цилиндра):

$$\frac{c_0}{2} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) d\varphi.$$

Таким образом, $c_0/2$ есть постоянная составляющая отклонения текущего размера. Первый член разложения $c_1 \cos(\varphi + \varphi_1)$ выражает несовпадение центра вращения O' с геометрическим центром сечения O (эксцентриситет e), т. е. отклонение расположения поверхности. Здесь c_1 , φ_1 — амплитуда и фаза эксцентриситета.

Члены ряда, начиная со второго и до $k = p$:

$$\sum_{k=2}^p c_k \cos(k\varphi + \varphi_k), \quad (8.6)$$

образуют спектр отклонений формы детали в поперечном сечении. При этом второй член ряда Фурье $c_2 \cos(2\varphi + \varphi_2)$ выражает овальность, третий член $c_3 \cos(3\varphi + \varphi_3)$ — огранку с трехвершинным профилем и т. д. Последующие члены ряда, имеющие номер $k > p$, выражают волнистость. Наконец, при достаточно большом числе членов ряда получаем высокочастотные составляющие, выражающие шероховатость поверхности.

Аналогично можно представить отклонения контура цилиндрической поверхности в продольном сечении, но условие замкнутости контура в этом случае не выполняется:

$$f(z) \neq f(z + l), \quad (8.7)$$

где z — переменная, отсчитываемая вдоль оси цилиндра, причем $0 \leq z \leq l$; l — длина детали.

Введя цилиндрическую систему координат R , φ , z и условно приняв, что период $T = 2l$, представим отклонения контура реальной цилиндрической детали в продольном сечении $f(z)$ в виде тригонометрического полинома

$$f(z) \approx \frac{c_0}{2} + \sum_{k=1}^p c_k \sin \frac{k\pi}{2l} z, \quad (8.8)$$

где k — порядковый номер члена разложения.

При $k = 1$ первый член $f_1(z) = c_1 \sin 0,5 \pi z/l$. Тогда $f_1(z) = 0$ при $z = 0$ и $f_1(z) = c_1$ при $z = l$.

Первый член разложения характеризует наклон образующей цилиндра (конусообразность). Второй член разложения $f_2(z) = c_2 \sin \pi z/l$ характеризует выпуклость контура в продольном сечении (бочкообразность). Этот же член разложения при наличии сдвига фазы $f_2(z) = c_2 \sin(\pi z/l - \pi/2) = c_2 \cos \pi z/l$ выражает седлообразность и т. д.

Отклонения геометрических параметров можно классифицировать более укрупненно: отклонения собственно размера (ΔD на рис. 8.1) относят к отклонениям нулевого порядка, отклонения расположения поверхностей (e) — к отклонениям 1-го порядка; отклонения формы поверхности (ΔF) — к отклонениям 2-го порядка; волнистость — к отклонениям 3-го порядка; шероховатость поверхности — к отклонениям 4-го порядка. Дальнейшее изложение материала основано на понятии фиксированных (постоянных) размеров.

Для получения оптимального качества изделий в общем случае необходимо нормировать и контролировать точность линейных и угловых размеров, формы и расположения поверхностей деталей и составных частей, а также волнистость и шероховатость поверхностей деталей.

8.2 СИСТЕМА НОРМИРОВАНИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

Отклонения и допуски формы. Термины и определения, относящиеся к основным видам отклонений и допусков формы и расположения, установлены ГОСТ 24642—81 (СТ СЭВ 301—76). Под отклонением формы поверхности (или профиля) понимают отклонение формы реальной поверхности (реального профиля) от формы номинальной поверхности (номинального профиля). Шероховатость поверхности в отличие от волнистости не считают отклонением формы. В обоснованных случаях допускается нормировать отклонение формы, включая шероховатость поверхности, а волнистость нормировать отдельно (или нормировать часть отклонения формы без учета волнистости).

В основу нормирования и количественной оценки отклонений формы и расположения поверхностей положен принцип прилегающих прямых, поверхностей и профилей. *Прилегающая прямая* — прямая, соприкасающаяся с реальным профилем и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реального профиля в пределах нормируемого участка имело минимальное значение (рис. 8.2, а). *Прилегающая окружность* — это окружность минимального диаметра, описанная вокруг реального профиля наружной поверхности вращения

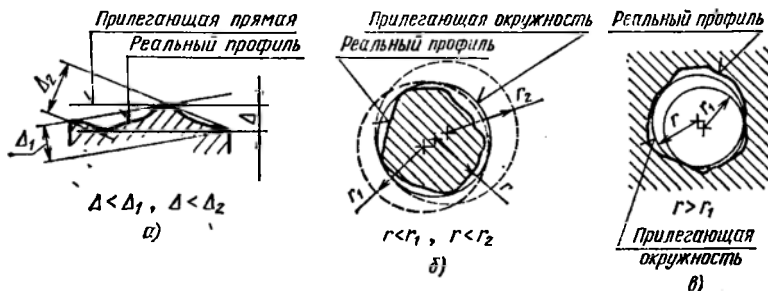


Рис. 8.2. Прилегающие прямая (а) и окружности (б, в)

(рис. 8.2, б), или максимального диаметра, вписанная в реальный профиль внутренней поверхности вращения (рис. 8.2, в). *Прилегающая плоскость* — это плоскость, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение. *Прилегающий цилиндр* — это цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности, или максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность.

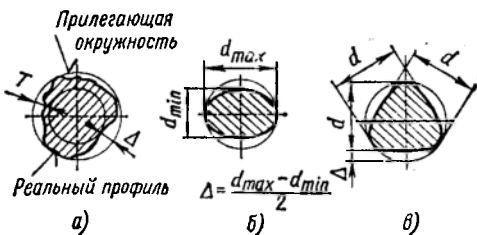


Рис. 8.3. Отклонения формы цилиндрических поверхностей в поперечном сечении

Прилегающие поверхности и профили соответствуют условиям сопряжения деталей при посадках с нулевым зазором. При измерении прилегающими поверхностями служат рабочие поверхности контрольных плит, интерференционных стекол, лекальных и поверочных линеек, калибров, контрольных оправок и т. п. Количественно отклонение формы оценивают наибольшим расстоянием Δ от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля) по нормали к последней.

Приняты следующие буквенные обозначения: Δ — отклонение формы или отклонение расположения поверхностей; T — допуск формы или допуск расположения; L — длина нормируемого участка. Термины *некруглость*, *неплоскостность* и т. п. не рекомендованы.

Отклонения формы цилиндрических поверхностей. *Отклонение от круглости* — наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 8.3, а). Допуск круглости T — наибольшее допускаемое значение отклонения от круглости. Поле допуска круглости — область на плоскости, перпендикулярной оси поверхности вращения или проходящей через центр сферы, ограниченная двумя концентрическими окружностями, отстоящими одна от другой на расстоянии, равном допуску круглости T .

Частными видами отклонений от круглости являются овальность и огранка. *Овальность* — отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру, наибольший и наименьший диаметры которой находятся во взаимно перпендикулярных направлениях (рис. 8.3, б). *Огранка* — отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой многогранную фигуру. Огранка может быть с четным и нечетным числом граней. Огранка с нечетным числом граней характеризуется равенством размера d (рис. 8.3, в). Овальность детали возникает, например, вследствие биения шпинделя токарного или шлифовального станка, дисбаланса детали и других причин. Появление огранки вызвано изменением положения мгновенного центра вращения детали, например, при бесцентровом шлифовании.

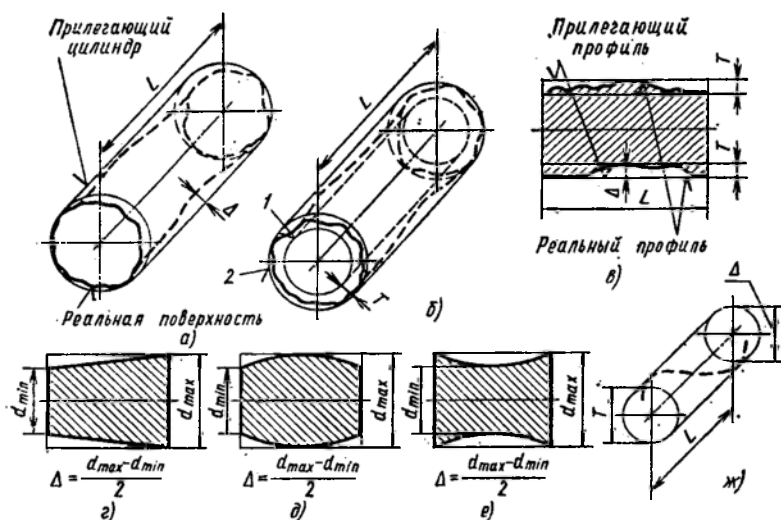


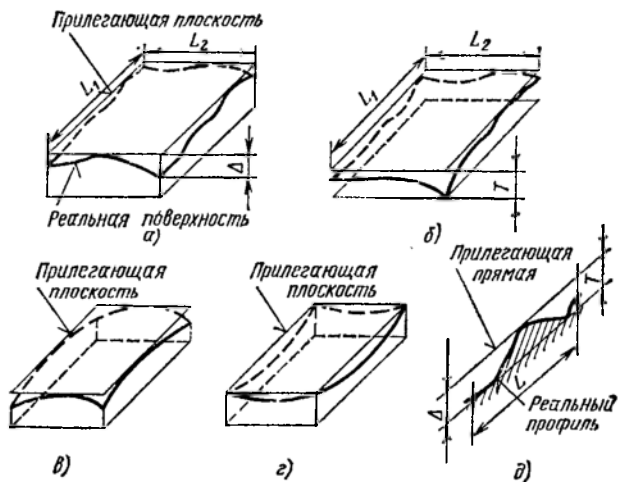
Рис. 8.4. Отклонения от цилиндричности и профиля продольного сечения

Отклонение от цилиндричности — наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра в пределах нормируемого участка L (рис. 8.4, а). На рис. 8.4, б показано поле допуска цилиндричности, определяемое пространством, ограниченным соосными цилиндрами 1 и 2, отстоящими один от другого на расстоянии, равном допуску цилиндричности T .

Отклонение профиля продольного сечения — наибольшее расстояние Δ от точек образующих реальной поверхности, лежащих в плоскости, проходящей через ее ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля в пределах нормируемого участка L (рис. 8.4, в). Поле допуска T такого отклонения показано на рис. 8.4, в. Отклонение профиля продольного сечения характеризует отклонения от прямолинейности и параллельности образующих. Частными видами отклонения профиля продольного сечения являются конусообразность, бочкообразность и седлообразность. *Конусообразность* — отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны (рис. 8.4, г). *Бочкообразность* — отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения (рис. 8.4, д). *Седлообразность* — отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения (рис. 8.4, е).

Бочкообразность чаще всего возникает при обтачивании тонких длинных валов в центрах без люнетов (в средней части под влиянием сил резания возникают большие упругие прогибы, чем по краям). Толстые короткие валы чаще получаются седлообразными из-за большого смещения вала по краям (составляющие силы резания

Рис. 8.5. Отклонение формы плоских поверхностей



распределяются между обоими центрами более равномерно). Бочкообразность и седлообразность могут возникнуть также вследствие погрешности направляющих станин станков и других причин. Для получения требуемой формы деталей целесообразно отделочные операции выполнять после окончательной термической обработки. Причиной конусообразности являются износ резца, несовпадение геометрических осей шпинделя и пиноли задней бабки станка (смещение центров), отклонение от параллельности оси центров направляющим станины.

Отклонение Δ от прямолинейности оси (или линии) в пространстве и поле допуска прямолинейности оси T показаны на рис. 8.4, ж.

Отклонения формы плоских поверхностей. *Отклонение от плоскостности* определяют как наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка (рис. 8.5, а). Поле допуска плоскостности — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими одна от другой на расстоянии, равном допуску плоскостности T (рис. 8.5, б). Частными видами отклонений от плоскостности являются *выпуклость* (рис. 8.5, в) и *вогнутость* (рис. 8.5, г). *Отклонение от прямолинейности в плоскости* (рис. 8.5, д) определяют как наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей прямой. Поле допуска прямолинейности в плоскости показано на рис. 8.5, д.

Отклонение формы заданного профиля (поверхности). В случаях, когда профиль (поверхность) задан номинальными размерами [координатами отдельных точек профиля (поверхности) без предельных отклонений этих размеров], отклонение формы заданного профиля (поверхности) есть наибольшее отклонение Δ (рис. 8.6, а) точек реального профиля (поверхности) от номинального, определяемое по нормали к номинальному профилю (поверхности). Допуск формы T можно определить в диаметральной выражении как удвоенное наи-



Рис. 8.6. Отклонение формы заданного профиля

линиями, эквидистантными номинальному профилю и отстоящим одна от другой на расстоянии, равном допуску формы заданного профиля в диаметральном выражении T или удвоенному допуску формы в радиусном выражении $T/2$. Линии, ограничивающие пол допуска, являются огибающими семейства окружностей, диаметр которых равен допуску формы заданного профиля в диаметральном выражении T , а центры находятся на номинальном профиле (рис. 8.6, б).

Отклонения расположения поверхностей. *Отклонением расположения поверхности или профиля* называют отклонение реального расположения поверхности (профиля) от его номинального расположения. Количественно отклонения расположения оценивают в соответствии с определениями, приведенными ниже. При оценке отклонений расположения отклонения формы рассматриваемых поверхностей (профилей) и базовых элементов (собщенный термин, по которым понимают поверхность, линию или точку) должны быть исключены из рассмотрения. При этом реальные поверхности (профили) заменяют прилегающими, а за оси, плоскости симметрии, центры реальных поверхностей (профилей) принимают оси, плоскости симметрии и центры прилегающих элементов.

Рассмотрим примеры отклонений расположения поверхностей. *Отклонение от параллельности плоскостей* (рис. 8.7, а) — разность наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими плоскостями в пределах нормируемого участка. Полем допуска параллельности плоскостей называют область в пространстве, ограниченную двумя параллельными плоскостями, отстоящими одна от другой на расстоянии, равном допуску параллельности T , и параллельными базе (рис. 8.7, б). *Отклонение от параллельности осей (прямых)* в пространстве — геометрическая сумма отклонений от параллельности проекций осей (прямых) в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; одна из этих плоскостей является общей плоскостью осей, т. е. плоскостью, проходящей через одну (базовую) ось и точку другой оси (рис. 8.7, в). Отклонение от параллельности осей (или прямых) в общей плоскости — отклонение от параллельности Δ_x проекций осей (прямых) на их общую плоскость. *Переклонение осей (прямых)* — отклонение от параллельности Δ_y проекций осей

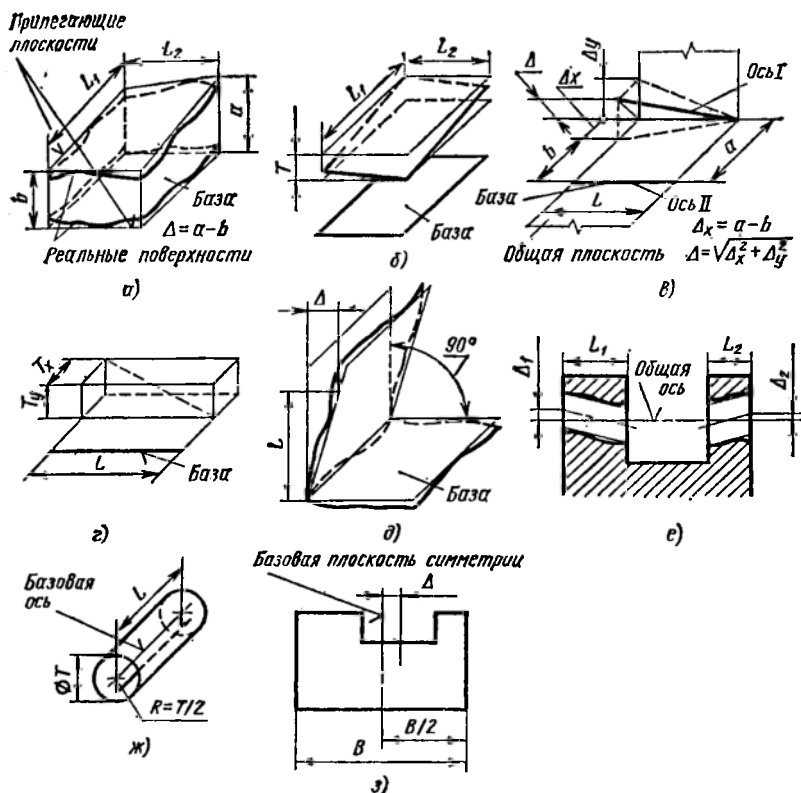


Рис. 8.7. Отклонения расположения поверхностей

(прямых) на плоскость, перпендикулярную к общей плоскости осей и проходящую через одну из осей (базовую). Поле допуска параллельности осей (прямых) в пространстве — это область в пространстве, ограниченная прямоугольным параллелепипедом, стороны сечения которого равны соответственно допуску T_x параллельности осей (прямых) в общей плоскости и допуску T_y перекося осей (прямых), а боковые грани параллельны базовой оси и соответственно параллельны и перпендикулярны общей плоскости осей (рис. 8.7, г). Поле допуска можно представить также цилиндром, диаметр которого равен допуску параллельности T , а ось параллельна базовой оси. Отклонение от перпендикулярности плоскостей показано на рис. 8.7, д.

Отклонение от соосности относительно общей оси — это наибольшее расстояние ($\Delta_1, \Delta_2, \dots$) между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей осью двух или нескольких поверхностей вращения на длине нормируемого участка (рис. 8.7, е). Допуск соосности в диаметральном выражении равен удвоенному наибольшему допускаемому значению отклонения от соосности, а в радиусном выражении — наибольшему допускаемому значению этого откло-

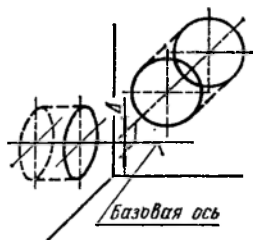


Рис. 8.8. Отклонение от пересечения осей

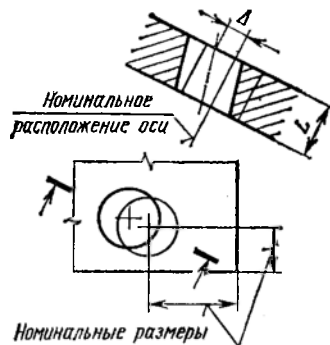


Рис. 8.9. Позиционное отклонение

нения. Поле допуска соосности — область в пространстве, ограниченная цилиндром, диаметр которого равен допуску соосности в диаметральном выражении T или удвоенному допуску соосности в радиусном выражении R , а ось совпадает с базовой осью (рис. 8.7, ж). Двоякая количественная оценка соосности (в диаметральном и радиусном выражении) принята по рекомендации ИСО также для симметричности и пересечения осей. Ранее эти отклонения определяли только в радиусной мере.

Отклонение от симметричности относительно базовой плоскости — наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии рассматриваемой поверхности и базовой плоскостью симметрии в пределах нормируемого участка (рис. 8.7, з).

Отклонение от пересечения осей, которые номинально должны пересекаться, определяют как наименьшее расстояние Δ между рассматриваемой и базовой осями (рис. 8.8). Поле допуска пересечения осей — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими одна от другой на расстоянии, равном допуску пересечения в диаметральном выражении T или удвоенному допуску пересечения в радиусном выражении $T/2$, расположенными симметрично относительно базовой оси.

Вместо термина *смещение оси (или плоскости симметрии) от номинального расположения* введены краткие термины *позиционное отклонение* и *позиционный допуск*. *Позиционное отклонение* — наибольшее отклонение Δ реального расположения элемента (его центра оси или плоскости симметрии) от его номинального расположения в пределах нормируемого участка (рис. 8.9).

Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей. *Радиальное биение поверхности вращения* относительно базовой оси является результатом совместного проявления отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонения его центра относительно базовой оси. Оно равно разности наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении, перпендикулярном этой оси (Δ_1 на рис. 8.10, а). Если определяется разность наибольшего

и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормированного участка L до базовой оси, то находят *полное радиальное биение* $\Delta = R_{\max} - R_{\min}$; оно является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности поверхности и отклонения от ее соосности относительно базовой оси.

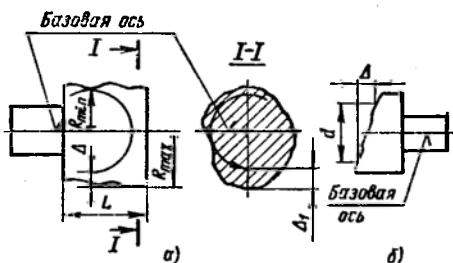


Рис. 8.10. Радиальное и торцовое биения

Торцовое биение (полное) — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояния от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси; оно является результатом совместного проявления отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности и отклонения от ее перпендикулярности относительно базовой оси. Торцовое биение иногда определяют в сечении торцевой поверхности цилиндром заданного диаметра d (Δ на рис. 8.10, б).

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

Пример. Для отверстий диаметром $15^{+0,043}_0$ и $25^{+0,053}_0$ мм детали, показанной на рис. 8.11, а, назначен зависимый допуск соосности 0,05 мм. Значение допускаемого отклонения от соосности является наименьшим и относится к деталям, у которых диаметры отверстий имеют наименьшие предельные размеры. С увеличением диаметров отверстий в соединении образуются зазоры. Отклонение от соосности Δ определяется разностью радиальных расстояний от осей отверстий, а зазоры — разностью предельного и номинального диаметров, поэтому отклонение от соосности Δ связано с суммарным зазором в обеих ступенях $S_1 + S_2$ зависимостью

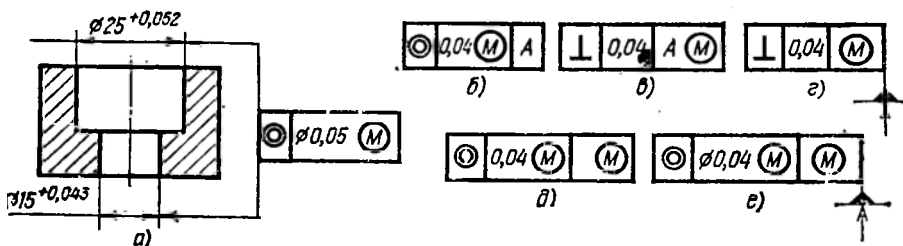


Рис. 8.11. Зависимый допуск соосности отверстий (а) и обозначение зависимых допусков (б — е)

$$\Delta = (S_1 + S_2)/2. \quad (8)$$

При наибольших предельных диаметрах отверстий (15,043 и 25,052 мм) возможно дополнительное отклонение от соосности, равное $0,5 (0,043 + 0,052) \approx 0,047$ мм. Допуск соосности в этом случае $T_{\max} = 0,05 + 0,047 = 0,097$ мм.

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

Независимым называют допуск расположения (формы), числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготавливаемых по данному чертежу, и не зависит от действительных размеров рассматриваемых поверхностей. Например, когда необходимо выдержать соосность посадочных гнезд под подшипники качения, ограничить колебание межосевых расстояний в корпусах редукторов и т. п., следует контролировать собственно расположение осей на поверхностях.

Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей
Согласно ГОСТ 24643—81 (СТ СЭВ 636—77) для каждого вида допуска формы и расположения поверхностей установлено 16 степеней точности. Числовые значения допусков от одной степени к другой изменяются с коэффициентом возрастания 1,6. В зависимости от соотношения между допуском размера и допусками формы и расположения устанавливают следующие уровни относительной геометрической точности: А — нормальная относительная геометрическая точность (допуски формы или расположения составляют примерно 60 % допуска размера); В — повышенная относительная геометрическая точность (допуски формы или расположения составляют примерно 40 % допуска размера); С — высокая относительная геометрическая точность (допуски формы или расположения составляют примерно 25 % допуска размера).

Допуски формы цилиндрических поверхностей, соответствующие уровням А, В и С, составляют примерно 30, 20 и 12 % допуска размера, так как допуск формы ограничивает отклонение радиуса, а допуск размера — отклонение диаметра поверхности. Допуски формы и расположения можно ограничивать полем допуска размера. Эти допуски указывают только, когда по функциональным или технологическим причинам они должны быть меньше допусков размера или неуказанных допусков по ГОСТ 25670—83 (СТ СЭВ 302—76).

8.3) ОБОЗНАЧЕНИЕ НА ЧЕРТЕЖАХ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

Вид допуска формы и расположения согласно ГОСТ 2.308—79 (СТ СЭВ 368—76) следует обозначать на чертежах знаками (графическими символами), приведенными в табл. 8. Знак и числовое значение допуска вписывают в рамку, указывая на первом месте знак, на втором — числовое значение допуска в миллиметрах и на третьем — при необходимости буквенное обозначение базы (баз) или поверхности, с которой связан допуск рас-

8.1. Условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуски формы	Допуск прямолинейности	
	Допуск плоскостности	
	Допуск круглости	
	Допуск цилиндричности	
	Допуск профиля продольного сечения	
Допуски расположения	Допуск параллельности	
	Допуск перпендикулярности	
	Допуск наклона	
	Допуск соосности	
	Допуск симметричности	
	Позиционный допуск	
	Допуск пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения Допуск торцового биения Допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального биения Допуск полного торцового биения	
	Допуск формы заданного профиля Допуск формы заданной поверхности	

оложения (рис. 8.12, а). Рамку соединяют с элементом, к которому гносится допуск, сплошной линией, заканчивающейся стрелкой (рис. 8.12, б). Если допуск относится к оси или плоскости симметрии, соединительная линия должна быть продолжением размерной (рис. 8.12, в); если допуск относится к общей оси (плоскости симметрии), соединительную линию проводят к общей оси (рис. 8.12, г). Перед числовым значением допуска следует указывать: символ $\varnothing$, если поле допуска задано его диаметром (рис. 8.12, д); символ R , если поле допуска задано радиусом (рис. 8.12, е); символ T , если допуски симметричности, пересечения осей, формы заданной поверхности, а также позиционные заданы в диаметральном выражении (рис. 8.12, ж); символ $T/2$ для тех же видов допусков, если они заданы в радиусном выражении (рис. 8.12, з); слово «сфера» и символы $\varnothing$ или R , если поле допуска сферическое (рис. 8.12, и). Если допуск относится к участку поверхности заданной длины (площади),

с действительными размерами базовой поверхности; после числового значения допуска и буквенного обозначения базы (см. рис. 8.11, *д*) или без буквенного указания базы (см. рис. 8.11, *е*), если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элементов.

8.4 СИСТЕМА НОРМИРОВАНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ

Шероховатостью поверхности согласно ГОСТ 25142—82 (СТ СЭВ 1156—78) называют совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенную с помощью базовой длины. *Базовая длина l* — длина базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности. *Базовая линия* (поверхность) — линия (поверхность) заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля (поверхности) и служащая для оценки геометрических параметров поверхности. Шероховатость является следствием пластической деформации поверхностного слоя детали, возникающей вследствие образования стружки, копирования неровностей режущих кромок инструмента и трения его о деталь, вырывания с поверхности частиц материала и других причин. Числовые значения шероховатости поверхности определяют от единой базы, за которую принята *средняя линия профиля m* , т. е. базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально. Систему отсчета шероховатости от средней линии профиля называют *системой средней линии*.

Если для определения шероховатости выбран участок поверхности длиной l , другие неровности (например, волнистость), имеющие шаг больше l , не учитывают. Для надежной оценки шероховатости с учетом рассеяния показаний прибора и возможной неоднородности строения неровностей измерения следует повторять несколько раз в разных местах поверхности и за результат измерения принимать среднее арифметическое результатов измерения на нескольких длинах оценки. *Длина оценки L* — длина, на которой оценивают шероховатость. Она может содержать одну или несколько базовых длин l . Числовые значения базовой длины выбирают из ряда: 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; 25 мм.

Согласно ГОСТ 2789—73 (СТ СЭВ 638—77), который полностью соответствует международной рекомендации по стандартизации ИСО Р 468, шероховатость поверхности изделий независимо от материала и способа изготовления (получения поверхности) можно оценивать количественно одним или несколькими параметрами: средним арифметическим отклонением профиля Ra , высотой неровностей профиля по десяти точкам Rz , наибольшей высотой неровностей профиля $R_{\max}$, средним шагом неровностей S_m , средним шагом местных выступов профиля S , относительной опорной длиной профиля t_p (p — значение уровня сечения профиля, рис 8.14). Параметр Ra является предпочтительным.

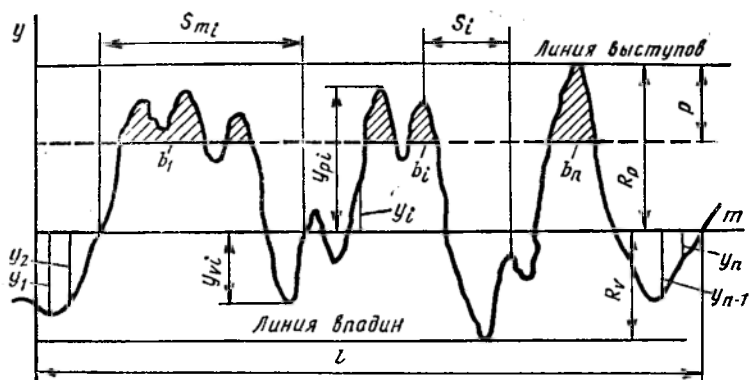


Рис. 8.14. Профилограмма и основные параметры шероховатости поверхности

Требования ГОСТ 2789—73 распространяются на все виды материалов, кроме древесины, войлока, фетра и других материалов с ворсистой поверхностью.

Параметр Ra характеризует среднюю высоту всех неровностей профиля, Rz — среднюю высоту наибольших неровностей, $R_{\max}$ — наибольшую высоту профиля. Шаговые параметры S_m , S и t_p введены для учета различной формы и взаимного расположения характерных точек неровностей. Эти параметры позволяют также нормировать спектральные характеристики профиля.

Параметры шероховатости, связанные с высотными свойствами неровностей. Среднее арифметическое отклонение профиля Ra — среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx; \quad (8.10)$$

$$Ra = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (8.11)$$

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

Отклонение профиля y — расстояние между любой точкой профиля и средней линией.

Высота неровностей профиля по десяти точкам Rz — сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины:

$$Rz = \frac{1}{5} \left[\sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}| \right], \quad (8.12)$$

где y_{pi} — высота i -го наибольшего выступа профиля; y_{vi} — глубина i -й наибольшей впадины профиля.

Наибольшая высота неровностей профиля $R_{\max}$ — расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины l (см. рис. 8.14).

Параметры шероховатости, связанные со свойствами неровностей в направлении длины профиля. *Средний шаг неровностей профиля S_m* — среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины:

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}, \quad (8.13)$$

где n — число шагов в пределах базовой длины l ; S_{mi} — шаг неровностей профиля, равный длине отрезка средней линии, пересекающей профиль в трех соседних точках и ограниченной двумя крайними точками.

Средний шаг местных выступов профиля S — среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i, \quad (8.14)$$

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

Числовые значения параметров шероховатости Ra , Rz , $R_{\max}$, S_m и S приведены в ГОСТ 2789—73.

Рекомендуется использовать предпочтительные значения параметров Ra , так как образцы сравнения шероховатости поверхности по ГОСТ 9378—75 изготавливают именно с этими значениями Ra .

Параметры шероховатости, связанные с формой неровностей профиля. *Опорная длина профиля η_p* — сумма длин отрезков b_i , отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией, эквидистантной средней линии m в пределах базовой длины (рис. 8.14):

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i. \quad (8.15)$$

Относительная опорная длина профиля t_p — отношение опорной длины профиля к базовой длине:

$$t_p = \eta_p / l. \quad (8.16)$$

Опорную длину профиля η_p определяют на уровне сечения профиля p , т. е. на заданном расстоянии между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль эквидистантно линии выступов профиля. *Линия выступов профиля* — линия, эквидистантная средней линии, проходящая через высшую точку профиля в пределах базовой длины. Значение уровня сечения профиля p отсчитывают по линии выступов и выбирают из ряда: 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90 % от $R_{\max}$. Относительная опорная длина

профиля t_p может быть равна: 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70 80; 90 %.

Выбор параметров шероховатости и их числовых значений
Требования к шероховатости поверхности деталей следует устанавливать, исходя из функционального назначения поверхности для обеспечения заданного качества изделий. Если в этом нет необходимости, требования к шероховатости поверхности не устанавливаются и шероховатость этой поверхности не контролируют. Рассмотренный комплекс параметров способствует обоснованному назначению показателей шероховатости для поверхностей различного эксплуатационного назначения. Например, для трущихся поверхностей ответственных деталей устанавливают допускаемые значения Ra (или Rz), $R_{\max}$ и t_p , а также направление неровностей; для поверхностей циклически нагруженных ответственных деталей — $R_{\max}$, S_m и S и т. д. При выборе параметров Ra или Rz следует иметь в виду, что параметр Ra дает более полную оценку шероховатости, так как для его определения измеряют и суммируют расстояния большого числа точек действительного профиля до его средней линии, тогда как при определении параметра Rz измеряют только расстояния между пятью вершинами и пятью впадинами неровностей. Влияние формы неровностей на эксплуатационные показатели качества детали параметром Ra оценить нельзя, так как при различных формах неровностей значения Ra могут быть одинаковыми. Например, профили неровностей, изображенные на рис. 8.15, имеют разную форму, но одинаковые значения параметра Ra . Для лучшей оценки свойств шероховатости необходимо знать ее высотные, шаговые параметры и параметр формы t_p .

Износостойкость, контактная жесткость, прочность пресовых посадок и другие эксплуатационные свойства сопрягаемых поверхностей деталей связаны с фактической площадью их контакта. Для определения опорной площади, которая образуется под рабочей нагрузкой, строят кривые относительной опорной длины профиля t_p . Для этого расстояние между линиями выступов и впадин делят на несколько уровней сечений профиля с соответствующими значениями p . Для каждого сечения по формулам (8.16) и (8.15) определяют значение t_p и строят кривую изменения опорной длины профиля (рис. 8.16). При выборе значений t_p следует учитывать, что с его увеличением требуются все более трудоемкие процессы обработки; например, при значении $t_p \approx 25$ %, определенном по средней линии профиля, можно применять чистовое точение, а при $t_p \approx 40$ %

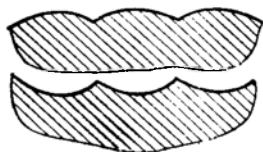


Рис. 8.15. Пример профилей неровностей поверхностей, имеющих разную форму, но одинаковое значение Ra

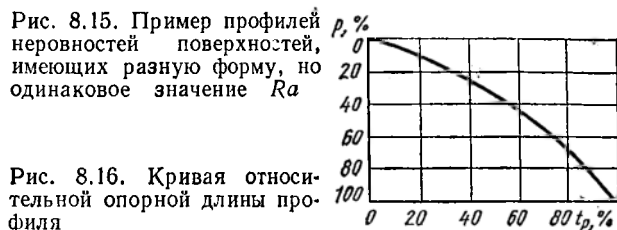


Рис. 8.16. Кривая относительной опорной длины профиля

необходимо хонингование. Опорная длина профиля l_p определяет значение пластической деформации поверхностей деталей при их контактировании.

Для неотвественных поверхностей шероховатость определяется требованиями технической эстетики, коррозионной стойкости и технологией изготовления.

Требование к шероховатости поверхности устанавливают путем указания параметра шероховатости (одного или нескольких), его числового значения (наибольшего, наименьшего, номинального и диапазона значений), а также базовой длины, на которой необходимо определить параметры шероховатости. В общем случае значение l выбирают по допускаемым значениям параметров Ra , Rz и $R_{\max}$ согласно табл. 8.2. Если параметры Ra , Rz и $R_{\max}$ должны быть определены на базовой длине, указанной в табл. 8.2, то ее в требованиях к шероховатости не указывают.

При указании номинальных значений параметров следует устанавливать допускаемые отклонения средних значений параметров шероховатости в процентах от их номинальных значений: 10; 20 или 40 %. Отклонения могут быть односторонними и симметричными. Требования к шероховатости с указанием номинальных значений параметров рекомендуется устанавливать только для ответственных деталей. Если требования к шероховатости поверхности не установлены, то поверхность контролю не подлежит.

Требования к шероховатости поверхности устанавливают без учета дефектов поверхности (царапин, раковин и т. д.) — при необходимости их указывают отдельно.

В обоснованных случаях устанавливают требования к направлению неровностей (табл. 8.3) и виду (или последовательности видов) обработки, если он единственный для обеспечения качества поверхности. Наименьшие коэффициент трения и износ трущихся деталей получают, когда направление движения не совпадает с направлением неровностей, например при произвольном направлении неровностей, возникающем при суперфинишировании и хонинговании.

Обозначение шероховатости поверхностей. Согласно ГОСТ 2.309—73 (СТ СЭВ 1632—79) шероховатость поверхностей обозначают на чертеже для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей детали, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шероховатость которых не обусловлена требованиями конструкции. Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рис. 8.17, а. В обозначении шероховатости поверхности, вид обработки которой конструктор не устанавливает, применяют знак, показанный на рис. 8.17, б; этот знак является

8.2. Соотношения параметров Ra , $R_{\max}$ и Rz и базовой длины l

Ra , мкм	$Rz = R_{\max}$, мкм	l , мм
До 0,025	До 0,10	0,08
Св. 0,025 до 0,4	Св. 0,10 до 1,6	0,25
Св. 0,4 до 3,2	Св. 1,6 до 12,5	0,8
Св. 3,2 до 12,5	Св. 12,5 до 50	2,5
Св. 12,5 до 100	Св. 50 до 400	8

8.3. Направление неровностей и их обозначения

Направление неровностей	Схематическое изображение	Обозначение направления риска	Направление неровностей	Схематическое изображение	Обозначение направления риска
Параллельное			Произвольное		
Перпендикулярное			Кругообразное		
Перекрещивающееся			Радиальное		

предпочтительным. В обозначении шероховатости поверхности, образуемой удалением слоя материала, например, точением, фрезерованием, сверлением, шлифованием, полированием, травлением и т. п., применяют знак, указанный на рис. 8.17, в. В обозначении шероховатости поверхности, образуемой без снятия слоя материала, например литьем, ковкой, объемной штамповкой, прокатом, волочением и т. п., применяют знак, показанный на рис. 8.17, г; поверхности, не обрабатываемые по данному чертежу, обозначают этим же знаком. Состояние поверхности, обозначенной этим знаком, должно удовлетворять требованиям, установленным соответствующим стандартом или техническими условиями на сортмент материала.

Значение параметра шероховатости Ra указывают в ее обозначении без символа, например 0,5; для остальных параметров — после соответствующего символа, например $R_{\max}$ 6,3; S_m 0,63; S 0,32; Rz 32; t_{50} 70. Здесь указаны наибольшие допустимые значения параметров шероховатости; их наименьшие значения не ограничиваются. В примере обозначения t_{50} 70 указана относительная опорная длина профиля $t_p = 70\%$ при уровне сечения профиля $p = 50\%$. При указании диапазона значений параметра шероховатости поверхности (наибольшего и наименьшего) в обозначении

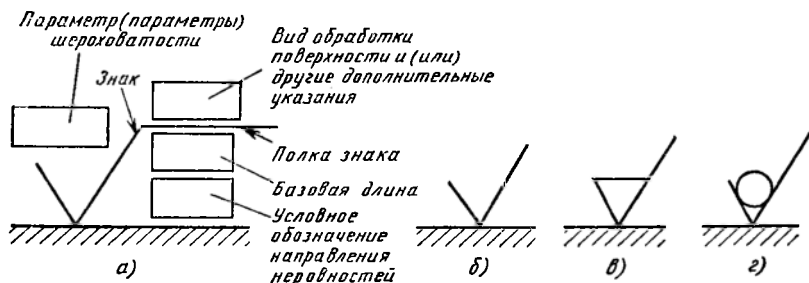


Рис. 8.17. Структура обозначения шероховатости поверхности

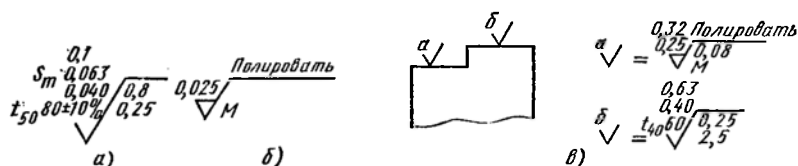


Рис. 8.18. Примеры обозначения шероховатости поверхности

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

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

В верхней строке приводят значение параметра, соответствующее большей шероховатости.

При указании номинального значения параметра шероховатости поверхности в обозначении приводят это значение с предельными отклонениями, например $1 \pm 20\%$; R_z 80_{-10%}; S_m 0,63^{+20%}; t_{50} 70_{±40%} и т. п.

При указании двух и большего числа параметров шероховатости поверхности в обозначении их значения записывают сверху вниз в следующем порядке (рис. 8.18, а): параметр высоты неровностей профиля (R_a не более 0,1 мкм; значение базовой длины l соответствует значениям, приведенным в табл. 8.2, и равно 0,25 мм); параметр шага неровностей профиля (S_m от 0,063 до 0,040 мм на базовой длине 0,8 мм); относительная опорная длина профиля (t_{50} 80_{±10%} на базовой длине 0,25 мм). Можно указывать вид обработки, если он является единственным для данной поверхности (рис. 8.18, б). Допускается применять упрощенное обозначение шероховатости поверхностей с разъяснением его в технических требованиях чертежа (рис. 8.18, в).

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий — выносков. При недостатке места допускается располагать обозначения шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, а также разрывать выносную линию (рис. 8.19, а). При изображении изделия с разрывом обозначение шероховатости наносят только на одной части изображения, по возможности ближе к месту указания размеров (рис. 8.19, б).

При указании одинаковой шероховатости для всех поверхностей детали обозначение шероховатости помещают в правом верхнем углу чертежа и на изображении не наносят (рис. 8.20, а). При ука-

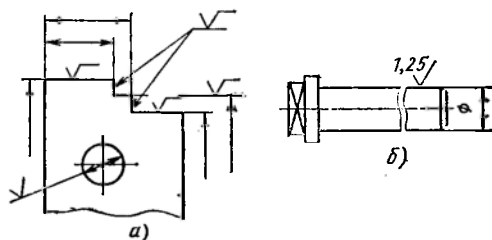


Рис. 8.19. Пример обозначения шероховатости на размерных или выносных линиях (а) и на деталях, изображенных с разрывом (б)

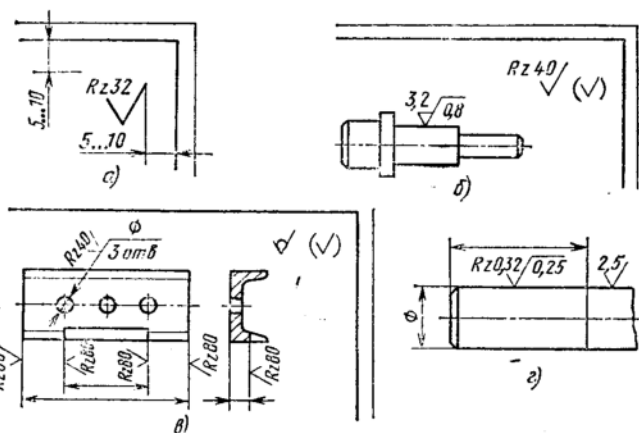


Рис. 8.20. Примеры специфических случаев обозначения шероховатости

зании одинаковой шероховатости для части поверхностей детали в правом верхнем углу чертежа помещают обозначение одинаковой шероховатости и знак, показанный на рис. 8.17, б (рис. 8.20, б). Это означает, что все поверхности, на изображении которых не нанесены обозначения шероховатости или знак, показанный на рис. 8.17, г, должны иметь шероховатость, указанную перед знаком в правом верхнем углу чертежа. Когда часть поверхностей изделия не обрабатывается по данному чертежу, в правом верхнем углу чертежа помещают знаки, показанные на рис. 8.20, в. Если шероховатость одной поверхности различна на отдельных участках эти участки разграничивают сплошной тонкой линией с нанесением соответствующих размеров и обозначений шероховатости (рис. 8.20, г).

8.5. ВОЛНИСТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

Под волнистостью поверхности понимают совокупности периодически повторяющихся неровностей, у которых расстояния между смежными возвышенностями или впадинами превышают базовую длину l . Волнистость занимает промежуточное положение между отклонениями формы и шероховатостью поверхности. Условием границы между различными порядками отклонений поверхности можно установить по значению отношения шага S_w к высоте неровностей W_z . При $(S_w/W_z) < 40$ отклонения относят к шероховатости поверхности, при $1000 \geq (S_w/W_z) \geq 40$ — к волнистости, при $(S_w/W_z) > 1000$ — к отклонениям формы.

Параметры волнистости установлены рекомендацией СЭИ (РС 3951—73). Высота волнистости W_z — среднее арифметическое из пяти ее значений ($W_1, W_2, \dots, W_5$), определенных на длин участка измерения L_w , равной не менее пяти действительным или большим шагам S_w волнистости (рис. 8.21, а):

$$W_z = (W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5)/5. \quad (8.17)$$

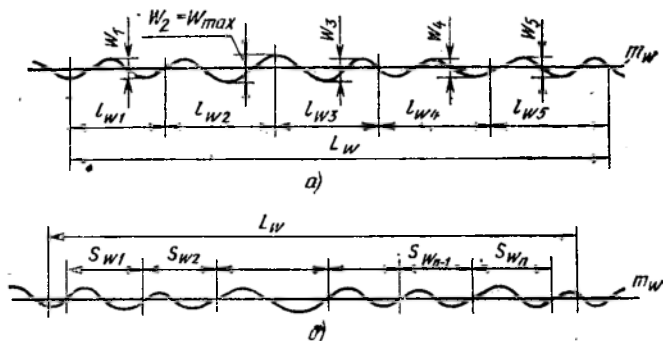


Рис. 8.21. Определение высоты (а) и шага (б) волнистости поверхности

Допускается непоследовательное расположение участков измерения.

Предельные числовые значения W_z следует выбирать из ряда: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм.

Отдельное измерение волнистости выполняют на длине l_{W1} , равной пятой части длины L_W . *Наибольшая высота волнистости* W_{max} — расстояние между наивысшей и наинизшей точками измеренного профиля в пределах длины L_W , измеренное на одной полной волне.

Средний шаг волнистости S_W — среднее арифметическое значение длин отрезков средней линии S_{W1} , ограниченных точками их пересечения с соседними участками профиля волнистости (рис. 8.21, б):

$$S_W = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{W1}. \quad (8.18)$$

Положение средней линии m_W определяется так же, как и положение средней линии профиля m шероховатости.

Форма волны зависит от причин, которые вызывают волнистость поверхности. Чаще волнистость имеет синусоидальный характер, что является следствием колебаний в системе станок — приспособление — инструмент — деталь, возникающих из-за неравномерности сил резания, наличия неуравновешенных масс, погрешностей привода и т. п.

8.6. ВЛИЯНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ, ВОЛНИСТОСТИ, ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ НА ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И КАЧЕСТВО МАШИН

Шероховатость, волнистость, отклонения формы и расположение поверхностей деталей, возникающие при изготовлении, а также в процессе работы машины под влиянием силовых и температурных деформаций и вибрации, уменьшают контактную жесткость стыковых поверхностей деталей и изменяют установленный при сборке начальный характер посадок.

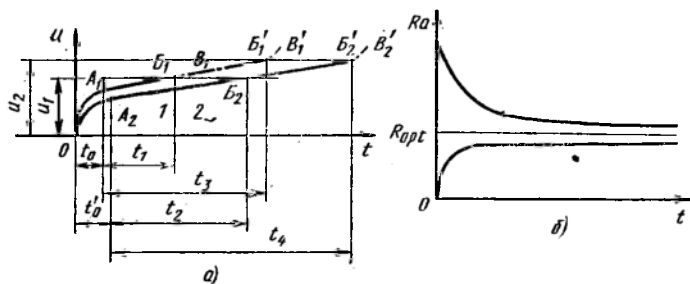


Рис. 8.22. Кривые, характеризующие износ вращающихся деталей:
 а — при разной износостойкости (1 — пониженной; 2 — повышенной); б — при разной начальной шероховатости

В подвижных посадках, когда трущиеся поверхности детали разделены слоем смазочного материала и непосредственно не контактируют, указанные погрешности приводят к неравномерности зазора в продольных и поперечных сечениях, что нарушает ламинарное течение смазочного материала, повышает температуру и снижает несущую способность масляного слоя. При пуске, торможении, уменьшении скоростей, перегрузках машин условия для трения с смазочным материалом не могут быть созданы, так как масляный слой не полностью разделяет трущиеся поверхности. В этом случае из-за отклонений формы, расположения и шероховатости поверхности контакт сопрягаемых поверхностей деталей машин происходит по наибольшим вершинам неровностей поверхностей.

При таком характере контакта давление на вершинах неровностей часто превышает допустимые напряжения, вызывая вначале упругую, а затем пластическую деформацию неровностей. Возможен отрыв вершин некоторых неровностей из-за повторной деформации, вызывающей усталость материала или выравнивание части материала с одной из трущихся поверхностей при «схватывании» (сцеплении) неровностей при их совместной пластической деформации под действием больших контактных напряжений. Происходит также сглаживание отдельных соприкасающихся участков трущихся пар. Вследствие этого в начальный период работы подвижных соединений (участки OA_1 и OA_2 на кривых, рис. 8.22, а) происходит интенсивное изнашивание деталей (процесс приработки), что увеличивает зазор между сопряженными поверхностями.

В процессе приработки размеры и даже форма неровностей на поверхности изменяются, при этом возникает определенная, в сторону движения детали, направленность неровностей. Получающуюся после приработки (при трении скольжения или качения с проскальзыванием) шероховатость, обеспечивающую минимальный износ и сохраняющуюся в процессе длительной эксплуатации машины (участки A_1B_1 и A_2B_2), называют *оптимальной*. Оптимальная шероховатость характеризуется высотой, шагом и формой неровностей (радиусом вершин, углом наклона неровностей в направлении движения и др.). Параметры оптимальной шероховатости зависят от

качества смазочного материала и других условий работы трущихся деталей, их конструкции и материала. Изменение начальной шероховатости можно проследить на примере испытаний компрессора. Перед испытаниями шероховатость наружной поверхности поршня соответствовала $Ra = 0,7 \dots 1$ мкм, а зеркала цилиндра $Ra = 0,2 \dots 0,3$ мкм. При работе компрессора применяли масло высокого качества, без твердых включений и загрязнений. После окончания испытаний (через 1000 ч) шероховатость поршня не изменилась, а шероховатость зеркала цилиндра соответствовала $Ra = 0,7 \dots 1,2$ мкм.

Процесс приработки зависит от размеров начальных неровностей трущихся поверхностей, свойств материала деталей, режима и условий работы механизма. Чем больше начальная шероховатость отличается от оптимальной, тем больше износ деталей (рис. 8.22, б), поэтому параметры шероховатости необходимо знать заранее и получать их при механической обработке или приработке деталей на стендах.

При прочих равных условиях заданную продолжительность работы детали, узла или механизма можно обеспечить, повысив износостойкость деталей ($t_2 > t_1$ на рис. 8.22, а) или увеличив коэффициент запаса на износ k_T , т. е. толщину u слоя металла, на которую допускается износ деталей ($t_3 > t_1$; $t_4 > t_2$).

При оптимальных значениях показателей качества поверхностного слоя материала (твердости, шероховатости и др.) скорость изнашивания деталей наименьшая, детали прирабатываются быстрее, возрастают долговечность машин и их точность. При сглаживании неровностей уменьшается (до некоторого предела) коэффициент трения. Очень важно установить минимально допускаемый износ деталей, при достижении которого должна быть прекращена эксплуатация механизма и проведен его ремонт, так как увеличенные зазоры могут вызвать дополнительные динамические нагрузки и интенсивное увеличение скорости изнашивания (участки $B_1B'_1$ и $B_2B'_2$).

Неровности, являясь концентраторами напряжений, снижают сопротивление усталости деталей, особенно при наличии резких переходов, выточек и т. п. Так, при уменьшении параметра шероховатости поверхности впадины нарезанной или шлифованной резьбы болтов от $Ra = 1,0$ мкм до $Ra = 0,1$ мкм допускаемая предельная амплитуда цикла напряжений увеличивается на 20—50 %, причем в большей степени для болтов из высокопрочных легированных термически обработанных сталей и в меньшей — для болтов из низколегированных и углеродистых сталей, что объясняется большей чувствительностью легированных сталей к концентрации напряжений.

При выглаживании поверхностей (после точения или шлифования) алмазными наконечниками с радиусом сферы или цилиндра 2—3 мм предел выносливости увеличивается на 25—40 %, износостойкость деталей из легированных сталей на 15—30 %. На грубообработанных поверхностях, особенно в местах концентрации напряжений, быстрее возникает и распространяется коррозия ме-

талла, сопротивление усталости в этом случае снижается в несколько раз. Шероховатость поверхности и твердость — управляемые факторы. Заданную шероховатость поверхности можно получить у всех деталей в партии; ее можно проверить без повреждения деталей.

В процессе монтажа и эксплуатации машин форма деталей может меняться. Отклонения формы и расположения поверхностей приводят к увеличению ускорения подвижных деталей и снижению точности кинематических пар. Чем меньше начальные значения этих отклонений, тем больше долговечность конструкции. Так, овальность зеркала цилиндра двигателей автомобилей ГАЗ-69, ГАЗ-51, ГАЗ-12 и др. после 400 ч работы двигателя под нагрузкой увеличивается от исходного значения 0,04 до 0,1—0,12 мм, а от 0,025 до 0,05—0,06 мм. При начальной овальности цилиндров двух двигателей 21 и 45 мкм износ после пробега автомобиля 22 000 км составляет соответственно 31 и 60 мкм, т. е. износ пропорционален овальности. При уменьшении конусообразности, овальности и седлообразности шеек коленчатых валов двигателей указанных автомобилей от 0,01 до 0,006 мм срок службы вкладышей подшипников повышается в 2,5—4 раза без появления очагов растрескивания и выкрашивания их рабочей поверхности.

В неподвижных посадках отклонения формы волнистость и шероховатость поверхностей приводит к уменьшению прочности соединения деталей вследствие неодинакового натяга и смятия гребней неровностей на сопрягаемых поверхностях при запрессовывании. Например, прочность прессового соединения вагонных осей со ступицами колес со средней высотой неровностей поверхности 36 мкм на 40—50 % ниже прочности соединения тех же деталей со средней высотой неровностей поверхности 18 мкм несмотря на то, что натяг до запрессовывания в первом случае на 15 % больше, чем во втором.

8.7. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ, РАСПОЛОЖЕНИЯ И ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Измерение отклонений формы. Отклонения формы определяют с помощью универсальных и специальных средств измерения. При этом используют поверочные чугунные плиты и плиты из твердых каменных пород (ГОСТ 10905—75), поверочные линейки типов ЛЧ, ЛТ, ЛД, ШП, ШПХ, ШД, УТ, ШМ (ГОСТ 8026—75), угольники типа УЛ, УЛП, УЛЦ, УП, УШ (ГОСТ 3749—77), призмы (ГОСТ 5641—82), плоскопараллельные концевые меры длины (ГОСТ 9038—83), уровни (ГОСТ 3059—75), натянутые струны и оптико-механические приборы, в которых роль образцовой прямой выполняет луч света.

При измерении отклонений от прямолинейности и плоскостности (рис. 8.23) используют поверочные линейки или концевые меры 1 с одинаковыми размерами, на которые устанавливают поверочную линейку 2. При контроле отклонений от плоскостности для установки параллельности верхних плоскостей линейки 1 служит уровень 3.

Рис. 8.23. Схемы контроля отклонений от прямолинейности и плоскостности с помощью:

а — поверочной линейки; б — поворотного плоскомера; в — визирного прибора; г — гидростатических уровней

Отклонения определяют либо с помощью дополнительной меры 4 и щупов, либо с помощью измерительных головок 5, установленных на штативах. Отклонение от прямолинейности протяженных, главным образом вертикальных, поверхностей можно определять сличением с параллельно натянутой струной. Расстояние между струной и изделием определяют с помощью микроинита или микроскопа. Для контроля неплоскостности можно использовать накладной поворотный плоскомер (рис. 8.23, б), снабженный индикаторной головкой с ценой деления шкалы 10 и 20 мкм. С помощью визирных приборов (рис. 8.23, в) измеряют расстояние от исследуемой поверхности до оптической оси трубы 1, устанавливаемой вблизи изделия Д. При наклоне каретки с зеркалом 2, вызванном отклонениями от плоскостности, проецируемое на зеркало изображение марки автоколлиматора возвратится в него смещенным на некоторую величину. Угловое смещение измеряют с помощью компенсатора 3. Выпускают также плоскомеры с гидростатическими уровнями (рис. 8.23, г), действующими по принципу сообщающихся сосудов. При этом используют две или несколько измерительных головок 1, соединенных между собой резиновыми шлангами 2. Установив головки в проверяемых точках, вращают микровинты 3 до соприкосновения их острия с поверхностью жидкости, отсчет показаний выполняют по шкалам. Погрешность измерения примерно $\pm 0,01$ мм.

Для определения отклонений от круглости применяют одно-, двух- и трехточечные приборы, кругломеры с прецизионным вращением детали или головки и интерферометры, сравнивающие контролируемую поверхность с образцовой. Огранку с нечетным числом

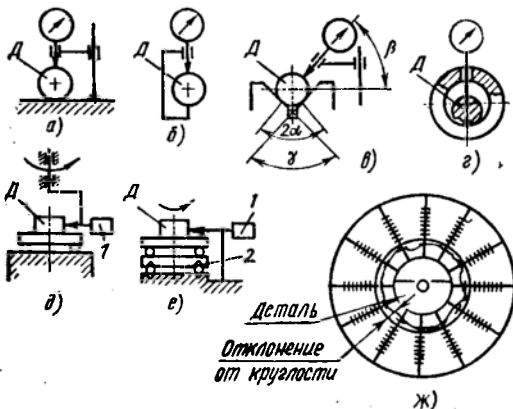
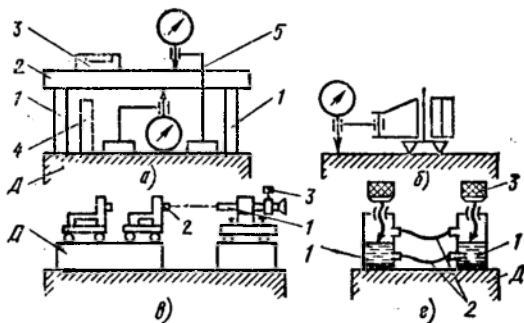


Рис. 8.24. Схема контроля отклонений от круглости с помощью:

а — одноточечного прибора; б — двухточечного прибора; в — прибора с призмой; г — прибора с базирующим кольцом; д — кругломера с вращающимся наконечником; е — кругломера с вращающейся деталью; ж — записи на круглограмме

8.4. Параметры трехточечных устройств для контроля огранок с различным числом граней

n	α°	γ°	β°	k		n	α°	γ°	β°	k
5	54	72	90	1		3; 5	45	90	90	2
7	38,5	103	90	1		7; 9	67,5	45	90	2
3; 9	30	120	90	1		3; 9	60	60	90	3
2; 3; 7; 8	36	108	90	1,4		3; 5; 7; 9	60	60	60	2
2; 5; 7	25	130	90	1,7		3; 5; 7; 9	30	120	30	2
5; 7	30	120	90	2		2	30	120	30	2,4

граней невозможно обнаружить ни однотоочечными (рис. 8.24, а) ни двухточечными (рис. 8.24, б) приборами. Для этого используют базирование на призме (рис. 8.24, в) или в кольце (рис. 8.24, г). При определении огранки на призме показания прибора умножают на коэффициент воспроизведения k , зависящий от числа граней n и угла призмы $\gamma = 180^\circ - 2\alpha$ (табл. 8.4). При измерении в кольце за отклонение принимают разность между наибольшим и наименьшим показаниями приборов.

Для воспроизведения реального профиля детали D служат кругломеры (ГОСТ 17353—80) с вращающимися наконечником 1 (рис. 8.24, д) или деталью (столон 2, рис. 8.24, е). Наконечник, соприкасаясь с поверхностью детали, совершает радиальные перемещения, которые автоматически в увеличенном масштабе вычерчиваются в полярных координатах записывающим механизмом на круглограмме (рис. 8.24, ж). Числовые значения некруглостей определяют с помощью прозрачного шаблона с концентрическими окружностями, накладываемого на круглограмму и перемещаемого до тех пор, пока одна из окружностей не займет положение прилегающей. В электрических схемах кругломеров предусмотрены частотные фильтры, позволяющие определять составляющие отклонений: эксцентриситет, овальность, огранки разных порядков, волнистость и т. д. На кругломерах различных типов можно контролировать наружные и внутренние поверхности детали диаметром 3—300 мм, длиной 100—1600 мм, с погрешностью 0,01—0,8 мкм, с увеличением перемещений наконечника от 2 до $2 \cdot 10^4$.

Отклонения расположения (от параллельности, перпендикулярности, соосности и т. д.) измеряют от прилегающих прямых и поверхностей, воспроизводимых с помощью дополнительных средств: поверочных плит, линейек L (рис. 8.25, а), валиков B (рис. 8.25, б), угольников $У$ (рис. 8.25, в) или специальных приспособлений $П$ (рис. 8.25, г—д). На рис. 8.26 показаны схемы контроля соосности осей валов и отверстий с использованием специальных приспособлений. Схемы, в которых использованы пневматические средства контроля, приведены на рис. 7.5. В качестве универсальных средств контроля отклонений расположения широко используют координатные измерительные машины (см. подразд. 7.2).

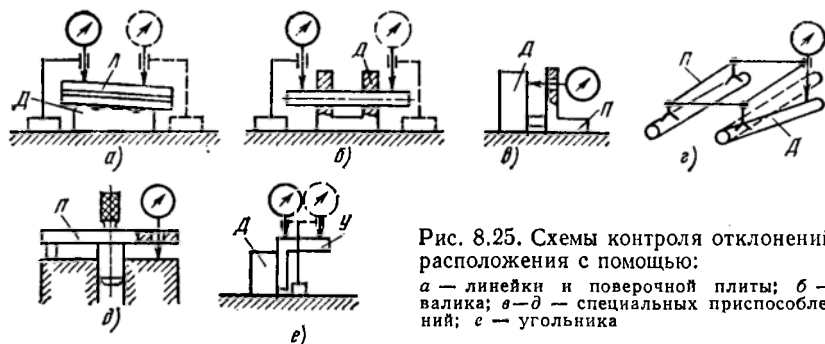


Рис. 8.25. Схемы контроля отклонений расположения с помощью:
а — линейки и поверочной плиты; *б* — валика; *в*—*д* — специальных приспособлений; *е* — угольников

✓ **Измерение шероховатости поверхности.** Качественный контроль шероховатости поверхности осуществляют путем сравнения с образцами или образцовыми деталями визуально или на ощупь. ГОСТ 9378—75 устанавливает образцы шероховатости, полученные механической обработкой, снятием позитивных отпечатков гальванопластикой или нанесением покрытий на пластмассовые отпечатки. Наборы или отдельные образцы имеют прямолинейные, дугообразные или пересекающиеся дугообразные расположения неровностей поверхности. На каждом образце указаны значение параметра Ra (в мкм) и вид обработки образца. Визуально можно удовлетворительно оценить поверхности с $Ra = 0,6 \dots 0,8$ мкм и более. Для повышения точности используют щупы и микроскопы сравнения, например, типа МС-48.

Количественный контроль параметров шероховатости осуществляют бесконтактными методами (с помощью приборов светового сечения типа МИС-11 и ПСС-2, микроинтерферометров, иммерсионно-репликовых микроинтерферометров МИИ-10, типа МИИ-4, МИИ-9, МИИ-11, МИИ-12, растровых измерительных микроскопов типа ОРМ-1 и др.) и контактными методами с помощью щуповых приборов (профилометров и профилографов). Характеристики основных приборов, выпускаемых заводами «Калибр» и ЛОМО, приведены в табл. 8.5. При выборе метода и типа прибора необходимо учитывать возможность контроля предписанного чертежом параметра, пределы измерения, допускаемые отклонения контролируемого параметра, погрешность измерения и прибора, производительность прибора, форму, размеры и материал детали и другие факторы. Контактные профилографы и профилометры, имеющие высокую точность, применяют для контроля наиболее ответственных измерений.

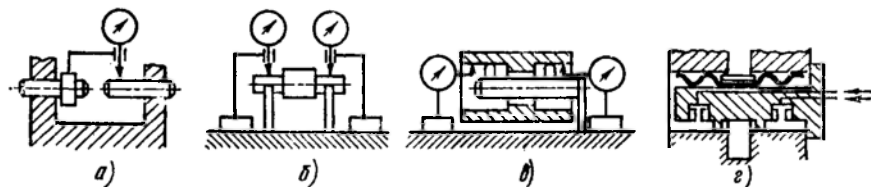


Рис. 8.26. Схемы контроля соосности отверстий (*а, в, г*); валов (*б*)

8.5. Характеристики приборов для контроля шероховатости

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

Игла прибора оставляет след (царапину) на поверхности детали, поэтому для контроля деталей из мягких материалов применяют бесконтактные приборы.

В бесконтактных приборах (типа ПСС-2 и МИС-11), принцип действия которых основан на измерении параметров проекции светового сечения исследуемой поверхности с помощью наклонно направленного к ней светового пучка (рис. 8.27, а), световой луч проходит через диафрагму 1 с узкой щелью и конденсор 2 и проецирует световую полосу поверхности 3 объективом 4 в фокальную плоскость окуляра 5. Высоту микронеровностей измеряют с помощью окуляра-микрометра (рис. 8.27, б).

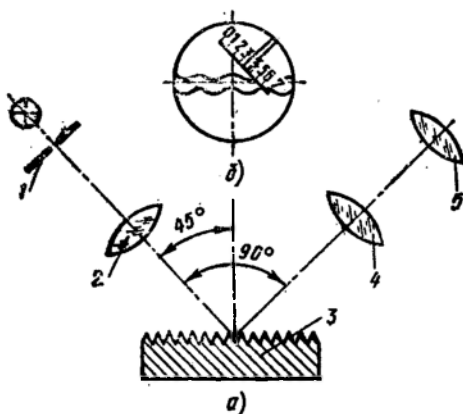


Рис. 8.27. Двойной микроскоп:
а — оптическая схема; б — поле зрения

Принцип действия интерферометров основан на использовании явления интерференции света, отраженного от образцовой и исследуемой поверхностей. Форма образующихся интерференционных полос зависит от вида и высоты (до 1 мкм) неровностей контролируемой поверхности. Принцип действия растровых микроскопов основан на явлении образования муаровых полос при наложении изображений элементов двух периодических структур (направленных следов обработки и дифракционной решетки). При наличии неровностей муаровые полосы искривляются. Высоту микронеровностей определяют по степени искривления муаровых полос.

В щуповых приборах контактного действия для измерения высоты неровностей используют вертикальные колебания иглы, перемещаемой по контролируемой поверхности. Колебания преобразуются в электрическое напряжение с помощью индуктивных, механических, пьезоэлектрических и других преобразователей. Так, профилограф-прсфилометр мод. 252, в котором использован индуктивный преобразователь, позволяет записывать профиль неровностей в увеличенном масштабе в виде профилограммы или измерять параметры шероховатости в цифровом виде по шкалам приборов (рис. 8.28). Прибор снабжен преобразователем, электронным измерительным блоком 7 со счетно-решающим блоком 8 и записывающим устройством 9. Индуктивный преобразователь выполняют в виде сдвоенного сердечника 5 с двумя катушками 6. Катушки и две половины первичной обмотки дифференциального входного трансформатора включены по мостовой схеме, питание которой происходит от генераторов 4 и 10 с частотой 10 кГц. При перемещении по контролируемой поверхности алмазная игла 3 преобразователя вместе с якорем 1, подвешенном на опоре 2, совершает крутильные колебания. Повороты якоря перераспределяют индуктивности ка-

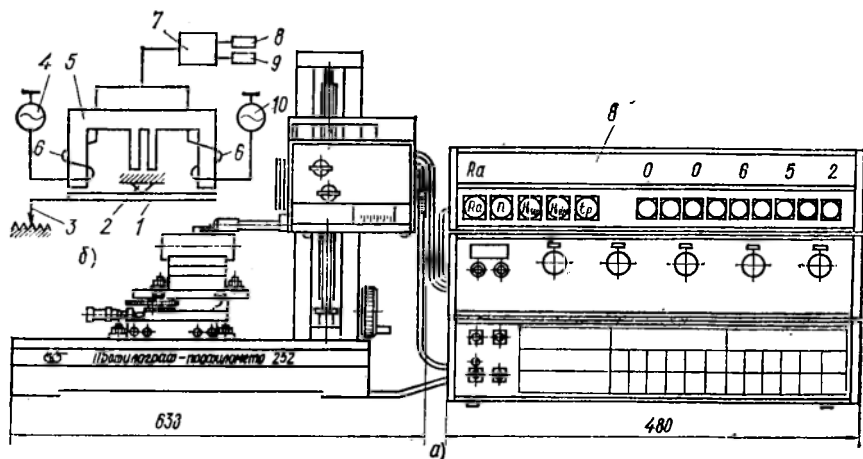


Рис. 8.28. Профилограф-профилометр:
а — общий вид; б — принципиальная схема

тушек, изменяя тем самым выходное напряжение дифференциального трансформатора. Изменения амплитуды напряжения характеризуют высоту микронеровностей, а изменение чистоты (при работе прибора в режиме профилометра) — их шаг. Числовые значения параметров определяют с помощью цифрового отсчетного устройства. При работе прибора в режиме профилографа изменения напряжения подаются на записывающее устройство.

В цеховых условиях возникает потребность в оперативном определении параметров шероховатости поверхности, а не в записи профилограмм. Для этих целей выпускают цеховые профилометры мод. 253 и 283, принцип действия которых основан на преобразовании колебаний иглы с помощью механотронного преобразователя

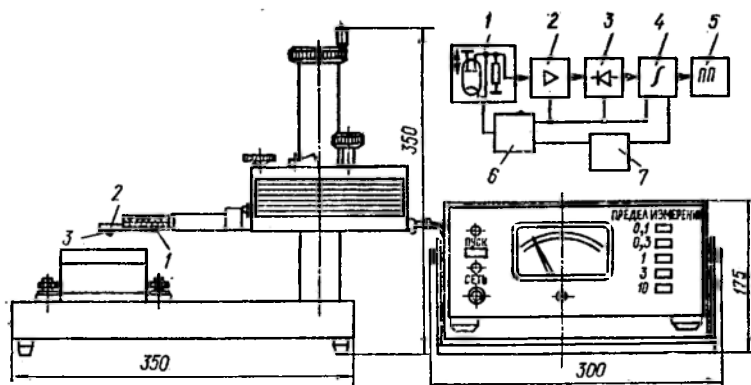


Рис. 8.29. Механотронный профилометр:
а — общий вид; б — принципиальная схема (1 — преобразователь; 2 — усилитель; 3 — выпрямитель; 4 — интегратор; 5 — показывающий прибор; 6 — источник питания; 7 — реле времени)

(рис. 8.29). Алмазная игла 3 закреплена на конце щупа 2, который через тонкую мембрану связан с подвижным анодом механотрона 1. Крепление механотрона с помощью кольца и пружины позволяет осуществлять его быструю замену и точное регулирование положения иглы относительно передней твердосплавной опоры. Игла перемещается с постоянной скоростью. С механотрона сигнал подается на усилитель, линейный выпрямитель, интегратор и стрелочный показывающий прибор, шкала которого проградуирована в значениях параметра Ra .

Профилометр мод. 283 имеет диапазон измерения Ra от 0,02 до 10 мкм, наименьший измеряемый диаметр внутреннего цилиндра 6 мм при глубине 20 и 18 мм при глубине 130 мм. Длина трассы составляет соответственно 1,5 и 4,5 мм. Для измерения шероховатости крупногабаритных деталей и в труднодоступных местах вначале снимают отпечаток поверхности — ее реплику, по которой оценивают параметры шероховатости.

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

9.1 ОСНОВНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ И СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

Гладкие цилиндрические соединения разделяют на подвижные и неподвижные. Основное требование, предъявляемое к ответственным подвижным соединениям, — создание между валом и отверстием наименьшего зазора, обеспечивающего трение со смазочным материалом, заданную несущую способность подшипника и сохранение указанного вида трения при увеличении зазора (в допустимых пределах) в процессе длительной эксплуатации машины, а для прецизионных соединений также точное центрирование и равномерное вращение вала. Основное требование, предъявляемое к неподвижным соединениям (разъемным и неразъемным), — обеспечение точного центрирования деталей и передача в процессе длительной эксплуатации заданного крутящего момента или осевой силы благодаря гарантированному натягу или дополнительному креплению деталей шпонками, стопорными винтами и т. п. Обеспечение наибольшей долговечности — общее требование ко всем соединениям деталей машин и приборов.

Основные отклонения. Для образования посадок с различным зазорами и натягами в системе ИСО и в Единой системе допусков и посадок (ЕСДП) для размеров до 500 мм предусмотрено 27 вариантов основных отклонений валов и отверстий. *Основное отклонение* — это одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии. Таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии (рис. 9.1). Основные отклонения отверстий обозначают прописными буквами латинского алфавита, валов — строчными. Основное отверстие обозначают буквой H, основной вал h. Отклонения A—H (a—h) предназначены для образования полей допусков в посадках с зазорами; отклонения J_s—N (j_s—n) — в переходных посадках, отклонения P—ZC (p—zc) — в посадках с натягом.

Каждая буква обозначает ряд основных отклонений, значения которых зависят от номинального размера.

Абсолютное значение и знак каждого основного отклонения вал (верхнего es для валов a—h или нижнего ei для валов j—zs) определяют по эмпирическим формулам (табл. 9.1). Основное отклонение вала не зависит от качества (даже когда формула содержит допуск IT).

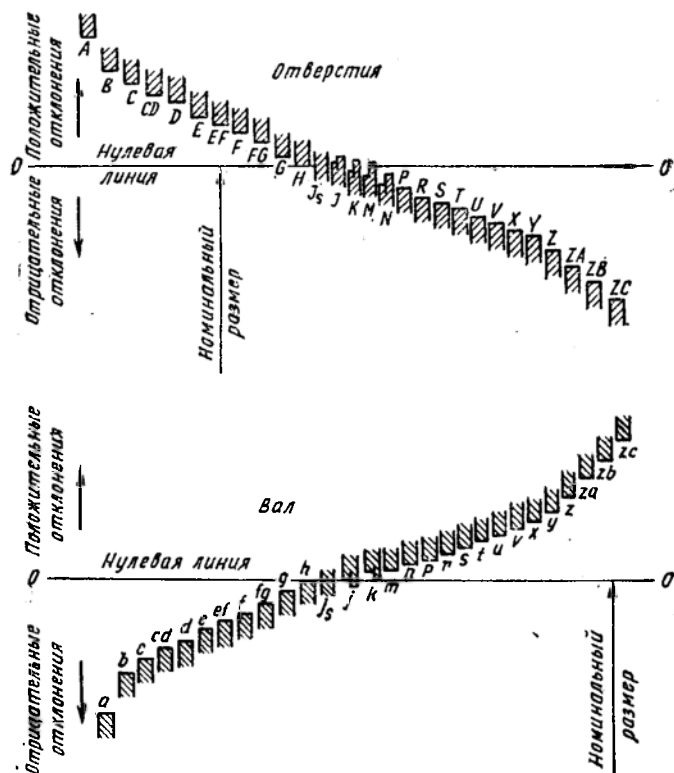


Рис. 9.1. Основные отклонения отверстий и валов, принятые в системе ИСО и ЕСПД

Основные отклонения отверстий построены так, чтобы обеспечить посадки в системе вала, аналогичные посадкам в системе отверстия. Они равны по абсолютному значению и противоположны по знаку основным отклонениям валов, обозначаемых той же буквой. Общее правило определения основных отклонений отверстий:

$EI = -es$ при основных отклонениях от A до H;

$ES = -ei$ при основных отклонениях от J до ZC. (9.1)

Это правило формулируется следующим образом: основное отклонение отверстия должно быть симметрично относительно нулевой линии основному отклонению вала, обозначенному той же (но строчной) буквой. Из этого правила сделано исключение для отверстий размером свыше 3 мм с отклонениями J, K, M и N до качества 8 и с отклонениями P—ZC до качества 7 включительно. Для них установлено специальное правило: $ES = -ei + \Delta$, где $\Delta = IT_n - IT_{n-1}$ — разность между допуском рассматриваемого качества (с которым сочетается данное основное отклонение) и допуском ближайшего точного качества.

9.1. Формулы основных отклонений валов диаметром до 500 мм
по ГОСТ 25346—82 (СТ СЭВ 145—75)

Верхнее отклонение e_s		Нижнее отклонение e_i	
a	$-(265 + 1,30D)$ для $D \leq 120$	От j_5 до 8	Формулы нет
		От k_4 до k_7	$-0,6 \sqrt[3]{D}$
	$-3,5D$ для $D > 120$	k в квалитетах до 3 и св. 7	0
b	Приблизительно $(-140 + 0,85D)$ для $D \leq 160$	m	$+IT7-IT6$
		n	$+5D^{0,34}$
	Приблизительно $-1,8D$ для $D > 160$	p	$+IT7 + (0 \dots 5)$
c	$-52D^{0,2}$ для $D \leq 40$	r	Среднегеометрическое значение e_i для p и s
	$-(95 + 0,8D)$ для $D > 40$	s	$+IT8 + (1 \dots 4)$ для $D \leq 50$
cd	Среднегеометрическое значение e_s для c и d		$+IT7 + 0,4D$ для $D > 50$
d	$-16D^{0,44}$	t	$+IT7 + 0,63D$
e	$-11D^{0,41}$	u	$+IT7 + D$
ef	Среднегеометрическое значение e_s для e и f	v	$+IT7 + 1,25D$
		x	$+IT7 + 1,6D$
f	$-5,5D^{0,41}$	y	$+IT7 + 2D$
fg	Среднегеометрическое значение e_s для f и g	z	$+IT7 + 2,5D$
		za	$+IT8 + 3,15D$
g	$-2,5D^{0,34}$	zb	$+IT9 + 4D$
h	0	zc	$+IT10 + 5D$
Примечания. 1. Для j_s оба предельных отклонения равны $+IT/2$. 2. Значения e_s и e_i в мкм при D в мм.			

Пример. Согласно табл. 7 в ГОСТ 25346—82 нижнее отклонение вала r для интервала размеров 18—30 мм составляет $e_i = +22$ мкм. По формуле (9.й) верхнее отклонение отверстия P для указанных размеров $ES = -e_i = -22$ мкм. Согласно специальному правилу для основного отклонения P $ES = -e_i + \Delta$. Так, для поля допуска $P7$ $\Delta = IT7 - IT6 = 21 - 13 = 8$ мкм и $ES = -22 + 8 = -14$ мкм.

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

Специальное правило формулируется так: две посадки в системе отверстия и в системе вала, в которых отверстие данного квалитета соединяется с валом ближайшего более точного квалитета (например, $\varnothing 30H7/p6$ и $\varnothing 30P7/h6$), должны иметь одинаковые зазоры или натяги (рис. 9.2).

Только для отверстий, определяемых по указанному специальному правилу, основные отклонения зависят от сочетаемого с ним квалитета. Во всех остальных случаях основные отклонения, обозначенные данной буквой, остаются неизменными при сочетании с различными квалитетами (изменяется лишь второе предельное отклонение).

У валов с отклонениями j_s и отверстий с отклонениями J_s (не имеющих основного отклонения) оба предельных отклонения определяют исходя только из допуска IT соответствующего квалитета. Для j_s и J_s поле допуска симметрично относительно нулевой линии.

Значения основных отклонений валов и отверстий для размеров до 500 мм приведены соответственно в табл. 7 и 8, значения основных отклонений валов и отверстий для размеров свыше 500 до 3150 мм — в табл. 15 ГОСТ 25346—82. Значения допусков квалитета IT и грубее для размеров до 500 мм, определенные по формуле (1.4), а также значения основных отклонений валов, определяемые по формулам табл. 9.1, округляют по правилам, приведенным в табл. 5 ГОСТ 25346—82. Значения допусков и основных отклонений для размеров свыше 500 до 3150 мм, определяемые по формулам, приведенным в табл. 10 и 12 ГОСТ 25346—82, округляют по тем же правилам. Числовые значения допусков и основных отклонений, приведенные в табл. 6—8, 14 и 15 ГОСТ 25346—82, позволяют применять ЕСПД, не прибегая к формулам или правилам, с помощью которых они определены.

Поля допусков. Поле допуска образуется сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одному из квалитетов. В соответствии с этим правилом поле допуска обозначают буквой (иногда двумя) основного отклонения и номером квалитета, например, для вала $h6$, $d11$, $ef9$; для отверстия $H6$, $D11$, $CD10$.

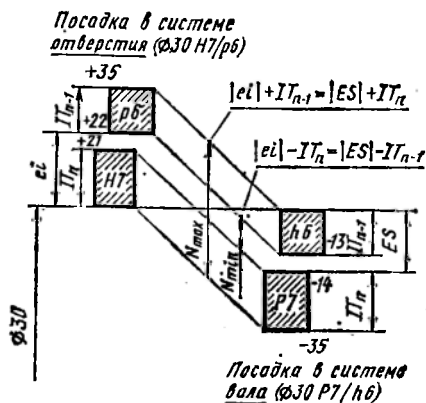


Рис. 9.2. Схема определения основных отклонений отверстий по специальному правилу

Поле допуска ограничено горизонтальной линией, определяемой основным отклонением (см. рис. 9.1). Второе предельное отклонение, ограничивающее данное поле допуска, можно определить по основному отклонению и допуску принятого качества. Если основное отклонение верхнее, то нижнее отклонение: для вала $e_i = e_s - IT$ для отверстия $E_i = E_s - IT$. Если основное отклонение нижнее, то верхнее отклонение: для вала $e_s = e_i + IT$; для отверстия $E_s = E_i + IT$ (отклонения e_i , e_s , E_i , E_s берут с учетом знака).

Исходными положениями при определении полей допусков ЕСДП являлись потребности промышленности стран—членов СЭВ и поля допусков по рекомендациям ИСО Р286 и Р1829. Это создает условия для технического сотрудничества стран—членов СЭВ с другими странами мира.

Ряды полей допусков для размеров менее 1 мм [см. табл. 1 и 2 ГОСТ 25347—82 (СТ СЭВ 144—75)] характеризуются большим набором полей и смещением их в сторону более точных качеств по сравнению с основными рядами полей допусков для размеров от 1 до 500 мм. Это отражает более высокие точностные требования в приборостроении.

Для размеров свыше 500 до 10 000 мм установлено сокращенное число полей допусков, и они смещены в сторону более грубых качеств по сравнению с рядами для размеров от 1 до 500 мм. В частности, уменьшено число полей допусков отверстий для посадок с натягом, которые в системе вала осуществлять нецелесообразно. Для размеров свыше 3150 до 10 000 мм [ГОСТ 25348—82 (СТ СЭВ 177—75)] посадки с натягом предусмотрены только в системе отверстия.

В соответствии с рекомендацией ИСО и практикой стран—членов СЭВ, а также ряда других стран из основных рядов полей допусков для размеров от 1 до 500 мм выделены *предпочтительные поля допусков*. Они обеспечивают 90—95 % посадок общего применения. Использование предпочтительных полей допусков способствует повышению уровня унификации изделий, сокращает номенклатуру режущих инструментов и калибров, создает благоприятные условия для кооперирования и организации централизованного производства для всех стран—членов СЭВ стандартного режущего инструмента и калибров на специализированных предприятиях (продукция которых имеет повышенное качество и в 3—5 раз дешевле продукции инструментальных цехов машиностроительных заводов).

Для размеров более 500 мм и менее 1 мм предпочтительные поля допусков не выделены, но в приложении 2 ГОСТ 25347—82 даны рекомендации по применению полей допусков в различных интервалах номинальных размеров менее 1 мм.

В отдельных технически обоснованных случаях может возникнуть необходимость в применении полей допусков, не вошедших в основные ряды. С целью упорядочения выбора таких полей допусков и соответствующих им числовых значений предельных отклонений установлены дополнительные поля допусков валов и отверстий для размеров 1—500 мм (см. приложение 3 ГОСТ 25347—82).

Посадки. Методика построения посадок. Для сопрягаемых деталей установлено лишь значение основного отклонения, т. е. расстояние от ближайшей границы поля допуска до нулевой линии. Верхнее (если поле допуска расположено выше нулевой линии) или нижнее (если поле допуска расположено ниже нулевой линии) отклонения определяют по основному отклонению и допуску выбранного квалитета.

Пример. Для вала $\varnothing 16h5$ по табл. 7 ГОСТ 25346—82 основное отклонение составляет $+12$ мкм, допуск квалитета 5 по табл. 6 того же стандарта IT5—8 мкм. Следовательно, нижнее отклонение вала $e_i = +12$ мкм, верхнее отклонение $e_s = 12 + 8 = +20$ мкм. Указанные отклонения можно определить также по табл. 7 ГОСТ 25347—82. Если допуск вала принять по квалитету 7, то e_i не изменится, $e_s = 12 + 18 = +30$ мкм (рис. 9.3).

Верхние отклонения полей допусков валов (от а до g) и нижние отклонения соответствующих отверстий (от А до G), применяемые для посадок с зазором, приняты одинаковыми по абсолютному значению. Следовательно, зазоры в одноименных посадках в системах отверстия и вала одинаковы.

Поля допусков свыше квалитета 7 для посадок с натягом в системе ИСО и ЕСДП построены так, что верхние отклонения валов в системе отверстия равны по абсолютному значению нижним отклонениям отверстий в системе вала, обозначенным теми же, но прописными буквами. Следовательно, наибольшие натяги в системах отверстия и вала одинаковы, так как допуски при одном и том же квалитете в обеих системах равны (см. рис. 9.3).

Преимущество ЕСДП в том, что в этой системе для всех диапазонов размеров установлены *рекомендуемые посадки* и для размеров 1—500 мм из них выделены *предпочтительные* (например, H7/f7, H7/p6 и т. п.).

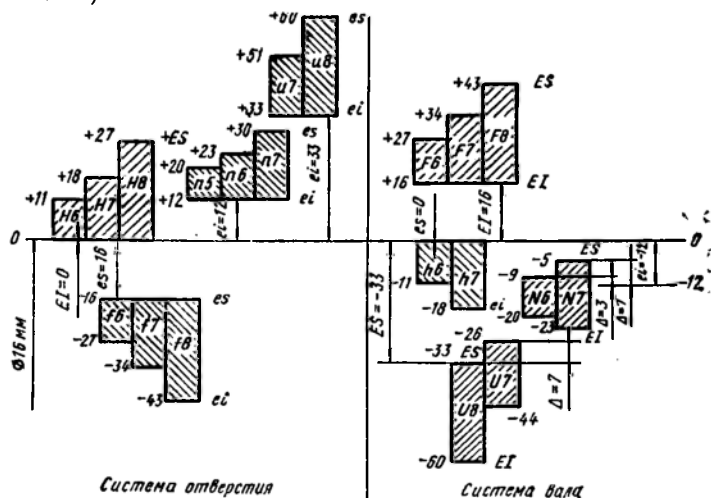


Рис. 9.3. Схема расположения полей допусков в системе ИСО и ЕСДП, иллюстрирующая образование посадок

Унификация посадок позволяет обеспечить однородность конструктивных требований к соединениям и облегчить работу конструкторов по назначению посадок. Комбинируя различные варианты предпочтительных полей допусков валов и отверстий, можно значительно расширить возможности системы по созданию различных посадок без увеличения набора инструментов, калибров и другой технологической оснастки. В каждой отрасли можно сократить число полей допусков и посадок, введя ограничительный стандарт (отраслевой или стандарт предприятия). Рекомендуемые посадки приведены в приложении 1 ГОСТ 25347—82.

Поскольку по экономическим соображениям посадки следует назначать главным образом в системе отверстия и реже в системе вала, то в ГОСТ 25347—82 предпочтительных посадок (образованных из предпочтительных полей допусков) в системе отверстия больше, чем в системе вала. В рекомендуемых и предпочтительных посадках точных квалитетов для размеров от 1 до 3150 мм допуски отверстия, как правило, на один-два квалитета больше допуска вала, поскольку точное отверстие технологически получить труднее, чем точный вал вследствие худших условий отвода теплоты, недостаточной жесткости, повышенной изнашиваемости и сложности направления режущего инструмента для обработки отверстий. Увеличение допуска отверстия при сохранении допуска посадки повышает срок службы разверток и протяжек, так как при этом уменьшается больший их износ по диаметру и большее число заточек. При малых диаметрах иногда технологически труднее обработать точный вал, чем точное отверстие, поэтому в рекомендуемых посадках для размеров менее 1 мм допуски отверстия и вала приняты одинаковыми. То же для посадок при размерах свыше 3150 до 10 000 мм.

ГОСТ 25347—82 в технически обоснованных случаях допускает применение посадок, отличающихся от рекомендуемых, но образованных из числа полей допусков валов и отверстий, предусмотренных этим стандартом. Однако и в этих случаях посадка должна относиться к системе отверстия или к системе вала.

9.2. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ И ПОСАДОК НА ЧЕРТЕЖАХ

Предельные отклонения линейных размеров указывают на чертежах условными (буквенными) обозначениями полей допусков или числовыми значениями предельных отклонений, а также буквенными обозначениями полей допусков с одновременным указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений (рис. 9.4, а—в).

Посадки и предельные отклонения размеров деталей, изображенных на чертеже в собранном виде, указывают дробью: в числителе—буквенное обозначение или числовое значение предельного отклонения отверстия либо буквенное обозначение с указанием справа в скобках его числового значения, в знаменателе — анало

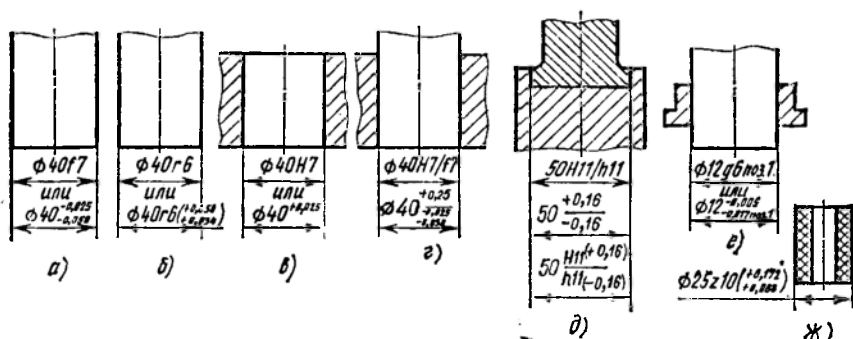


Рис. 9.4. Примеры обозначения полей допусков и посадок на чертежах

гичное обозначение поля допуска вала (рис. 9.4, г, д). Иногда для обозначения посадки указывают предельные отклонения только одной из сопрягаемых деталей (рис. 9.4, е).

В условных обозначениях полей допусков обязательно указывать числовые значения предельных отклонений в следующих случаях: для размеров, не включенных в ряды нормальных линейных размеров, например, $41,5 \text{ H7 } (+0,025)$; при назначении предельных отклонений, условные обозначения которых не предусмотрены ГОСТ 25347—82, например, для пластмассовой детали (рис. 9.4, ж) с предельными отклонениями по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75).

Предельные отклонения следует назначать для всех размеров, проставленных на рабочих чертежах, включая несопрягаемые и неотчетливые размеры. Если предельные отклонения для размера не назначены, возможны лишние затраты (когда стремятся получить этот размер более точным, чем нужно) или увеличение массы детали и перерасход металла (когда допускают грубые отклонения от номинального размера).

Для поверхности, состоящей из участков с одинаковым номинальным размером, но разными предельными отклонениями наносят границу между этими участками тонкой сплошной линией и номинальный размер с соответствующими предельными отклонениями указывают для каждого участка отдельно.

Точность гладких элементов металлических деталей, если для них отклонения не указывают непосредственно после номинальных размеров, а оговаривают общей записью, нормируют либо качествами (от 11 до 13 для размеров менее 1 мм и от 12 до 17 для размеров от 1 до 1000 мм), обозначаемыми IT, либо классами точности (точный, средний, грубый и очень грубый), установленными ГОСТ 25670—83 (СТ СЭВ 302—76). Допуски по классам точности обозначают t_1 , t_2 , t_3 и t_4 — соответственно для классов точности «точный», «средний», «грубый» и «очень грубый».

Неуказанные предельные отклонения для размеров валов и отверстий допускается назначать как односторонними, так и симметричными; для размеров элементов, не относящихся к отверстиям и валам, назначают только симметричные отклонения. Односторон-

ние предельные отклонения можно назначать как по квалитетам ($+IT$ или $-IT$), так и по классам точности ($+t$ или $-t$), симметричные предельные отклонения рекомендуется назначать по классам точности ($\pm t/2$), но допускается и по квалитетам ($\pm IT/2$). Квалитету 12 соответствует класс точности «точный», квалитету 14 — «средний», квалитету 16 — «грубый», квалитету 17 — «очень грубый» числовые значения неуказанных предельных отклонений приведены в ГОСТ 25670—83. Для размеров металлических деталей, обработанных резанием, неуказанные предельные отклонения предпочтительно назначать по квалитету 14 или классу точности «средний». Неуказанные предельные отклонения углов, радиусов закругления и фасок назначают по ГОСТ 25670—83 в зависимости от квалитета или класса точности неуказанных предельных отклонений линейных размеров.

9.3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК

Расчет и выбор посадок с зазором в подшипниках скольжения. Наиболее распространенным типом ответственных подвижных соединений являются подшипники скольжения, работающие со смазочным материалом. Для обеспечения наибольшей долговечности необходимо, чтобы при работе в установившемся режиме износ подшипников был минимальным. Это достигается при жидкостной смазке, когда поверхности цапфы и вкладыша подшипника полностью разделены слоем смазочного материала. Наибольшее распространение имеют гидродинамические подшипники, в которых смазочный материал увлекается вращающейся цапфой в постепенно сужающийся (клиновой) зазор между цапфой и вкладышем подшипника. В результате чего возникает гидродинамическое давление, превышающее нагрузку на опору и стремящееся расклинить поверхности цапфы и вкладыша. При этом вал отделяется от поверхности вкладыша и смещается по направлению вращения. Когда вал находится (штриховая линия на рис. 9.5) в состоянии покоя, зазор $S = D - d$. При определенной частоте вращения вала (остальные факторы постоянны) создается равновесие гидродинамического давления и сил действующих на опору. Положение вала в состоянии равновесия определяется абсолютным e и относительным $\chi = 2e/S$ эксцентриситетами. Поверхности цапфы и вкладыша подшипника при этом разделены переменным зазором, равным $h_{\min}$ в месте их наибольшего сближения и $h_{\max} = S - h_{\min}$ на диаметрально противоположной стороне. Наименьшая толщина масляного слоя $h_{\min}$ связана с относительным эксцентриситетом χ зависимостью

$$h_{\min} = 0,5S - e = 0,5S (1 - \chi). \quad (9.2)$$

Для обеспечения жидкостной смазки необходимо, чтобы микро неровности цапфы и вкладыша подшипника не зацеплялись, т. е. чтобы масляный слой не имел разрывов. Это возможно при толщине масляного слоя в самом узком месте

$$h_{\min} \geq h_{\text{ж.с}} \geq Rz_1 + Rz_2 + \Delta_\phi + \Delta_p + \Delta_{\text{изг}} + \Delta_d, \quad (9.3)$$

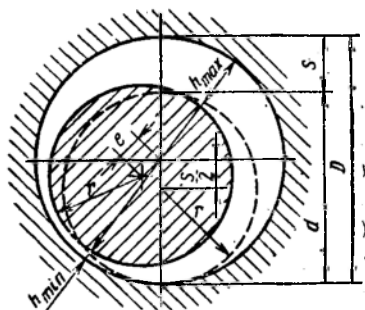


Рис. 9.5. Схема положения цапфы вала в состоянии покоя (штриховая линия) и при установившемся режиме работы подшипника

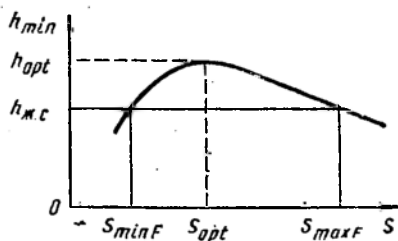


Рис. 9.6. Зависимость наименьшей толщины масляного слоя h_{min} от диаметрального зазора S

где $h_{ж.с}$ — толщина масляного слоя, при котором обеспечивается жидкостная смазка (иногда толщину $h_{ж.с}$ называют критической и обозначают $h_{кр}$); R_{z1} , R_{z2} — высота неровностей вкладыша подшипника и цапфы вала; Δ_ϕ , Δ_p — поправки, учитывающие влияние погрешностей формы и расположения цапфы и вкладыша; $\Delta_{изг}$ — поправка, учитывающая влияние изгиба вала и других деформаций деталей подшипникового узла; Δ_d — добавка, учитывающая отклонения нагрузки, скорости, температуры от расчетных, а также механические включения в масло и другие неучтенные факторы.

Методы определения величин, входящих в формулу (9.3), приведены в специальной литературе. Для упрощения расчета можно принять зависимость [13]

$$h_{min} \geq h_{ж.с} \geq k_{ж.с} (R_{z1} + R_{z2} + \Delta_d), \quad (9.4)$$

где $k_{ж.с}$ — коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя ($k_{ж.с} \geq 2$).

Кроме того, подшипник должен иметь необходимую несущую способность. Согласно гидродинамической теории смазки, несущая способность смазочного слоя в подшипнике (при его неразрывности) определяется уравнением [13]

$$R \approx (\mu \omega / \psi^2) l d C_R, \quad (9.5)$$

где R — радиальная сила, Н; μ — динамическая вязкость смазочного масла, Па·с; ω — угловая скорость цапфы, равная πn , рад/с; l — длина подшипника, м; d — диаметр цапфы, м; ψ — относительный зазор ($\psi = S/d$); C_R — безразмерный коэффициент нагруженности подшипника, зависящий от χ и l/d .

Следовательно, несущая способность подшипника при постоянной рабочей температуре увеличивается с увеличением вязкости масла, частоты вращения вала и размеров подшипника и уменьшением относительного зазора.

Следует указать, что несущая способность масляного клина, создаваемого при вращении элементов пары, значительно умень-

шается при наличии погрешностей расположения цапфы и вкладыша подшипника, а также погрешностей их формы в поперечном и продольном сечениях. Эти погрешности зависят от масштабного фактора, поэтому коэффициент $k_{ж.с}$ с увеличением диаметра подшипника должен увеличиваться.

Для выбора оптимальных посадок необходимо знать зависимости толщины масляного слоя в месте наибольшего сближения цапфы и вкладыша подшипника от зазора S . Гюмбелем получена зависимость $h_{\min} = f(S)$ при постоянных значениях отношения l/d и угла охвата подшипника, показанная на рис. 9.6. И. Н. Поздов экспериментально установил, что зависимость $h_{\min} = f(S)$ имеет один и тот же вид при различных режимах работы подшипника $\chi = \mu\omega/p$ и l/d (p — среднее давление). Жидкостная смазка создается лишь в определенном диапазоне диаметральных зазоров, ограниченном наименьшим $S_{\min F}$ и наибольшим $S_{\max F}$ функциональными зазорами.

Если после сборки диаметральный зазор в соединении равен $S_{\min F}$, то после приработки и некоторого времени работы механизма этот зазор достигает оптимального значения S_{opt} . При дальнейшем изнашивании трущихся деталей зазор увеличивается и при $S = S_{\max F}$ эксплуатация механизма должна быть прекращена из-за снижения его эксплуатационных показателей (см. рис. 8.22).

Получим уравнения для определения предельных функциональных зазоров. Разделив обе части уравнения (9.5) на ld и обозначив среднее давление на единицу площади проекции опорной поверхности подшипника $p = R/(ld)$, получим

$$p = \mu\omega C_R / \psi^2, \quad (9.6)$$

откуда

$$C_R = p\psi^2 / (\mu\omega). \quad (9.7)$$

Коэффициент C_R при постоянном значении l/d зависит от χ . Наилучшей аппроксимацией этой зависимости является уравнение

$$C_R = \frac{k}{1 - \chi} - m, \quad (9.8)$$

где k и m — коэффициенты, постоянные для данного значения l/d (значения k и m , определенные И. Н. Поздовым, приведены в табл. 17 работы [19]).

На основании уравнений (9.7) и (9.8)

$$\frac{k}{1 - \chi} - m = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}. \quad (9.9)$$

Подставив в уравнение (9.9) значения $\psi = S/d$ и $1 - \chi = 2h_{\min}/S$, найденные из уравнения (9.2), получим

$$0,5kS/h_{\min} - m = pS^2/(\mu\omega d^2). \quad (9.10)$$

Заменяв в уравнении (9.10) $h_{\min}$ на $h_{ж.с}$ и решив его относительно S , найдем

$$S_{\min F} = \frac{k\mu_1\omega d^2 - \sqrt{(k\mu_1\omega d^2)^2 - 16\rho h_{ж.с}^2 m\mu_1\omega d^2}}{4\rho h_{ж.с}}; \quad (9.11)$$

$$S_{\max F} = \frac{k\mu_2\omega d^2 + \sqrt{(k\mu_2\omega d^2)^2 - 16\rho h_{ж.с}^2 m\mu_2\omega d^2}}{4\rho h_{ж.с}}. \quad (9.12)$$

В уравнения (9.11) и (9.12) следует подставлять значения динамической вязкости масла μ_1 и μ_2 , которые соответствуют средним температурам смазочного слоя соответственно при $S_{\min F}$ и $S_{\max F}$. Для определения значений средних температур проводят тепловой расчет [13], который целесообразно выполнять на ЭВМ, используя метод последовательных приближений. Рекомендуется упрощенный метод выбора посадок для подшипников скольжения по относительному зазору ψ , определяемому по эмпирической формуле [13]

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{v}, \quad (9.13)$$

где v — окружная скорость цапфы, м/с.

Рассмотрим указанные методы расчета и выбора посадок на примере.

Пример. Подобрать посадку для подшипника с углом охвата 180° ($d = 150$ мм, $l = 180$ мм), работающего при $n = 600$ мин $^{-1}$ под нагрузкой $R = 58,8$ кН. Вкладыш выполнен из цинкового сплава ЦАМ 10-5 с шероховатостью поверхности, соответствующей $Rz_1 = 3,2$ мкм; цапфа стальная закаленная ($Rz_2 = 1,6$ мкм). Для смазывания подшипника применяется индустриальное масло И-20, имеющее при $t_{\text{раб}} = 50^\circ\text{C}$ динамическую вязкость $\mu = 0,017$ Па·с. Прогиб цапфы незначителен, имеют место частые остановки и пуск машины. Окружная скорость цапфы

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 150 \cdot 600}{60 \cdot 1000} \approx 4,7 \text{ м/с.}$$

$$\text{Угловая скорость } \omega = \frac{\pi n}{30} = 63 \text{ рад/с.}$$

Существующий метод расчета [13]. Определяем относительный зазор в подшипнике по формуле (9.13)

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{4,7} \approx 0,0012.$$

В качестве оптимального принимаем диаметральный зазор

$$S = \psi d = 0,0012 \cdot 150 = 0,18 \text{ мм.}$$

Коэффициент нагруженности подшипника находим из формулы (9.5):

$$C_R = \frac{58\,800 (0,0012)^2}{0,017 \cdot 0,15 \cdot 0,18 \cdot 63} \approx 2,93.$$

Относительный эксцентриситет при $l/d = 1,2$ и $C_R = 2,93$ находим по табл. 16 в работе [13]: $\chi = 0,76$.

Согласно формуле (9.2) наименьшая толщина масляного слоя при найденном диаметральный зазоре

$$h_{\min} = 0,5 \cdot 0,18 (1 - 0,76) = 0,0216 \text{ мм} = 21,6 \text{ мкм.}$$

Для обеспечения жидкостной смазки необходимо удовлетворить условие (9.4) неразрывности масляного слоя. Приняв $h_{ж.с} = 2$ и $\Delta_d = 2$ мкм, получим $h_{ж.с} = 2 (3,2 + 1,6 + 2) = 13,6$ мкм, т. е. $h_{\min} > h_{ж.с}$.

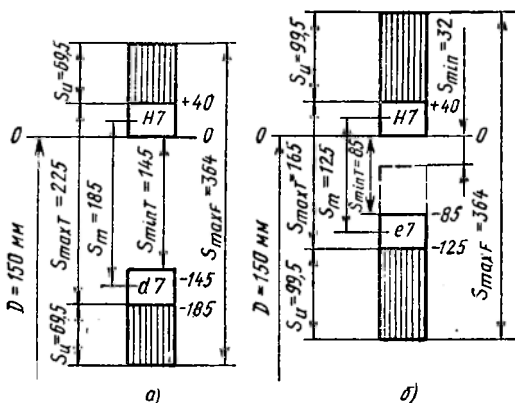


Рис. 9.7. Схемы полей допусков к расчету посадки с зазором (отклонения в микрометрах; S_u — запас на износ)

разд. 1.4 и 1.5, указанного расчета недостаточен. Для повышения долговечности необходимо создать запас на износ S_u . Для этого следует определить наименьший зазор $S_{\min F}$, при котором обеспечивается жидкостная смазка ($h_{\min} = h_{ж.с}$), затем по $S_{\min F}$ выбрать посадку и найти наибольший зазор $S_{\max F}$, при котором еще сохраняются жидкостная смазка и работоспособность подшипника. Зная запас на износ $S_u = 0,5 [(S_{\max F} - S_{\min T}) - (TD + Td)]$ и скорость изнашивания сопрягаемых деталей, можно определить время надежной работы соединения.

Для определения предельных функциональных зазоров найдем среднее давление

$$p = \frac{R}{lD} = \frac{58,8 \cdot 10^3}{0,19 \cdot 0,15} = 2,10 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Коэффициент $k = 0,972$. Для наименьшего зазора принимаем $t = 70^\circ \text{C}$ и $\mu_t = 0,0092 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Подставив в формулу (9.11) значения соответствующих параметров получим

$$S_{\min F} = \{0,972 \cdot 0,0092 \cdot 63 \cdot 0,15^2 - [(0,972 \cdot 0,0092 \cdot 63 \cdot 0,15^2)^2 - 16 \cdot 2,18 \cdot 10^6 \cdot 13,6^2 \cdot 10^{-12} \cdot 0,972 \cdot 0,0092 \cdot 63 \cdot 0,15^2]^{1/2}\} / (4 \cdot 2,18 \cdot 10^6 \cdot 13,6 \cdot 10^{-6}) \approx 318 \cdot 10^{-7} \text{ м} \approx 32 \text{ мкм.}$$

Ближайшей посадкой является посадка H7/f7 с наименьшим зазором $S_{\min T} = 43 \text{ мкм}$. Тогда расчетное значение относительного эксцентриситета $\chi \approx 0,2$. По мнению некоторых исследователей, не следует принимать значения χ , при которых возможны неустойчивый режим работы подшипниковой пары и вибрации вала (рис. 9.8). Чтобы избежать вибраций вала, выбираем другую ближайшую посадку по ГОСТ 25347—82: $\varnothing 150 \text{ H7/e7}$ с зазорами $S_{\min T} = 85 \text{ мкм}$; $S_m = 125 \text{ мкм}$ и $S_{\max T} = 165 \text{ мкм}$ (см. рис. 9.7, б). Проверим, обеспечивается ли при наименьшем зазоре этой посадки $S_{\min T} = 85 \text{ мкм}$ жидкостная смазка. Для этого по формуле (9.7) определим коэффициент нагруженности подшипника при $\psi = S/D = 0,085/150$:

$$C_R = \frac{2,18 \cdot 10^6 (0,085/150)^2}{0,0092 \cdot 63} = 1,21.$$

По табл. 16 в работе [19] при $l/D = 1,2$ и $C_R = 1,21$ находим $\chi = 0,55$.

Коэффициент запаса надежности толщины масляного слоя

$$k_{ж.с} = \frac{h_{\min}}{Rz_1 + Rz_2 + \Delta_d} = \frac{21,6}{3,2 + 1,6 + 2} \approx 3,2 > 2,$$

т. е. запас достаточный.

Приведенный расчет показывает, что при $S_{\text{opt}} = 0,18 \text{ мм}$ подшипник работает в условиях жидкостной смазки. Указанному зазору, который принимаем за средний, наиболее близко соответствует посадка $\varnothing 150 \text{ H7/d7}$ с зазорами: $S_{\min T} = 145 \text{ мкм}$, $S_m = 185 \text{ мкм}$ и $S_{\max T} = 225 \text{ мкм}$ (рис. 9.7, а).

Новый метод расчета. В соответствии с принципами, изложенными в под-

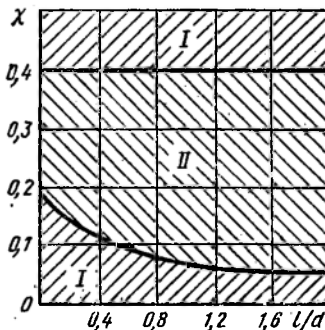


Рис. 9.8. Зоны устойчивой I и неустойчивой II работы подшипника скольжения в зависимости от χ при заданном l/d

Определим наименьшую толщину масляного слоя по формуле (9.2) $h_{\min} = 0,5 \cdot 0,085 (1 - 0,55) = 0,0191 \text{ мм} = 19,1 \text{ мкм}$.

Коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя $k_{ж.с} = 19,1 / (3,2 + 1,6 + 2) = 2,8 > 2$, т. е. запас обеспечивается.

Расчет показывает, что посадка по наименьшему зазору выбрана правильно, так как при $S_{\min T} = 0,085 \text{ мм}$ обеспечивается жидкостная смазка. Следовательно, указанный зазор $S_{\min}$ можно принять за $S_{\max F}$.

Определим наибольший функциональный зазор $S_{\max F}$. Для наибольшего зазора принимаем $t = 50^\circ \text{C}$ и $\mu_2 = 0,017 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Подставив в формулу (9.12) значение соответствующих параметров, найдем $S_{\max F} = 364 \text{ мкм}$.

Проверим, обеспечивается ли при таком зазоре жидкостная смазка. Относительный зазор $\psi = 0,364 / 150 = 0,00243$. Коэффициент нагруженности подшипника по формуле (9.7)

$$C_R = \frac{2,18 \cdot 10^8 \cdot 0,00243^3}{0,017 \cdot 63} = 11,98.$$

По значению $C_R = 11,98$ [13] находим относительный эксцентриситет $\chi = 0,91$. По формуле (8.2)

$$h_{\min} = 0,5 \cdot 364 (1 - 0,91) = 16,4 \text{ мкм}.$$

При этом коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя

$$k_{ж.с} = 16,4 / (3,2 + 1,6 + 2) = 2,4 > 2.$$

Таким образом, при $S_{\max F} = 364 \text{ мкм}$ обеспечивается жидкостная смазка.

В формулах (9.11) и (9.13) для определения $S_{\min F}$ и ψ соответственно не учтены температурные и силовые деформации вала и вкладыша, которые влияют на действительные зазоры. При практических расчетах функциональных зазоров в подшипниках скольжения эти факторы необходимо учитывать. Необходимо также определять момент трения на цапфе [13]. Для уменьшения возможного отрицательного влияния увеличенного диаметального зазора на точность вращения, например, шпинделя прецизионного металло-режущего станка, смонтированного на подшипниках скольжения, целесообразно начинать процесс резания только при установившихся скорости вращения шпинделя и температурном режиме.

Сравнение результатов расчета посадки существующим и новым методами. Новый метод расчета посадок позволяет установить дополнительный запас на износ, равный $(364 - 165) - (364 - 225) = 60 \text{ мкм}$ (см. рис. 9.7). Так, если годовой износ деталей составляет 60 мкм, долговечность соединений увеличивается примерно на один год без увеличения трудоемкости изготовления деталей. Коэффициенты запаса точности, найденные по формуле (1.18), при расчете существующим и новым методами:

$$K_T = \frac{364 - 145}{40 + 40} \approx 2,7; \quad K_T = \frac{364 - 85}{40 + 40} \approx 3,5.$$

Существующий метод расчета посадок с зазором, не обеспечивающий гарантированного запаса на износ деталей, можно применять только для машин, работающих непрерывно в установившемся режиме (например, гидротурбин электростанций). Новый метод расчета ответственных посадок особенно эффективен для нерегулируемых подшипников машин, работающих с частыми остановками

(большинства технологических, транспортных и других машин) а также для строительных, дорожных и других машин, узлы которых подвержены абразивному изнашиванию.

Для подтверждения правильности теоретических выводов И. Н. Поздовым проведены экспериментальные исследования зависимости толщины масляного слоя от диаметрального зазора (изменяющегося от 0,03 до 0,55 мм) между цапфой и вкладышем диаметром 56 мм при различных значениях параметров $\mu\omega/p$ и l/d . В результате исследований, проведенных с помощью емкостного метода измерений, установлено, что при наименьших зазорах $S_{\min F}$, определяемых по формуле (9.11) и соответствующих эксплуатационным условиям, создается достаточная для жидкостной смазки толщина масляного слоя и повышается долговечность соединений. При уменьшении зазора от S_{opt} до $S_{\min F}$ потери на трение в начальный период работы соединения увеличиваются на 2—8 %. Например, при замене посадки $\varnothing 150 \text{ H7/d7}$ посадкой $\varnothing 150 \text{ H7/e7}$ момент трения увеличивается на 7,5 %.

Новый метод расчета посадок с зазором при возвратно-поступательном движении соединяемых деталей рассмотрен в работе [19].

Примерные области применения некоторых рекомендуемых посадок с зазором (на примере посадок в системе отверстий). Посадку H5/h4 ($S_{\min} = 0$ и $S_{\max} = TD + Td$) назначают для пар с точным центрированием и направлением, в которых допускается проворачивание и продольное перемещение деталей при регулировании. Эти посадки можно использовать вместо переходных (в том числе для сменных частей). Для вращающихся деталей их применяют только при малых скоростях и нагрузках.

Посадку H6/h5 назначают при высоких требованиях к точности центрирования (например, пиноли в корпусе задней бабки токарного станка, измерительных зубчатых колес на шпинделях зубоизмерительных приборов), посадку H7/h6 (предпочтительную) — при менее жестких требованиях к точности центрирования (например, сменных зубчатых колес в станках, корпусов под подшипники качения в станках, автомобилях и других машинах, поршня в цилиндре пневматических инструментов, сменных втулок кондукторов и т. п.). Посадку H8/h7 (предпочтительную) назначают для центрирующих поверхностей, когда можно расширить допуски на изготовление при несколько пониженных требованиях к соосности.

ЕСДП допускает применение посадок H/h , образованных из полей допусков квалитетов 9—12 для соединений при низких требованиях к точности центрирования (например, для посадки шкивов, зубчатых колес, муфт и других деталей на вал с креплением шпонкой при передаче вращательного движения, при невысоких требованиях к точности механизма в целом и небольших нагрузках).

Посадки H5/g4 , H6/g5 и H7/g6 (последняя предпочтительная) имеют наименьший гарантированный зазор из всех посадок с зазором. Их применяют для точных подвижных соединений, требующих гарантированного, но небольшого зазора для обеспечения точного центрирования (например, золотника в пневматической сверлиль-

ной машине, шпинделя в опорах делительной головки, в плунжерных парах и т. п.).

Из всех подвижных посадок наиболее распространены Н7/ф7 (предпочтительная), Н8/ф8 и подобные им посадки, образованные из полей допусков квалитетов 6, 8 и 9. Например, посадку Н7/ф7 применяют в подшипниках скольжения малых и средних по мощности электродвигателей, поршневых компрессорах, в коробках скоростей станков, центробежных насосах, в двигателях внутреннего сгорания и других машинах.

Посадки Н7/е8, Н8/е8 (предпочтительные), Н7/е7 и посадки, подобные им, образованные из полей допусков квалитетов 8 и 9, обеспечивают легкоподвижное соединение при жидкостной смазке. Их применяют для быстровращающихся валов больших машин. Например, первые две посадки применяют для валов турбогенераторов и электромоторов, работающих с большими нагрузками. Посадку Н9/е9 применяют для крупных подшипников в тяжелом машиностроении, свободно вращающихся на валах зубчатых колес и других деталей, включаемых муфтами сцепления, для центрирования крышек цилиндров. В целях увеличения надежности машин эту посадку следует заменять аналогичной посадкой Н8/е8.

Посадки Н8/д9, Н9/д9 (предпочтительные) и подобные им посадки, образованные из полей допусков квалитетов 7, 10 и 11, применяют сравнительно редко. Например, посадку Н7/д8 применяют при большой частоте вращения и относительно малом давлении в крупных подшипниках, а также в сопряжении поршень — цилиндр в компрессорах, посадку Н9/д9 — при невысокой точности механизмов.

Посадки Н7/с8 и Н8/с9 характеризуются значительными гарантированными зазорами, используют для соединений с невысокими требованиями к точности центрирования. Наиболее часто эти посадки назначают для подшипников скольжения (с различными температурными коэффициентами линейного расширения вала и втулки), работающих при повышенных температурах (в паровых турбинах, двигателях, турбокомпрессорах, турбовозах и других машинах, в которых при работе зазоры значительно уменьшаются вследствие того, что вал нагревается и расширяется больше, чем вкладыш подшипника).

Расчетный зазор в посадке, определенный при нормальной температуре, должен быть увеличен на Δ_t для компенсации температурной деформации деталей соединения при работе механизма:

$$\Delta_t = b (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) D, \quad (9.14)$$

где $b = 0,7 \dots 1$ — коэффициент, учитывающий влияние конструкции подшипника и условия охлаждения на зазор; α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материала вала и вкладыша подшипника; Δt_1 и Δt_2 — разности между действительной (рабочей) температурой вала и вкладыша и нормальной температурой (20 °C); D — номинальный диаметр соединения, мм.

При выборе посадок (на основе расчета) необходимо учитывать отношение l/d : чем меньше это отношение, тем меньше должен быть наименьший зазор.

Расчет и выбор переходных посадок. Переходные посадки Н/Н/к, Н/м, Н/п используют в неподвижных разъемных соединениях для центрирования сменных деталей или деталей, которые при необходимости могут передвигаться вдоль вала. Эти посадки характеризуются малыми зазорами и натягами, что, как правило, позволяет собирать детали при небольших усилиях (вручную или с помощью молотка). Для гарантии неподвижности одной детали относительно другой соединения дополнительно крепят шпонками, стопорными винтами и другими крепежными средствами.

Переходные посадки предусмотрены только в квалитетах 4—7. Точность вала в этих посадках должна быть на один квалитет выше точности отверстия.

В переходных посадках при сочетании наибольшего предельного размера вала и наименьшего предельного размера отверстия всегда получается наибольший натяг, при сочетании наибольшего предельного размера отверстия и наименьшего предельного размера вала — наибольший зазор.

Выбор переходных посадок определяется требуемыми точностью центрирования и легкостью сборки и разборки соединения. Точность центрирования определяется радиальным биением втулки на валу (или вала во втулке), возникающим при зазоре и одностороннем смещении вала в отверстии. Погрешности формы и расположения поверхностей сопрягаемых деталей, смятие неровностей, а также износ деталей при повторных сборках и разборках приводят к увеличению радиального биения, поэтому для компенсации указанных погрешностей, а также для создания запаса точности наибольший допускаемый зазор в соединении необходимо определять по формуле

$$S_{\max} = F_r / K_T. \quad (9.1)$$

Здесь коэффициент запаса точности $K_T = 2 \dots 5$.

Легкость сборки и разборки соединений с переходными посадками, также характер этих посадок определяются вероятностью получения в них зазоров и натягов. Рассмотрим методику определения вероятного числа соединений с натягами и зазорами в этих посадках.

Дано соединение $\varnothing 60\text{H7}/\text{m6}$ (рис. 9.9). Натяг может быть в пределах от 0 до 30 мкм, зазор от 0 до 19 мкм. Допуск посадки, равный сумме допусков вала и отверстия

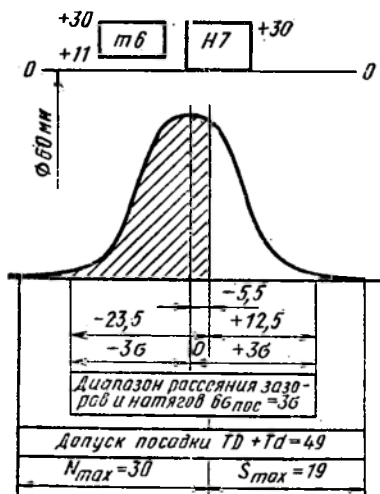


Рис. 9.9. Вероятность получения соединений с натягом и зазором в посадке $\varnothing 60\text{H7}/\text{m6}$

составляет 49 мкм. Считаем, что рассеяние размеров отверстия и валов, а также зазоров (натягов) подчиняется закону нормального распределения и допуск деталей равен полю рассеяния, т. е. $T = 6\sigma$. Учитывая принятые условия, получим

$$\sigma_{\text{отв}} = 30/6 = 5 \text{ мкм}; \quad \sigma_{\text{вала}} = 19/6 = 3,17 \text{ мкм.}$$

Среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_{\text{поо}} = \sqrt{\sigma_{\text{отв}}^2 + \sigma_{\text{вала}}^2}, \quad (9.16)$$

т. е. для данного примера $\sigma_{\text{поо}} = \sqrt{5^2 + 3,17^2} = 5,92 \approx 6 \text{ мкм.}$

При средних значениях размеров отверстия и вала получается натяг 5,5 мкм. Заштрихованная на рис. 9.9 площадь характеризует вероятность получения соединений с натягом. Вычислим вероятность того, что значения натяга находятся в пределах от 0 до 5,5 мкм, т. е. найдем площадь, ограниченную линией симметрии кривой и ординатой, расположенной на расстоянии 5,5 мкм от линии симметрии.

Для рассматриваемого примера $x = 5,5 \text{ мкм}$, $z = x/\sigma_{\text{поо}} = 5,5/6 \approx 0,91$. Пользуясь таблицей значений интегралов функций $\Phi(z)$ (см. приложение), находим $\Phi(z) = 0,3186$. Вероятность получения натягов в соединении: $0,5 + 0,3186 = 0,8186$, или 81,86 %. Вероятность получения зазоров (заштрихованная площадь под кривой распределения): $1 - 0,8186 = 0,1814$, или 18,14 %. Вероятные натяг $-5,5 - 3\sigma = -23,5 \text{ мкм}$ и зазор $-5,5 + 3\sigma = +12,5 \text{ мкм}$ практически являются предельными. Этот расчет приближенный, так как в нем не учтены возможности смещения центра группирования относительно середины поля допуска вследствие систематических погрешностей. При высоких требованиях к точности центрирования, а также при больших (особенно ударных) нагрузках и вибрациях назначают посадки с большим средним натягом, т. е. Н/п, Н/т. Чем чаще требуется разборка (сборка) узла и чем она сложнее и опаснее в смысле повреждения других деталей соединения (особенно подшипников качения), тем меньше должен быть натяг в соединении, т. е. следует назначать переходные посадки Н/к, Н/js.

Посадки Н/п характеризуются наибольшими средними натягами из всех переходных посадок. Их назначают для соединений, передающих значительные силы, при наличии ударов и вибраций, а также для тонкостенных втулок, не позволяющих применять крепежные детали. Соединения собирают с помощью пресса. Эти посадки назначают преимущественно для соединений, разбираемых только при капитальном ремонте изделия.

Посадки Н/т характеризуются меньшими средними натягами, чем посадки Н/п, но для разъема соединений с этими посадками необходимы значительные усилия, поэтому их назначают при высоких статических небольших динамических нагрузках, когда разборка-сборка соединения производится редко.

Посадки Н/к характеризуются средними зазорами, близкими к нулю, что обеспечивает хорошее центрирование. Их назначают,

например, для шпоночных соединений, применяемых для крепления на валах шкивов, зубчатых колес, муфт сцепления.

Посадки Н/я₃ дают в соединении преимущественно зазор. Их применяют для часто разбираемых соединений, а также в случаях когда сборка затруднена. Иногда эти посадки применяют вместо посадки Н/н с целью повышения точности центрирования, а также когда при пониженной точности изготовления необходимо получить такую же точность центрирования (например, Н7/я₆ вместо Н6/н5).

Расчет и выбор посадок с натягом. Посадки с натягом предназначены в основном для получения неподвижных неразъемных соединений без дополнительного крепления деталей. Иногда для повышения надежности соединения дополнительно используют шпонки, штифты и другие средства крепления, как, например, при креплении маховика на коническом конце коленчатого вала двигателя. Относительная неподвижность деталей обеспечивается силами сцепления (трения), возникающими на контактирующих поверхностях вследствие их деформации, создаваемой натягом при сборке соединения. Благодаря надежности и простоте конструкции деталей сборки соединений эти посадки применяют во всех отраслях машиностроения (например, при сборке осей с колесами на железнодорожном транспорте, венцов со ступицами червячных колес, втулок с валами, составных коленчатых валов, вкладышей подшипников скольжения с корпусами и т. д.).

Рассмотрим *общий случай расчета посадок с натягом*, когда соединение состоит из полого вала и втулки (рис. 9.10, а). Разность между диаметром вала и внутренним диаметром втулки до сборки определяет натяг N . При запрессовке деталей происходит растяжение втулки на величину N_D и одновременно сжатие вала на величину N_d , причем $N = N_d + N_D$. Из задачи определения напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах (задача Ламе) известны зависимости $N_D/D = pC_1/E_1$; $N_d/D = pC_2/E_2$.

Сложив почленно эти равенства и выполнив простые преобразования, получаем

$$N = pD [(C_1/E_1) + (C_2/E_2)], \quad (9.17)$$

где N — расчетный натяг; p — давление на поверхности контакта вала и втулки, возникающее под влиянием натяга; D — номинал

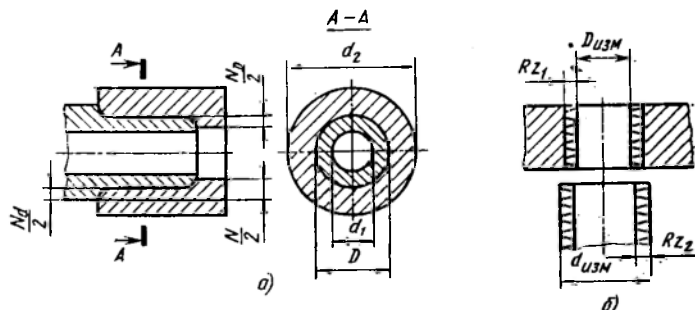


Рис. 9.10. Эскизы к расчету посадок с натягом

ный диаметр сопрягаемых поверхностей; E_1, E_2 — модули упругости материала втулки и вала; C_1, C_2 — коэффициенты, определяемые по формулам

$$C_1 = \frac{1 + (D/d_2)^2}{1 - (D/d_2)^2} + \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d_1/D)^2}{1 - (d_1/D)^2} - \mu_2.$$

Здесь D, d_1 и d_2 — диаметры (см. рис. 9.10, а); μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона (для стали $\mu \approx 0,3$; для чугуна $\mu \approx 0,25$).

Значение коэффициентов C_1 и C_2 даны в книгах по деталям машин.

Для заданных материалов и размеров соединяемых деталей натяг зависит от давления $p_{\min}$, которое определяют из условия обеспечения неподвижности соединяемых деталей при эксплуатации, т. е. из условия прочности соединения. Относительного смещения деталей в соединении при нагружении осевой силой P не произойдет, если расчетное усилие равно или меньше возникающих на поверхности сил трения:

$$P \leq \pi D l p f_1, \quad (9.18)$$

откуда

$$p_{\min} \geq P / (\pi D l f_1), \quad (9.19)$$

где l — длина соединения; f_1 — коэффициент трения (сцепления) при продольном смещении деталей; $\pi D l$ — номинальная площадь контакта сопрягаемых деталей. Фактическая площадь контакта зависит от натяга, физико-механических свойств материалов сопрягаемых деталей и других факторов.

При нагружении соединения крутящим моментом это условие имеет вид

$$M_{кр} \leq \pi D l p f_2 D / 2, \quad (9.20)$$

откуда

$$p_{\min} \geq 2 M_{кр} / \pi D^2 l f_2, \quad (9.21)$$

где f_2 — коэффициент трения (сцепления) при относительном вращении деталей.

При одновременном нагружении соединения крутящим моментом и сдвигающей силой расчет следует выполнять по равнодействующей

$$T = \sqrt{(2 M_{кр} / D)^2 + P^2} \leq \pi D l p f, \quad (9.22)$$

откуда

$$p_{\min} \geq T / \pi D l f. \quad (9.23)$$

Коэффициент трения (сцепления) в соединениях с натягом зависит от материала сопрягаемых деталей, шероховатости их поверхностей, натяга, вида смазки, направления смещения деталей и других факторов. В практических расчетах для деталей из стали и чугуна приближенно можно принять $f \approx 0,08$ (при сборке под прессом) и $f \approx 0,14$ (при сборке с нагревом охватываемой детали или с охлаждением охватываемой [13]).

На основании формул (9.17), (9.19) и (9.21) наименьший расчетный натяг:

при осевом нагружении

$$N_{\min \text{ расч}} = \frac{P}{\pi l f_1} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right); \quad (9.24)$$

при нагружении крутящим моментом

$$N_{\min \text{ расч}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{\pi D l f_2} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right). \quad (9.25)$$

Необходимо также обеспечить прочность соединяемых деталей. В этом случае расчет следует выполнять по наибольшему допускаемому давлению $p_{\text{доп}}$. Согласно теории наибольших касательных напряжений, наиболее близко соответствующей экспериментальным данным, условие прочности деталей заключается в отсутствии пластической деформации на контактной поверхности втулки при

$$p_{\text{доп}} \leq 0,58\sigma_T [1 - (D/d_2)^2] \quad (9.26)$$

и на поверхности вала при

$$p_{\text{доп}} \leq 0,58\sigma_T [1 - (d_1/D)^2], \quad (9.27)$$

где σ_T — предел текучести материала деталей при растяжении.

Однако для деталей из пластических материалов при статическом нагружении допускается пластическая деформация.

Наибольший расчетный натяг, при котором возникает наибольшее допускаемое давление $p_{\text{доп}}$, находят по формуле, аналогичной (9.17):

$$N_{\max \text{ доп}} = p_{\text{доп}} D (C_1/E_1 + C_2/E_2). \quad (9.28)$$

В формулы (9.24), (9.25) и (9.28), по которым определяют натяг, должны быть внесены следующие поправки.

Поправка и. При определении размеров соединяемых вала и отверстия измерительные наконечники прибора опираются на вершины неровностей их поверхностей. Натяг $N_{\text{изм}} = d_{\text{изм}} - D_{\text{изм}}$. Следовательно, высота неровностей входит в размеры деталей и натяг (рис. 9.10, б). В процессе запрессовки неровности на контактных поверхностях деталей сминаются и в соединении создается меньший натяг, что уменьшает прочность соединения. Смятие неровностей зависит от их высоты, метода и условий сборки соединения (со смазочным материалом или без него), механических свойств материала деталей и других факторов. По результатам исследований Е. Ф. Бажелуковой, поправку u на смятие неровностей контактных поверхностей необходимо определять по следующим формулам:

для материалов с различными механическими свойствами

$$u = 2 (k_1 R_{z1} + k_2 R_{z2}), \quad (9.29)$$

где k_1 и k_2 — коэффициенты, учитывающие высоту смятия неровностей отверстия втулки и вала (табл. 9.2); R_{z1} и R_{z2} — высота неровностей поверхностей отверстия и вала;

для материалов с одинаковыми механическими свойствами

$$u = 2k (R_{z1} + R_{z2}). \quad (9.30)$$

При малых R_z следует выбирать меньшие значения k_1 , k_2 и k .

9.2. Значение коэффициентов k , k_1 и k_2

Метод сборки соединения		k	k_1	k_2
			Материал деталей	
			Сталь 45 или чугун	Бронза или сталь 45
Механическая запрессовка при нормальной температуре	без смазочного материала	0,25—0,5	0,1—0,2	0,6—0,8
	со смазочным материалом	0,25—0,35		
С нагревом охватывающей детали		0,4—0,5	0,3—0,4	0,8—0,9
С охлаждением вала		0,6—0,7		

Параметр Rz не зависит от диаметра соединяемых деталей, а зависит только от метода и режима обработки, поэтому влияние высоты неровностей на натяг тем сильнее, чем меньше диаметр и больше высота неровностей. При механической запрессовке наибольшая прочность соединения достигается при малой шероховатости, а при сборке с охлаждением или нагревом — при большой шероховатости.

Поправка u_t . Вследствие отличия рабочих температур деталей от температуры при сборке, а также различия температурных коэффициентов линейного расширения материалов натяг в соединении может меняться.

Поправка

$$u_t = [\alpha_1 (t_{p1} - t) - \alpha_2 (t_{p2} - t)] D, \quad (9.31)$$

где α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материала деталей; t_{p1} и t_{p2} — рабочая температура деталей; t — температура при сборке соединения; D — номинальный диаметр соединения.

При равенстве рабочих температур соединяемых деталей, т. е. при $t_{p1} = t_{p2} = t_p$ формула (9.31) принимает вид

$$u_t \approx (\alpha_1 - \alpha_2) (t_p - t) D. \quad (9.32)$$

При $t_{p1} = t_{p2} > t$ и $\alpha_1 > \alpha_2$ поправку u_t вносят со знаком плюс, при $t_{p1} = t_{p2} < t$ и $\alpha_1 > \alpha_2$ со знаком минус.

Поправка $u_{ц}$. В быстровращающихся деталях давление на посадочных поверхностях может быть ослаблено центробежными силами. Эти силы существенно уменьшают натяг только при больших диаметрах деталей, вращающихся с весьма большой скоростью (например, дисков паровых и газовых турбин). Для стальных деталей диаметром до 500 мм, вращающихся со скоростью до 30 м/с, $u_{ц} = 1 \dots 4$ мкм. В таких случаях эту поправку можно не учитывать.

Поправка $u_{у.д}$ учитывает увеличение контактного давления у торцов охватывающей детали. Ее вводят, чтобы уменьшить давление в середине соединения. Поправку $u_{у.д}$ определяют графически (см. рис. 87) в работе [19].

Поправка u_v учитывает воздействие вибрации и ударов. Определяют ее на основе опытных данных.

На прочность соединений с натягом влияют также погрешность формы сопрягаемых поверхностей, уменьшающие площади контакта поэтому погрешность формы не должна превышать определенно доли допуска на изготовление детали. Соединения с натягом, детали которых испытывают упругую деформацию, допускают разборку и повторную сборку, но при этом из-за смятия неровностей прочность соединений несколько уменьшается. Потери прочности оценивают экспериментально.

В процессе эксплуатации прочность соединений с натягом в большинстве случаев уменьшается, что объясняется влиянием ползучести материала и релаксации напряжений. Например, для соединения втулки с $D = l = 30$ мм из чугуна Сч 18 с валом из бронзы БрАЖ 9—4 того же диаметра при продольной запрессовке с натягом $N = 30$ мкм начальная разрывная сила составляет 7845 Н. После 5000 ч работы при температуре 100 °С разрывная сила уменьшается до 3355 Н. При сочетании некоторых металлов под влиянием давления, температуры и других факторов происходит диффузия и спекание части металла, увеличивается коэффициент сцепления и повышается прочность соединения. Так, если в предыдущем примере в качестве материала вала взять сталь 45 и повысить температуру эксплуатации до 200 °С, разрывная сила после 5000 ч работы увеличится от 23 130 до 28 030 Н (данные получены Е. Ф. Бежелуковой).

Существуют два метода расчета посадок с натягом, сущности которых рассмотрим на следующем примере.

Пример. Подобрать посадку с натягом для соединения ($D = 185$ мм; $d_1 = 110$ мм; $d_2 = 265$ мм; $l = 170$ мм), которое работает без вибраций и нагружено осевой силой $P = 392,2$ кН. Детали изготовлены из стали 40 ($E_1 = E_2 = 206$ ГПа; $\sigma_T = 313$ МПа) параметры шероховатости $R_{z1} = 8$ мкм, $R_{z2} = 7$ мкм. Рабочая температура детали: соединения близка к температуре сборки. Сборку производят при нагреве охватываемой детали, поэтому принимаем $f = 0,14$.

Существующий метод расчета. По формуле (9.24) определяем наименьший расчетный натяг

$$N_{\min \text{ расч}} = \frac{392,2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,17 \cdot 0,14} \left(\frac{3,22}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{1,83}{2,06 \cdot 10^{11}} \right) \approx 128 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 128 \text{ мкм.}$$

Значения коэффициентов C_1 и C_2 взяты из работы [13].

Находим поправки к расчетному натягу. Исходя из условий задачи принимаем $u_t = 0$ и $u_{\text{ц}} = 0$. Поправку на смятие неровностей поверхностей деталей определяем по формуле (9.30). По табл. 9.2 находим коэффициент $k = 0,4$, тогда $u = 2 \cdot 0,4 (8 + 7) = 12$ мкм.

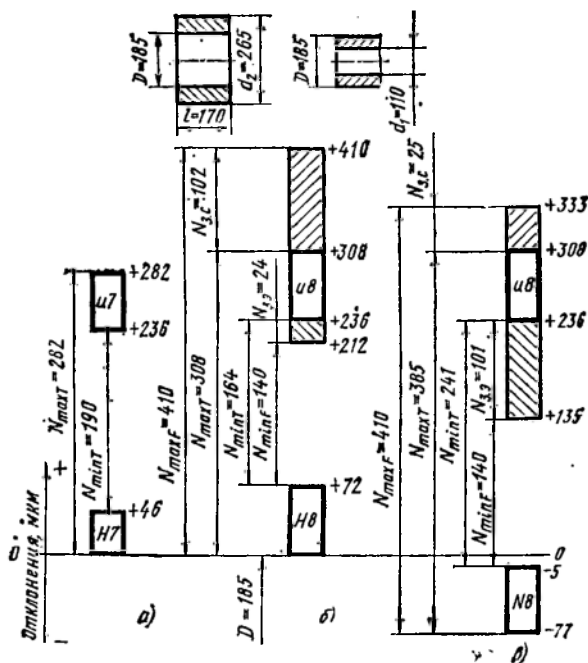
Наименьший функциональный натяг $N_{\min F}$, при котором обеспечивается прочность соединения, равен $128 + 12 = 140$ мкм.

Ближайшей посадкой, обеспечивающей этот натяг согласно ГОСТ 25347—82 является посадка Н7/у7, для которой $N_{\min T} = 190$ мкм, $N_{\max T} = 282$ мкм (рис. 9.11, а).

Далее проверяем прочность соединяемых деталей при наибольшем табличном натяге $N_{\max T}$. Для этого по формуле (9.17) находим давление при указанном натяге

$$p = \frac{N_{\max T}}{D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{282 \cdot 10^{-6}}{0,185 \left(\frac{3,22}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{1,83}{2,06 \cdot 10^{11}} \right)} = 62,2 \text{ МПа.}$$

Рис. 9.11. Схемы расположения полей допусков к расчету посадок с натягом



Согласно условиям (9.26) и (9.27) допускаемое давление: на контактной поверхности втулки

$$p_{\text{доп}} \leq 0,58 \cdot 313 \cdot 10^6 \left[1 - \left(\frac{0,185}{0,265} \right)^2 \right] = 93,2 \text{ МПа};$$

на поверхности вала

$$p_{\text{доп}} \leq 0,58 \cdot 313 \cdot 10^6 \left[1 - \left(\frac{0,110}{0,185} \right)^2 \right] = 117,7 \text{ МПа}.$$

Условие прочности деталей заключается в отсутствии пластической деформации на контактирующих поверхностях деталей, что обеспечивается при $p \leq p_{\text{доп}}$. Сравнение допускаемого давления $p_{\text{доп}}$ с давлением, возникающим при наибольшем табличном натяге, показывает, что имеется запас прочности втулки, равный $(93,2/62,2) \approx 1,5$, и вала $(117,7/62,2) \approx 1,9$.

При перегрузках детали соединения не разрушаются, а разъединяются, поэтому создаваемый при таком методе расчета запас прочности соединяемых деталей является фиктивным; это является основным недостатком данного метода расчета.

Новый метод расчета. Посадки следует выбирать не по натягу, определенному по воспринимаемой соединением осевой силе или крутящему моменту, а по наибольшему допускаемому натягу, найденному из условия прочности соединяемых деталей, т. е. по формуле (9.28). С учетом найденного ранее значения $p_{\text{доп}}$ получаем

$$N_{\text{спл доп}} = 93,2 \cdot 10^6 \cdot 0,185 \left(\frac{3,22}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{1,83}{2,06 \cdot 10^{11}} \right) \approx 42 \cdot 10^{-3} \text{ м} \approx 420 \text{ мкм}.$$

При $L/D = 0,9$ и $d_1/D = 0,6$ поправка $u_{y, \text{д}} = 0,95$.

С учетом поправок u и $u_{y, \text{д}}$ получаем $N_{\text{макс}} = (420 + 12) \cdot 0,95 = 410 \text{ мкм}$.

По наибольшему функциональному натягу выбираем посадку, которая обеспечивает запас прочности соединения и деталей. Из рекомендуемых ГОСТ 25347—82 ближайшей является посадка Н8/у8 (рис. 9.11, б).

Часть допуска натяга $N_{з,с}$, идущая в запас прочности при сборке соединений (технологический запас прочности), всегда должна быть меньше части допуска $N_{з,с}$, обеспечивающей запас прочности соединения при эксплуатации, так как она обусловлена лишь возможным понижением прочности материала деталей и повышением усилий запрессовки, возникающими вследствие перекосов соединяемых деталей, колебания коэффициента трения и температуры. Этому требованию лучше других отвечает комбинированная посадка Н8/у8 (рис. 9.11, в). При замене посадки Н7/у7 посадкой Н8/у8 наименьший табличный натяг от 190 мкм увеличивается до 241 мкм и создается запас прочности соединения при эксплуатации, определяемый натягом $N_{з,с} = N_{\min} T - N_{\min} F = 241 - 140 = 101$ мкм, и запас прочности деталей при сборке, определяемый натягом $N_{з,с} = N_{\max} F - N_{\max} T = 410 - 385 = 25$ мкм.

Таким образом, новый метод расчета посадок с гарантированным натягом обеспечивает повышение долговечности соединения, позволяет увеличить экономическую эффективность производства деталей вследствие расширения допусков на изготовление их размеров.

Примеры применения посадок с натягом (в порядке возрастания гарантированного натяга): Н7/р6 (предпочтительная) — для соединений тонкостенных деталей и при воздействии небольших нагрузок; Н7/г6 (предпочтительная) — для соединения кондукторных втулок с корпусом кондуктора; Н7/с6 (предпочтительная) — для соединения центральной колонны крана с основанием; Н7/у7 — для соединения ступицы и венца червячного колеса, втулок подшипников скольжения в изделиях тяжелого машиностроения; Н8/х8, Н8/з8, характеризующаяся самыми большими гарантированными натягами, — для соединений, воспринимающих большие нагрузки.

Выбор способа получения соединения (под прессом, с нагревом охватываемой или охлаждением охватываемой детали и др.) зависит от конструкций деталей, их размеров, требуемого натяга и других факторов. Прочность соединений с натягом можно повысить путем нанесения на детали гальванопокрытий, правильного выбора конструктивных форм деталей, стабилизации технологических факторов при сборке и т. д.

Надежность посадок с натягом зависит от механических свойств материалов соединяемых деталей, шероховатости и отклонений формы их поверхностей, конструктивных факторов, натяга, метода сборки соединения, условий эксплуатации и т. д. Многие из указанных факторов трудно нормализовать и учесть при расчете, поэтому в ответственных случаях выбранную посадку рекомендуется проверять экспериментально. Посадку считают годной, если при наименьшем натяге гарантируется неподвижность соединения, а при наибольшем — прочность соединяемых деталей. При этих условиях соединение передает заданные крутящий момент или осевую силу, а детали выдерживают без разрушения напряжения, вызванные натягом и другими факторами. Более подробные исследования посадок приведены в работе [20].

9.4. ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОСАДОК

Развитие практически всех отраслей народного хозяйства в условиях бурной научно-технической революции тесно связано с широким применением электронных вычислительных машин (ЭВМ).

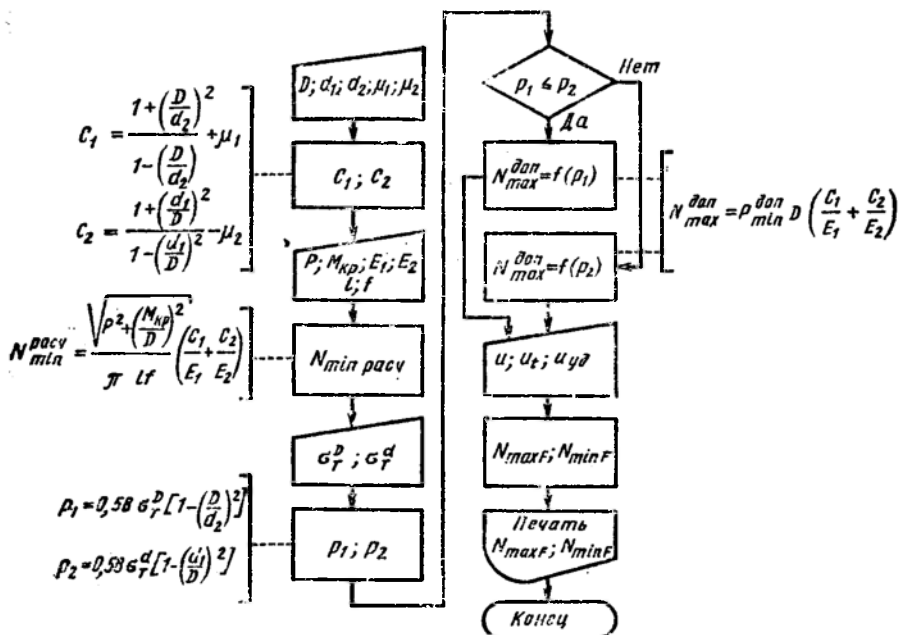


Рис. 9.12. Алгоритм расчета функциональных натягов

В настоящее время широкое распространение получили вычислительные машины единой серии ЭВМ ЕС. Они имеют развитое программное обеспечение, основу которого составляют операционные системы — комплексы программных средств, под управлением которых осуществляется решение конкретных задач на ЭВМ. К наиболее распространенным операционным системам относится операционная система ОС ЭВМ ЕС, которая может использоваться на большинстве моделей ЭВМ. ОС ЭВМ ЕС имеет многоязыковую систему программирования, в состав которой входит и алгоритмический язык ФОРТРАН (ГОСТ 23056—78), ориентированный на использование в сфере инженерно-технических вычислений.

Применение ЭВМ для расчета посадок рассмотрим на примере расчета посадок с натягом. Алгоритм расчета посадок с натягом (вычисления функциональных натягов $N_{\max}^F$ и $N_{\min}^F$ по методике, изложенной в подразд. 9.3) приведен на рис. 9.12. Программа расчета, реализующая этот алгоритм, составлена на алгоритмическом языке ФОРТРАН-IV. Для облегчения чтения программы в нее введены комментарии, помеченные в первой позиции буквой С. Строка с меткой С транслятором не обрабатывается, но ее содержимое выдается на печать при распечатке программы. Реализация расчета осуществляется под управлением ОС ЭВМ ЕС. Чтобы операционная система могла выполнить заданную программу, ей необходимо сообщить «задание», т. е. имя программы, имя библиотеки, содержащей эту программу, шифры устройств, на которых размещаются используемые в программе наборы данных и т. д. Полный

текст «задания» и программы расчета посадок с натягом состоит из следующих операторов:

```
// BSTI JOB MSGLEVEL=(1,1)
// EXEC FORTGCG
// FORT.SYSIN DD*

C ПРОГРАММА РАСЧЕТА ПОСАДОК С НАТЯГОМ НА ЭВМ ЕС (ФОРТРАН-IV)
C
C ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
C DНОМ—НОМИНАЛЬНЫЙ ДИАМЕТР СОПРЯЖЕНИЯ (М)
C DLINA—ДЛИНА КОНТАКТА СОПРЯГАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ (М)
C D1—ДИАМЕТР ОТВЕРСТИЯ ПОЛОГО ВАЛА (М)
C D2—НАРУЖНЫЙ ДИАМЕТР ВТУЛКИ (М)
C F—КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ
C АК1,АК2—КОЭФФИЦИЕНТЫ, УЧИТЫВАЮЩИЕ СМЯТИЕ НЕРОВНОСТЕЙ
C СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОТВЕРСТИЯ ВТУЛКИ И ВАЛА
C UYD—ПОПРАВКА НА УВЕЛИЧЕНИЕ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ
C E1,E2—МОДУЛИ УПРУГОСТИ МАТЕРИАЛА ВТУЛКИ И ВАЛА (ПАСКАЛЬ)
C АМКР—КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ (НЬЮТОН*МЕТР)
C Р—ОСЕВАЯ (СДВИГАЮЩАЯ) СИЛА (НЬЮТОН)
C RZ1,RZ2—ВЫСОТА НЕРОВНОСТЕЙ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОТВЕРСТИЯ
C И ВАЛА ПО ДЕСЯТИ ТОЧКАМ (М)
C SIGMA1,SIGMA2—ПРЕДЕЛЫ ТЕКУЧЕСТИ МАТЕРИАЛА ВТУЛКИ И
C ВАЛА (ПАСКАЛЬ)
C ВВОД И ВЫВОД НА ПЕЧАТЬ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ
C READ(5,1)DНОМ,D1,D2,DLINA,AMU1,AMU2,AK1,AK2,F,UYD
C READ(5,3)SIGMA1,SIGMA2,E1,E2,RZ1,RZ2
C READ(5,4)P,АМКР
C WRITE(6,2)DНОМ,D1,D2,DLINA,F,AMU1,AMU2,AK1,AK2,UYD
C WRITE(6,5)SIGMA1,SIGMA2,E1,E2,RZ1,RZ2
C WRITE(6,6)P,АМКР
C ВЫЧИСЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ C1,C2 ДЛЯ ВТУЛКИ И ВАЛА
C C1=((1+(DНОМ/D2)**2)/(1-(DНОМ/D2)**2))+AMU1
C C2=((1+(D1/DНОМ)**2)/(1-(D1/DНОМ)**2))-AMU2
C РАСЧЕТНЫЙ НАИБОЛЬШИЙ НАТЯГ RNMIN (М)
C RNMIN=(SQRT((2*АМКР/DНОМ)**2+P**2))*(C1/E1+C2/E2)/
C * (3.14*DLINA*F)
C MIN ДОПУСКАЕМОЕ ДАВЛЕНИЕ (ПАСКАЛЬ)
C PBVTL=0.58*SIGMA1*(1-(DНОМ/D2)**2)
C PBALA=0.58*SIGMA2*(1-(D1/DНОМ)**2)
C ДОПУСКАЕМЫЙ МАХ НАТЯГ DNMAX (М)
C IF(PBVTL.LE.PBALA) GO TO 7
C DNMAX=PBALA*DНОМ*(C1/E1+C2/E2)
C GO TO 8
C 7 DNMAX=PBVTL*DНОМ*(C1/E1+C2/E2)
C ПОПРАВКА НА СМЯТИЕ МИКРОНЕРОВНОСТЕЙ URZ
C 8 URZ=2*(AK1*RZ1+AK2*RZ2)
C ВЫЧИСЛЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ НАТЯГОВ (МКМ)
C FNMAX=(DNMAX+URZ)*UYD
C FNMIN=RNMIN+URZ
C ВЫВОД НА ПЕЧАТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА
C WRITE(6,13)
C WRITE(6,9)FNMAX,FNMIN
C WRITE(6,10)C1,C2
C WRITE(6,11)DNMAX,RNMIN
C WRITE(6,12)PBVTL,PBALA
C WRITE(6,14)
C 1 FORMAT(10F6.3)
C 2 FORMAT(« »,20(«—»),«ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:»,20(«—»)/
C 2*«,«DНОМ»,2X,«D1»,3X,«D2»,3X,«DLINA»,3X,«F»,4X,
C 2*AMU1,2X,«AMU2»,2X,«AK1»,3X,«AK2»,3X,«UYD»/
C 2(« »,10F6.3))
C 3 FORMAT(6E10.3)
C 4 FORMAT(2E11.4)
C 5 FORMAT(« »,«SIGMA1»,4X,«SIGMA2»,6X,«E1»,7X,«E2»,
C 58X,«RZ1»,7X,«RZ2»/(« »,6E10.3))
C 6 FORMAT(« »,5X,«P»,5X,«АМКР»/(« »,2E11.4)/« »,60(«—»))
C 9 FORMAT(10X,«FNMAX-»,+6PF8.3,5X,«FNMIN-»,+6PF8.3)
C 10 FORMAT(13X,«C1-»,F5.3,15X,«C2-»,F5.3)
C 11 FORMAT(10X,«DNMAX-»,F12.10,5X,«RNMIN-»,F12.10)
C 12 FORMAT(10X,«PBVTL-»,F12.2,5X,«PBALA-»,F12.2)
C 13 FORMAT(« »,15X,«РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:»)
C 14 FORMAT(« »,60(«—»))
C STOP
C END

/*
//G0.SYSINDD*

/*
//
/*
//

```

«ЗНАЧЕНИЯ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ»

Значения исходных данных вводим в память ЭВМ с трех перфокарт в последовательности, заданной операторами READ. После выполнения программы автоматическое цифровое печатающее устройство в соответствии с операторами WRITE распечатывает на бумажной ленте введенные исходные данные и полученные результаты расчета:

DHOM	D1	D2	DLINA	F	AMU1	AMU2	AK1	AK2	UYD
0.185	0.110	0.265	0.170	0.140	0.300	0.300	0.400	0.400	0.950
SIGMA1	SIGMA2		E1	E2		RZ1		RZ2	
0.313E 09	0.313E 09		0.206E 12	0.206E 12		0.800E-05		0.700E-05	
P	AMKP								
0.3922E 06	0.0								

```

FNMAX=408.007      FNMIN=139.258
  C1=3.201          C2=1.794
DNMAX=0.0004174812 RNMIN=0.0001272576
PBTYL=93064301.00  PBALA=117357840.00

```

По полученным значениям функциональных натягов ($N_{\max F} = 408$ мкм, $N_{\min F} = 139$ мкм) выбираем стандартную посадку так, чтобы ее предельные табличные натяги не выходили за пределы функциональных натягов ($N_{\max T} \leq N_{\max F}$; $N_{\min T} > N_{\min F}$), а надежность соединения была максимальной ($N_{3, \text{э}} > N_{3, \text{сб}}$). Этим условиям удовлетворяет посадка N8/u8: $N_{3, \text{э}} = N_{\min T} - N_{\max F} = 241 - 139 = 102$ мкм; $N_{3, \text{сб}} = N_{\max F} - N_{\max T} = 408 - 385 = 23$ мкм; $N_{3, \text{э}} = 102 \text{ мкм} > N_{3, \text{сб}} = 23 \text{ мкм}$.

Подшипники качения — наиболее распространенные стандартные сборочные единицы, изготавливаемые на специализированных заводах. Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям, определяемым наружным диаметром D наружного кольца и внутренним диаметром d внутреннего кольца, и неполной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами. Вследствие малых допусков зазоров и малой допускаемой разноразмерности комплекта тел качения кольца подшипников и тела качения подбирают селективным методом. Полная взаимозаменяемость по присоединительным поверхностям позволяет быстро монтировать и заменять изношенные подшипники качения при сохранении их хорошего качества; при несоблюдении полной взаимозаменяемости качество подшипников ухудшается.

231

качения в одном подшипнике и шероховатостью их поверхностей; 2) точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биениями дорожек качения и торцов колец.

В зависимости от указанных показателей точности по ГОСТ 520—71 (СТ СЭВ 774—77) установлено пять классов точности подшипников, обозначаемых (в порядке повышения точности) 0; 6; 5; 4; 2. Для иллюстрации различий в требованиях к точности радиальных и радиально-упорных подшипников $d = 80 \dots 120$ мм укажем, например, что допускаемое радиальное биение дорожки качения внутренних колец класса точности 2 и биение торца этих колец относительно отверстий в 10 раз меньше, чем для подшипников нулевого класса (соответственно 2,5 и 25 мкм). ГОСТ 520—71 регламентированы методы контроля точности отдельных колец и собранных подшипников, а также показатели обязательного ресурса, который у серийно выпускаемых подшипников подлежит периодической выборочной проверке изготовителем на стендах.

Класс точности подшипника выбирают исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизма. Для большинства механизмов общего назначения применяют подшипники класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности применяют при больших частотах вращения и в случаях, когда требуется высокая точность вращения вала (например, для шпинделей шлифовальных и других прецизионных станков, для авиационных двигателей, приборов и т. п.). В гироскопических и других прецизионных приборах и машинах используют подшипники класса 2. Класс точности указывают через тире перед условным обозначением подшипника, например 6—205 (6 — класс точности подшипника).

Допуски и посадки подшипников качения. Для сокращения номенклатуры подшипники изготовляют с отклонениями размеров внутреннего и наружного диаметров, не зависящими от посадки, по которой их будут монтировать. Для всех классов точности верхнее отклонение присоединительных диаметров принято равным нулю. Таким образом, диаметры наружного кольца D_m и внутреннего кольца d_m приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия, а следовательно, посадку соединения наружного кольца с корпусом назначают в системе вала, а посадку соединения внутреннего кольца с валом — в системе отверстия. Однако поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца расположено в «минус» от номинального размера, а не в «плюс», как у обычного основного отверстия, т. е. не «в тело» кольца, а вниз от нулевой линии (рис. 9.13).

При таком перевернутом расположении поля допуска отверстия внутреннего кольца для получения соединений колец с валами с небольшим натягом не нужно прибегать к специальным посадкам, их можно получать, используя для валов поля допусков $h6$, $h6$, $k6$, j_6 или те же поля допусков квалитетов 5 и 4. Соединение вала, имеющего одно из указанных полей допусков (кроме j_6 , j_5 и j_4), с внутренним кольцом подшипника дает посадку с небольшим гарантиро-

поверхности колец шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников классов точности 5—2 не должны превышать 50 % допуска на диаметры D_m , d_m . Допускаемая овальность присоединительных (посадочных) поверхностей колец подшипника в свободном состоянии может быть больше 50 % допуска на диаметр, но при сборке подшипника и его монтаже кольца выправляются.

Вследствие овальности, конусообразности и других отклонений при измерении могут быть получены различные значения диаметров колец подшипника в разных сечениях. В связи с этим стандарты установлены предельные отклонения номинального d , D и средних d_m , D_m диаметров колец. Средние диаметры d_m и D_m определяют расчетом как среднее арифметическое наибольшего и наименьшего диаметров, измеренных в двух крайних сечениях кольца. Например, для радиально-упорного шарикоподшипника с номинальным диаметром внутреннего кольца $d = 100$ мм класса точности 0 (ГОСТ 520—71) нижнее отклонение среднего значения d_m равно $-0,02$ мм, верхнее нулю; нижнее отклонение диаметра d равно $-0,025$ мм, верхнее $+0,005$ мм. Следовательно, наибольшее предельное значение $d_m = 100,000$ мм, наименьшее $d_m = 99,980$, наибольшее $d = 100,005$ мм, наименьшее $d = 99,975$ мм.

Если при измерении диаметра подшипника в различных сечениях оказалось, что $d_{\max} = 99,998$ мм и $d_{\min} = 99,976$ мм, т. е. размер находится в поле допуска, то такой подшипник считают годным, так как диаметр $d_m = 0,5 (99,998 + 99,976) = 99,987$ мм не выходит за предельные значения ($10,000 \dots 99,980$ мм): $d_{\max}$ меньше наибольшего предельного значения $100,005$ мм, $d_{\min}$ больше его наименьшего значения $99,975$ мм. Если при измерении диаметра подшипника оказалось, что $d_{\max} = 100,004$ мм и $d_{\min} = 99,998$ мм, то такой подшипник считается негодным, так как $d_m = 0,5 (100,004 + 99,998) = 100,001$ мм больше наибольшего предельного значения $d_m = 100,000$ мм, несмотря на то, что значения d находятся в пределах поля допуска.

К шероховатости посадочных и торцовых поверхностей колец подшипников, а также валов и корпусов предъявляют повышенные требования. Например, у колец подшипников классов точности 4 и 1 диаметром до 250 мм параметр шероховатости Ra должен быть в пределах $0,63—0,32$ мкм. Особое значение имеет шероховатость поверхностей дорожек и тел качения: уменьшение параметра шероховатости Ra от $0,32—0,16$ мкм до $0,16—0,08$ мкм повышает ресурс подшипников более чем в два раза, а дальнейшее уменьшение параметра шероховатости Ra до $0,08—0,04$ мкм — еще на 40 %.

Примеры указания требований к точности деталей подшипникового узла даны на рис. 9.14; соответствующие поля допусков — на рис. 9.15. Для соединения колец подшипников с валами и корпусами применяют так называемые «подшипниковые» посадки, отличающиеся от посадок по ГОСТ 25347—82 значениями зазоров и натягов. Это вызвано тем, что предельные отклонения размеров колец, выбираемые по ГОСТ 520—71, отличны от отклонений, установленных ГОСТ 25347—82. Поскольку применение системы отверстия для

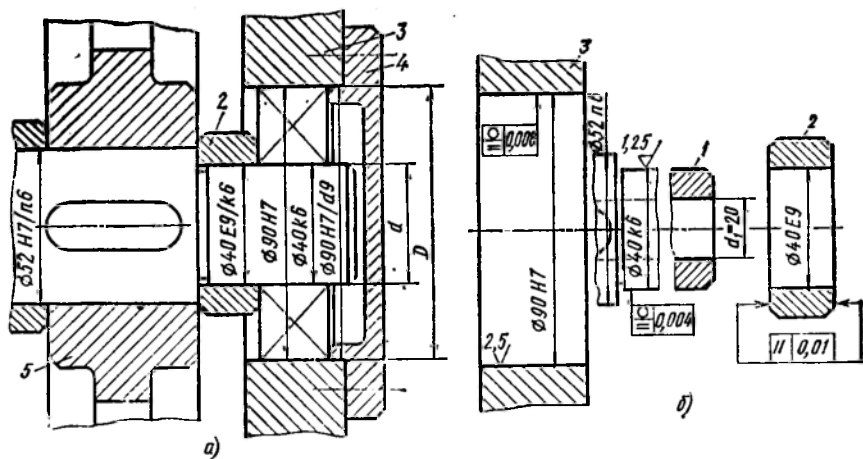


Рис. 9.14. Обозначение посадок подшипников качения на сборочных чертежах (а) и полей допусков на чертежах деталей (б):
1 — вал; 2 — втулка; 3 — корпус; 4 — крышка; 5 — колесо

соединения внутреннего кольца подшипника с валом и системы вала для соединения наружного кольца с корпусом является обязательным, на сборочных чертежах посадки колец подшипников принято обозначать одним полем допуска, например $\varnothing 40k6$, $\varnothing 90H7$.

Выбор посадок подшипников качения на валы и в корпуса. Посадку подшипника качения на вал и в корпус выбирают в зависимости от типа и размера подшипника, условий его эксплуатации, значения и характера действующих на него нагрузок и вида нагружения колец. Согласно ГОСТ 3325—55 (СТ СЭВ 773—77) различают три основных вида нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

При *местном нагружении* кольцо воспринимает постоянную по направлению результирующую радиальную нагрузку F_r (например, натяжение приводного ремня, сила тяжести конструкции) лишь ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему огра-

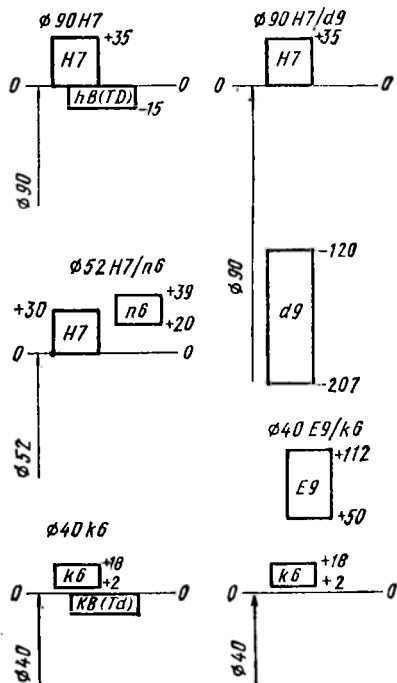


Рис. 9.15. Схемы расположения полей допусков деталей, показанных на рис. 9.14 (допуски Td и TD назначают по ГОСТ 520—71)

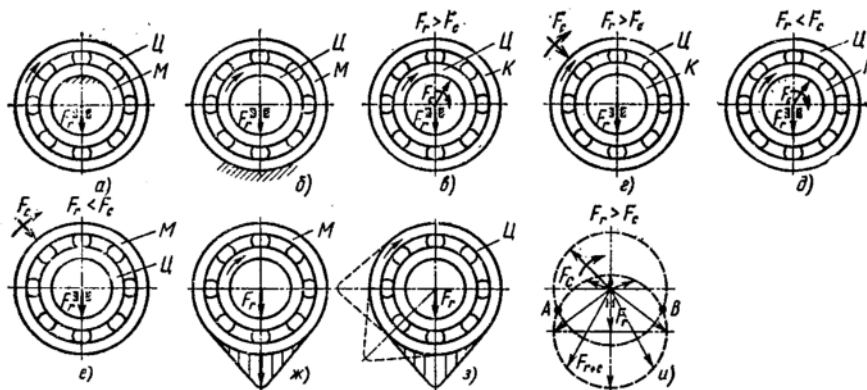


Рис. 9.16. Схемы нагружения колец подшипников качения

нижнему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение возникает, например, когда кольцо не вращается относительно нагрузки (внутреннее кольцо на рис. 9.16, а, наружное кольцо на рис. 9.16, б).

При циркуляционном нагружении кольцо воспринимает результирующую радиальную нагрузку F_r последовательно всей окружностью дорожки качения и передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение кольца получается при его вращении и постоянно направленной нагрузке F_r или, наоборот, при радиальной нагрузке F_c , вращающейся относительно рассматриваемого кольца (внутреннее кольцо на рис. 9.16, б, наружное — на рис. 9.16, а).

При колебательном нагружении невращающееся кольцо воспринимает равнодействующую F_{r+c} двух радиальных нагрузок (F_r — постоянна по направлению, F_c вращается, причем $F_r > F_c$) ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса. Равнодействующая нагрузка F_{r+c} не совершает полного оборота, а колеблется между точками А и В (рис. 9.16, и). Колебательное нагружение испытывает наружное кольцо на рис. 9.16, в, внутреннее — на рис. 9.16, г.

Эпюры напряжений при местном и циркуляционном нагружении показаны на рис. 9.16, ж, з, круговая диаграмма изменения равнодействующей силы F_{r+c} при колебательном нагружении — на рис. 9.16, и. Если нагрузка F_r постоянного направления меньше вращающейся F_c , то нагружение может быть местным или циркуляционным в зависимости от схемы приложения сил (на рис. 9.16, показано местное нагружение на внутреннем кольце и циркуляционное на наружном кольце; на рис. 9.16, е циркуляционное нагружение на внутреннем кольце, местное — на наружном).

Посадки следует выбирать так, чтобы вращающееся кольцо подшипника было смонтировано с натягом, исключаящим возможность обкатки и проскальзывания этого кольца по посадочной поверхности

вала или отверстия в корпусе в процессе работы под нагрузкой; другое кольцо должно быть установлено с зазором. Следовательно, при вращающемся вале соединение внутреннего кольца с валом должно быть неподвижным, а наружное кольцо установлено в корпусе с небольшим зазором; при неподвижном вале соединение внутреннего кольца с валом должно иметь посадку с небольшим зазором, а наружного кольца с корпусом — должно быть неподвижным. Рекомендуемые посадки для подшипников качения и примеры их применения приведены в ГОСТ 3325—55 (СТ СЭВ 773—77).

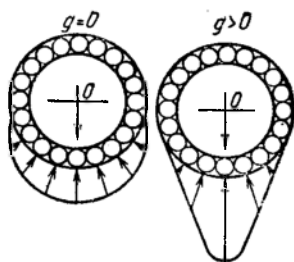


Рис. 9.17. Эпюры сжимающих напряжений в шариках подшипников при различных рабочих зазорах

Посадку с зазором назначают для кольца, которое испытывает местное нагружение — при такой посадке устраняется заклинивание шариков, кольцо под действием толчков и вибраций постепенно поворачивается по посадочной поверхности, благодаря чему износ беговой дорожки происходит равномерно по всей окружности кольца. Срок службы подшипников при такой посадке колец с местным нагружением повышается.

В подшипнике важен *рабочий зазор* g — зазор между телами качения и дорожками качения при установившихся рабочем режиме и температуре. Этот зазор не должен быть слишком большим — чем он меньше, тем равномернее распределяется нагрузка на тела качения. При значительном рабочем зазоре возникает большое радиальное биение, нагрузка воспринимается меньшим числом шариков (рис. 9.17). При рабочем зазоре, близком к нулю, нагрузка распределяется на наибольшее число шариков, подшипник в этом случае имеет наибольшую долговечность.

Посадку с натягом назначают преимущественно для кольца, которое испытывает циркуляционное нагружение. Наличие зазора между циркуляционно-нагруженным кольцом и посадочной поверхностью детали может привести к развальцовыванию и истиранию металла сопряженной детали, что недопустимо. При циркуляционном нагружении колец подшипников посадки выбирают по интенсивности радиальной нагрузки p_R на посадочную поверхность. Допускаемые значения p_R , подсчитанные по средним значениям посадочных натягов, приведены в табл. 9.3 и 9.4.

Интенсивность нагрузки подсчитывают по формуле

$$p_R = F_r k_1 k_2 k_3 / b, \quad (9.33)$$

где F_r — радиальная нагрузка на опору; k_1, k_2, k_3 — коэффициенты; b — рабочая ширина посадочного места; $b = B - 2r$ (B — ширина подшипника; r — координата монтажной фаски внутреннего или наружного кольца подшипника).

Динамический коэффициент посадки k_1 зависит от характера нагрузки: при перегрузке до 150 %, умеренных толчках и вибрации

9.3. Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочные поверхности вала

Диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника, мм		Допускаемые значения p_R , кН/м, при поле допуска вала			
св	до	$i_5^5; i_5^6$	$k_5; k_6$	$m_5; m_6$	$n_5; n_6$
18	80	До 300	300—1400	1400—1600	1600—3000
80	180	» 600	600—2000	2000—2500	2500—4000
180	360	» 700	600—3000	3000—3500	3500—6000
360	630	» 900	900—3500	3500—4500	4500—8000

9.4. Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочные поверхности корпуса

Диаметр D наружного кольца подшипника, мм		Допускаемые значения p_R , кН/м, при поле допуска отверстия			
св	до	$K_6; K_7$	$M_6; M_7$	$N_6; N_7$	P_7
50	180	До 800	800—1000	1000—1300	1300—2500
180	360	» 1000	1000—1500	1500—2000	2000—3300
360	630	» 1200	1200—2000	2000—2600	2600—4000
630	1600	» 1600	1600—2500	2500—3500	3500—5500

$k_1 = 1$; при перегрузке до 300 %, сильных ударах и вибрации $k_1 = 1,8$. Коэффициент k_2 (табл. 9.5) учитывает степень ослабления посадочного натяга при

9.5. Коэффициент k_2

$\frac{d_{отв}}{d}$ или $\frac{D}{D_{корп}}$		Значения k_2			
		для вала			для корпуса
		для $\frac{D}{d} \leq 1,5$	для $\frac{D}{d} > (1,5 \dots 2)$	для $\frac{D}{d} > (2 \dots 3)$	для всех подшипников
св.	до				
—	0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,0
0,7	0,8	1,5	1,7	2,0	1,4
0,8	—	2,0	2,3	3,0	1,8

Примечание. $d_{отв}$ — диаметр отверстия полого вала; $D_{корп}$ — диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

полом вале или тонкостенном корпусе: при сплошном вале $k_2 = 1$. Коэффициент k_3 учитывает неравномерность распределения радиальной нагрузки F_r между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки F_d на опору. Значения k_3 зависят от величины $(F_d/F_r) \times \operatorname{ctg} \beta$ (β — угол контакта тел качения с дорожкой качения наружного кольца, зависящий от конструкции подшипника). Для радиальных и радиально-упорных подшипников с одним

наружным или внутренним кольцом $k_3 = 1$.

$(F_a/F_r) \operatorname{ctg} \beta$. . .	до 0,2	0,2—0,4	0,4—0,6	0,6—1,0	св. 1,0
k_3	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0

С увеличением радиальной нагрузки возрастает ее интенсивность p_R [см. формулу (9.33)], а следовательно, повышается натяг в посадках (см. табл. 9.3 и 9.4).

В посадках подшипников классов 0 и 6 применяют поля допусков квалитета 7 для отверстий корпусов и квалитета 6 для валов. Посадки подшипников классов 5 и 4 осуществляют точнее, чем классов 0 и 6, на один квалитет, т. е. применяют для корпусов поля допусков квалитета 6, для валов квалитета 5.

Пример. Выбрать посадку циркуляционно-нагруженного внутреннего кольца радиального однорядного подшипника 0—308 (класс точности 0; $d = 40$ мм; $D = 90$ мм; $b = 23 - 2 \cdot 2,5 = 18$ мм) на вращающийся полый вал $d_1 = 20$ мм. Радиальная реакция опоры $F_r = 4119$ Н. Нагрузка ударная, перегрузка 300 %, осевой нагрузки на опору нет. Коэффициенты: $k_1 = 1,8$; $k_2 = 1,6$ (так как $d_{отв}/d = 0,5$; $D/d = 2,25$); $k_3 = 1$ (так как $F_a = 0$).

Находим интенсивность нагрузки по формуле (9.33):

$$p_R = \frac{4119}{0,018} 1,8 \cdot 1,6 \cdot 1 \approx 660 \text{ кН/м.}$$

Так как класс точности подшипника 0, то в табл. 9.3 заданным условиям для вала соответствует поле допуска k6, образующее с полем допуска кольца посадку с натягом наименьшим 2 мкм и наибольшим 30 мкм. Отклонение диаметра d принимаем по ГОСТ 520—71 (верхнее 0, нижнее—12 мкм), отклонение вала—по ГОСТ 25347—82

9.6. Рекомендуемые посадки для колец при местном нарушении

Нагружение	Посадочные диаметры, мм	Посадка			Тип подшипника
		на вал	в корпус стальной или чугунный		
			неразъемный	разъемный	
Спокойное или с умеренными толчками и вибрацией; перегрузка до 150 %	До 80	h5, h6, g5	H6, H7	H6, H7, H8 *	Все, кроме штампованных игольчатых
	Св. 80 до 260	g6, f6*, js6	G6, G7		
	Св. 260 до 500	f6, js6			
	» 500 » 1600				
С ударами и вибрацией; перегрузка до 300 %	До 80	h5, h6	J56, J57	J5,6, J5,7	Все, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных
	Св. 80 до 260		H6, H7		
	Св. 260 » 500	g5, g6			
	» 500 » 1600				

* Применять при частоте вращения подшипника не более 0,6n_{гр} (n_{гр} — предельно допускаемая частота вращения).

* Применять при частоте вращения подшипника не более $0,6n_{пр}$ ($n_{пр}$ — предельно допустимая частота вращения).

($e_s = -18$ мкм, $e_i = +2$ мкм). Посадка $\varnothing 90H7$ соединения с корпусом 3 (см. рис. 9.14) выбрана по табл. 9.6. Поля допусков всех соединений деталей подшипникового узла показаны на рис. 9.15; посадки и поля допусков соединений распорной втулки 2 с валом 1, зубчатого колеса 5 с валом 1 и крышки 4 с корпусом даны условно.

Если динамический коэффициент k_d найти точно затруднительно, посадку можно определить по минимальному натягу между циркуляционно-нагруженным кольцом и поверхностью сопрягаемой с ним детали. Приближенно минимальный натяг [13]

$$N_{\min} = 13F_r N' / (B - 2r) 10^5, \quad (9.34)$$

где F_r — радиальная нагрузка; N' — коэффициент (для подшипников легкой серии $N' = 2,8$, средней $N' = 2,3$ и тяжелой $N' = 2,0$). По найденному значению $N_{\min}$ выбирают ближайшую посадку.

Во избежание разрыва колец подшипника наибольший натяг посадки не должен превышать допускаемого натяга

$$N_{\text{доп}} = 11,4 [\sigma] N' d / [(2N' - 2) 10^5], \quad (9.35)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при растяжении (для подшипниковой стали $[\sigma] \approx 400$ МПа).

При назначении больших натягов необходимо проверять после сборки подшипникового узла, не выходят ли радиальные зазоры из допустимых пределов.

При расчете посадок подшипников, работающих в условиях повышенных температур, необходимо учитывать неравномерный нагрев внутреннего кольца подшипника и вала и выбирать посадку с натягом тем большим, чем выше рабочая температура подшипника.

9.6) КАЛИБРЫ ГЛАДКИЕ ДЛЯ РАЗМЕРОВ ДО 500 мм

Годность деталей с допуском от IT6 до IT17, особенно при массовом и крупносерийном производстве, наиболее часто проверяют предельными калибрами. Этими калибрами проверяют размеры гладких цилиндрических, конусных, резьбовых и шлицевых деталей, глубин и высот выступов, а также расположение поверхностей и другие параметры. Комплект рабочих предельных калибров для контроля размеров гладких цилиндрических деталей состоит из проходного калибра ПР (им контролируют предельный размер, соответствующий максимуму материала проверяемого объекта, рис. 9.18, и непроходного калибра НЕ (им контролируют предельный размер, соответствующий минимуму материала проверяемого объекта). С помощью предельных калибров определяют не числовое значение контролируемых параметров, а годность детали, т. е. выясняют, выходит ли контролируемый параметр за нижний или верхний предел, или находится между

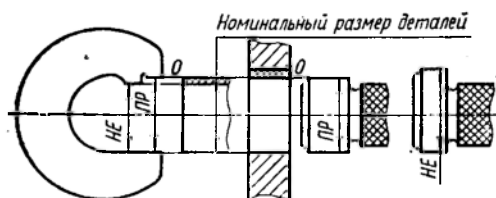


Рис. 9.18. Схема для выбора номинальных размеров предельных гладких калибров

двумя допустимыми пределами. Деталь считают годной, если проходной калибр (проходная сторона калибра) под действием собственного веса или усилия, примерно равного ему, проходит, а непроходной калибр (непроходная сторона) не проходит по контролируемой поверхности детали. В этом случае действительный размер детали находится между заданными предельными размерами. Если проходной калибр не проходит, деталь является исправимым браком; если непроходной калибр проходит, деталь является неисправимым браком, так как размер такого вала меньше наименьшего допускаемого предельного размера детали, а размер такого отверстия — больше наибольшего допускаемого предельного размера.

Рабочие калибры ПР и НЕ предназначены для контроля изделий в процессе их изготовления. Этими калибрами пользуются рабочие и контролеры ОТК завода-изготовителя, причем в последнем случае применяют частично изношенные калибры ПР и новые калибры НЕ.

Для установки регулируемых калибров-скоб и контроля нерегулируемых калибров-скоб применяют *контрольные калибры К—И*, которые являются непроходными и служат для изъятия из эксплуатации вследствие износа проходных рабочих скоб. Несмотря на малый допуск контрольных калибров, они все же искажают установленные поля допусков на изготовление и износ рабочих калибров, поэтому контрольные калибры по возможности не следует применять. Целесообразно, особенно в мелкосерийном производстве, контрольные калибры заменять концевыми мерами или использовать универсальные измерительные приборы.

Валы и отверстия с допуском IT5 и точнее не рекомендуется проверять калибрами, так как они вносят большую погрешность измерения. Такие детали проверяют универсальными измерительными средствами.

Для снижения затрат на калибры стремятся увеличить их износостойкость. В СССР изготавливают скобы листовые и пробки, оснащенные твердым сплавом (ГОСТ 16775—71 — ГОСТ 16780—71), износостойкость которых в 50—150 раз выше по сравнению с износостойкостью стальных калибров и в 25—40 раз выше по сравнению с износостойкостью хромированных калибров при повышении стоимости калибров только в 3—5 раз.

Для контроля валов используют главным образом скобы. Наиболее распространены односторонние двухпредельные скобы (рис. 9.19). Применяют также регулируемые скобы, которые можно настраивать на разные размеры, что позволяет компенсировать износ и использовать одну скобу для измерения размеров, лежащих в определенном интервале. Регулируемые скобы по сравнению с жесткими имеют меньшую точность и надежность, поэтому их чаще применяют для контроля изделий качества 8 и грубее.

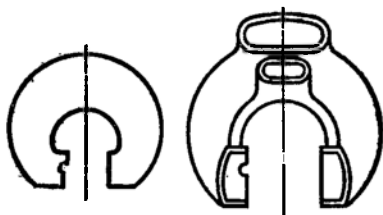


Рис. 9.19. Односторонние двухпредельные скобы для контроля валов

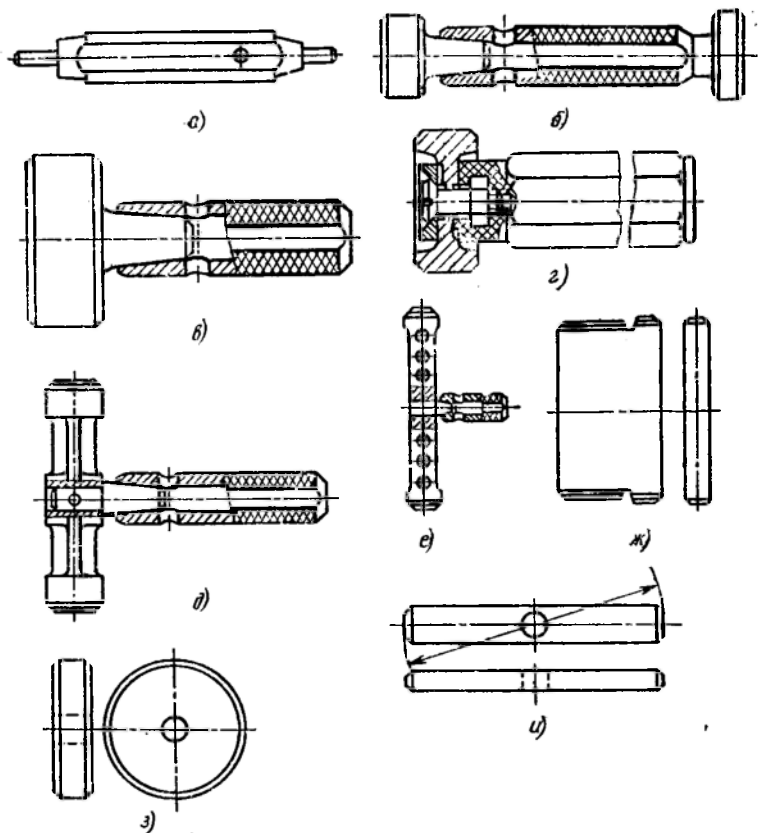


Рис. 9.20. Основные типы калибров-пробок для контроля отверстий и контрольные калибры к скобам:

а — пробка двусторонняя со вставками ($D_{\text{ном}} = 1 \dots 6$ мм); б — пробка двусторонняя со вставками ($D_{\text{ном}} = 3 \dots 50$ мм); в — пробка проходная (непроходная) со вставками ($D_{\text{ном}} = 52 \dots 75$ мм); г — пробка штампованная проходная (непроходная) с насадками ($D_{\text{ном}} = 52 \dots 100$ мм); д — пробка проходная (непроходная) неполная штампованная ($D_{\text{ном}} = 102$ (75) $\dots 160$ мм); е — пробка проходная (непроходная) неполная ($D_{\text{ном}} = 102$ (75) $\dots 300$ мм); ж — пробка односторонняя листовая ($D_{\text{ном}} = 52 \dots 250$ мм); з — шайба полная ($D_{\text{ном}} = 18 \dots 100$ мм); и — шайба неполная ($D_{\text{ном}} = 10 \dots 325$ мм)

Основные конструкции калибров-пробок для контроля отверстий (ГОСТ 14807—69—ГОСТ 14827—69) показаны на рис. 9.20.

При конструировании предельных калибров для гладких, резьбовых и других деталей следует соблюдать *принцип подобия* Тейлора, согласно которому проходные калибры по форме должны являться прототипом сопрягаемой детали с длиной, равной длине соединения (т. е. калибры для валов должны иметь форму колен), и контролировать размеры по всей длине соединения с учетом погрешностей формы деталей. Непроходные калибры должны иметь малую измерительную длину и контакт, приближающийся к точечному, чтобы проверять только собственно размер детали (что достигается при

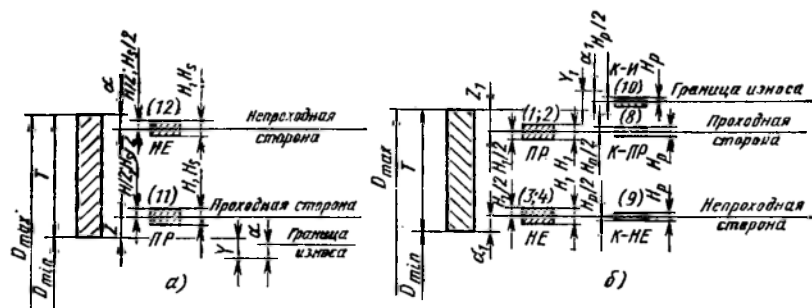


Рис. 9.21. Схемы расположения полей допусков калибров:

а — для отверстия; б — для вала [в скобках указаны номера видов калибров по ГОСТ 24851—81 (СТ СЭВ 1919—79)]

контроле отверстий, например, штихмасами). Предельные калибры дают возможность контролировать одновременно все связанные размеры и отклонения формы детали и проверять, находятся ли отклонения размеров и формы поверхностей деталей в поле допусков. Таким образом, изделие считают годным, когда погрешности размера, формы и расположения поверхностей находятся в поле допуска.

На практике приходится отступать от принципа Тейлора вследствие неудобств контроля, например, проходным кольцом, так как это требует многократного снятия детали, закрепленной в центрах станка. Вместо контроля проходными кольцами применяют многократный контроль проходными скобами с широкими измерительными поверхностями, а вместо штихмасов — непроходные калибры-пробки с малой (значительно меньше, чем у проходной пробки) шириной измерительных поверхностей.

Допуски калибров. ГОСТ 24853—81 (СТ СЭВ 157—75) на гладкие калибры устанавливает следующие допуски на изготовление: Н — рабочих калибров (пробок) для отверстий (H_s — тех же калибров, но со сферическими измерительными поверхностями); H_1 — калибров (скоб) для валов; H_p — контрольных калибров для скоб (рис. 9.21). В квалитетах 6, 8—10 допуски H_1 для скоб примерно на 50 % больше допусков Н для пробок, что объясняется большей сложностью изготовления скоб. В квалитетах 7, 11 и грубее допуски Н и H_1 равны. Допуски H_p для всех типов контрольных калибров одинаковы.

Для проходных калибров, которые в процессе контроля изнашиваются, кроме допуска на изготовление, предусматривается допуск на износ. Для размеров 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; для калибров ПР с допусками от IT9 до IT17 износ ограничивается проходным пределом, т. е. $Y = 0$ и $Y_1 = 0$. Следует отметить, что поле допуска на износ отражает средний возможный износ калибра.

Для всех проходных калибров поля допусков Н (H_s) и H_1 сдви-

нуты внутрь поля допуска изделия на величину Z для калибров пробок и Z_1 для калибров-скоб.

При номинальных размерах свыше 180 мм поле допуска непроходного калибра также сдвигается внутрь поля допуска детали на величину α для пробок и α_1 для скоб, создавая так называемую зону безопасности, введенную для компенсации погрешности контроля калибрами соответственно отверстий и валов размером свыше 180 мм. Поле допуска калибров НЕ для размеров до 180 мм симметрично относительно верхнего отклонения детали для пробок и относительно нижнего — для скоб, т. е. $\alpha = 0$ и $\alpha_1 = 0$.

Сдвиг полей допусков калибров и границ износа их проходных сторон внутрь поля допуска детали позволяет устранить возможности искажения характера посадок и гарантировать получение размеров годных деталей в пределах установленных полей допусков.

Расчет исполнительных размеров калибров. Исполнительными называют предельные размеры калибра, по которым изготавливают новый калибр. Для определения этих размеров на чертеже скобы предоставляют наименьший предельный размер с положительным отклонением; для пробки и контрольного калибра — их наибольший предельный размер с отрицательным отклонением. Таким образом отклонение на чертеже проставляется «в тело» калибра, что обеспечивает максимум металла на изготовление и большую вероятность получения годных калибров. Исполнительные размеры калибров определяют по формулам, приведенным в табл. 1 ГОСТ 24853—81. Приведем примеры расчета исполнительных размеров калибров.

Примеры. 1. Определить размеры калибров-пробок для отверстия диаметром $D = 60$ мм с полем допуска Н7.

По ГОСТ 25347—82 находим предельные отклонения изделия: $+30$ мкм; 0 Наибольший и наименьший предельные размеры отверстия: $D_{\max} = 60,030$ мм $D_{\min} = 60,000$ мм. По табл. 2 ГОСТ 24853—81 для качества 7 и интервала размеров 50—80 мм находим данные для расчета размеров калибров, мкм: $N = 5$; $Z = 4$ $Y = 3$. Схема расположения полей допусков приведена на рис. 9.22.

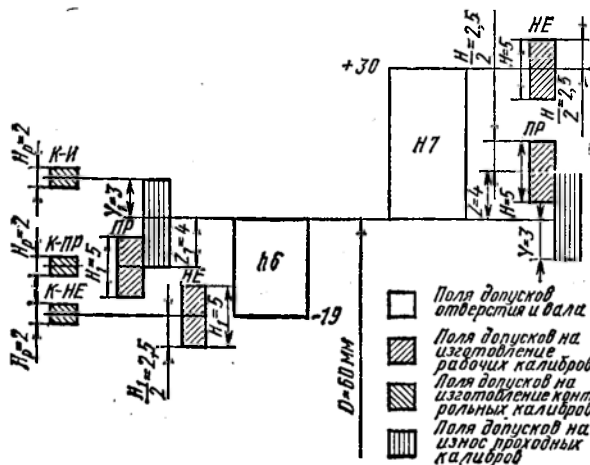


Рис. 9.22. Схема расположения полей допусков калибров для контроля деталей соединения $\varnothing 60H7/h6$

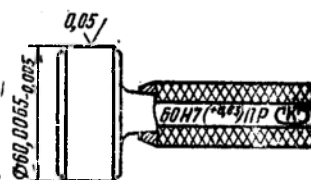


Рис. 9.23. Калибр-пробка
гладкий непроходной

Наибольший размер проходного нового калибра-пробки $PR_{\max} = D_{\max} + Z + H/2 = 60,000 + 0,004 + 0,005/2 = 60,0065$ мм.

Размер калибра ПР, проставляемый на чертеже, $60,0065_{-0,005}$ мм (рис. 9.23). Исполнительные размеры: наибольший 60,0065 мм; наименьший 60,0015 мм.

Наименьший размер изношенного проходного калибра-пробки $PR_{\text{изнош}} = D_{\min} - Y = 60,000 - 0,003 = 59,997$ мм.

Если калибр ПР имеет указанный размер, его нужно изъять из эксплуатации.

Наибольший размер непроходного нового калибра-пробки $HE_{\max} = D_{\max} + H/2 = 60,030 + 0,005/2 = 60,0325$ мм.

Размер калибра HE, проставляемый на чертеже, $60,0325_{-0,005}$ мм. Исполнительные размеры: наибольший 60,0325 мм; наименьший 60,0275 мм.

2. Определить размеры калибров-скоб для вала диаметром $d = 60$ мм с полем допуска h6. По ГОСТ 25347—82 находим предельные отклонения: 0; —19 мкм. Предельные размеры вала: $d_{\max} = 60,000$ мм; $d_{\min} = 59,981$ мм. По табл. 2 ГОСТ 24853—81 находим данные для расчета размеров калибров, мкм: $H_1 = 5$, $Z_1 = 4$; $Y_1 = 3$; $H_p = 2$. Схема расположения полей допусков приведена на рис. 9.22.

Наименьший размер проходного нового калибра-скобы $PR_{\min} = d_{\max} - Z_1 - H_1/2 = 60,000 - 0,004 - 0,005/2 = 59,9935$ мм.

Размер калибра, проставляемый на чертеже, $59,9935_{+0,005}$ мм. Исполнительные размеры: наименьший 59,9935 мм; наибольший 59,9985 мм.

Наибольший размер изношенного проходного калибра-скобы $PR_{\text{изнош}} = d_{\max} + Y_1 = 60,000 + 0,003 = 60,003$ мм.

Наименьший размер непроходного калибра-скобы (исполнительный) $HE_{\min} = d_{\min} - H_1/2 = 59,981 - 0,005/2 = 59,9785$ мм.

Размер калибра HE, проставляемый на чертеже, $59,9785_{+0,005}$ мм.

Исполнительные размеры: наименьший 59,9785 мм; наибольший 59,9835 мм.

Размеры контрольных калибров:

$K - PR_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_p/2 = 60,000 - 0,004 + 0,002/2 = 59,997$ мм
(размер калибра К—ПР, проставляемый на чертеже, $59,997_{-0,002}$ мм);

$K - HE_{\max} = d_{\min} + H_p/2 = 59,981 + 0,002/2 = 59,982$ мм
(размер калибра К—HE, проставляемый на чертеже, $59,982_{-0,002}$ мм);

$K - I_{\max} = d_{\max} + Y_1 + H_p/2 = 60,000 + 0,003 + 0,002/2 = 60,004$ мм
(размер калибра К—И, проставляемый на чертеже, $60,004_{-0,002}$ мм).

Для установления размеров новых рабочих калибров и их предельных отклонений без дополнительных расчетов разработан ГОСТ 21401—75, который содержит таблицы исполнительных размеров калибров.

Маркировка калибров. При маркировке на калибр наносят номинальный размер детали, для которого предназначен калибр, буквенное обозначение поля допуска изделия, числовые значения предельных отклонений изделия в миллиметрах (на рабочих калибрах), тип калибра (например ПР, HE, К—И) и товарный знак завода-изготовителя (см. рис. 9.23).

Калибры предельные для контроля глубин и высот уступов конструктивно представляют собой ступенчатые пластины различной формы. Проходную сторону в них обозначают буквой Б (большая) а непроходную М (меньшая). На обе стороны, кроме допуска на изготовление, назначают допуск на износ. Указанные калибры предусмотрены для контроля размеров от 1 до 500 мм, имеющих допуски IT11 и грубее.

ДОПУСКИ УГЛОВ. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

10.1. СИСТЕМА ДОПУСКОВ УГЛОВ

Допуски углов конусов и призматических элементов деталей с длиной меньшей стороны угла до 2500 мм и ряды нормальных углов установлены ГОСТ 8908—81 (СТ СЭВ 178—75 и СТ СЭВ 513—77).

Конус (наружный, внутренний) характеризуется диаметром большого основания D (рис. 10.1), диаметром малого основания d , углом конуса α , углом уклона $\alpha/2$, длиной конуса L . Угол уклона $\alpha/2$ связан с размерами D , d и L соотношением

$$(0,5D - 0,5d)/L = \operatorname{tg} \alpha/2 \text{ или } (D - d)/L = 2 \operatorname{tg} \alpha/2 = C, \quad (10.1)$$

где $2 \operatorname{tg} \alpha/2 = C$ — конусность; $C/2 = \operatorname{tg} \alpha/2$ — уклон i .

Взаимосвязь между размерами D , d , α и L учитывают при назначении допусков. Для облегчения достижения взаимозаменяемости установлены ряды нормальных конусностей ГОСТ 8593—81 (СТ СЭВ 512—77).

ГОСТ 8908—81 устанавливает 17 степеней точности допусков углов: 1, 2, ..., 17. При обозначении допуска угла заданной точности к обозначению допуска угла АТ (от англ. Angle Tolerance — допуск угла) добавляют номер соответствующей степени точности: АТ1, АТ2, ..., АТ17. Допуск угла (разность между наибольшим и наименьшим предельными углами) при переходе от одной степени к другой изменяется по геометрической прогрессии со знаменателем $\phi = 1,6$. При необходимости допуски точнее степени точности 1 (т. е. 0; 01) могут быть получены последовательным делением допусков степени точности 1 на 1,6. Для каждой степени установлены: 1) *допуск угла* AT_α , выраженный в угловых единицах (рис. 10.2, а); на чертежах рекомендуется указывать округленные значения допуска угла AT'_α в градусах, минутах, секундах, которые приведены в ГОСТ 8908—81; 2) *допуск угла* AT_h , выраженный отрезком на перпендикуляре к стороне угла, противолежащему углу AT_α на расстоянии L_1 от вершины этого угла (рис. 10.2, б); практически этот отрезок равен длине дуги с радиусом L_1 , стягивающей угол AT_α ; 3) *допуск угла конуса* AT_D , выраженный допуском на разность диаметров в двух нормальных к оси конуса сечениях на заданном расстоянии L между ними (определяется по перпендикуляру к оси конуса, см. рис. 10.2, а).

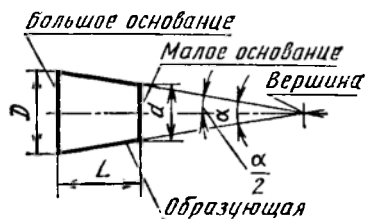


Рис. 10.1. Параметры конуса

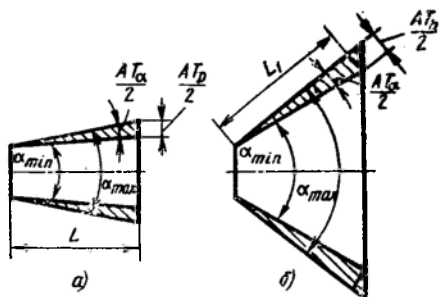


Рис. 10.2. Расположение полей допусков углов конусов

Допуск AT_h назначают на конусы (см. рис. 10.2, б), имеющие конусность более 1 : 3 в зависимости от длины L_1 . Значение допуска AT_h определяют по формуле

$$AT_h = AT_\alpha L_1 \cdot 10^{-3}, \quad (10.2)$$

где AT_h — в мкм; AT_α — в мкрад; L_1 — в мм.

Для конусов с конусностью не более 1 : 3 принимают $L_1 = L$ и назначают допуски AT_D ; значение $AT_D \approx AT_h$ (разность не превышает 2 %).

Для конусов с конусностью более 1 : 3 значение допуска AT_D определяют по формуле

$$AT_D = AT_h / \cos \alpha/2, \quad (10.3)$$

где α — номинальный угол конуса.

10.2. СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

СТ СЭВ 1780—79 устанавливает два способа нормирования допуска диаметра конуса. По первому способу устанавливают допуск диаметра T_D , одинаковый в любом поперечном сечении конуса и определяющий два предельных конуса, между которыми должны находиться все точки поверхности действительного конуса (рис. 10.3). Допуск T_D ограничивает также отклонения угла конуса и отклонения формы конуса, если эти отклонения не ограничены меньшими допусками. При втором способе нормирования устанавливают допуск T_{Ds} только в заданном сечении конуса. Этот допуск не ограничивает отклонения угла и формы конуса. Допуск формы FT определяется суммой допусков круглости поперечного сечения конуса и прямолинейности его образующих. Допуски T_D или T_{Ds} должны соответствовать ГОСТ 25346—82. Их

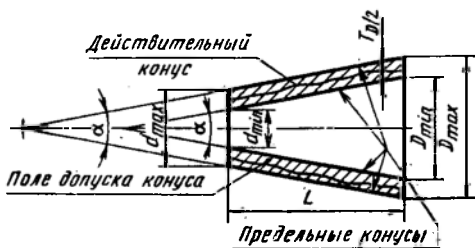


Рис. 10.3. Действительный и предельные конусы

выбирают соответственно по диаметру большего основания конуса или диаметру в заданном сечении конуса.

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

Для получения различных посадок ГОСТ 25307—82 установлены следующие основные отклонения: d , e , f , g , h , j_s , k , m , n , p , r , s , t , u , x , z для наружных конусов и H , J_s и N — для внутренних. Эти основные отклонения в сочетании с допусками квалитетов 4—12 образуют поля допусков.

10.3. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ УГЛОВ И КОНУСОВ

Существуют сравнительный и тригонометрический методы контроля углов [2, 19]. В основу первого метода положено сравнение контролируемых углов с угловыми мерами, угольниками и угловыми шаблонами. С помощью угловых мер определяют наибольший просвет между сторонами измеряемого угла и самой меры.

Для измерения углов с точностью до $2'$ и грубее применяют угольник с нониусом, универсальный и оптический угомеры. Для проверки центральных углов (углов, образованных двумя радиусами), а также для точных угловых делений при обработке деталей используют оптические делительные головки с ценой деления 5, 10 и $60''$. Углы между двумя гранями измеряют гониометрами, а малые угловые отклонения от горизонтали и вертикали — уровнями.

Гладкие конические детали с допусками диаметров от IT4 до IT12, степенями точности допусков углов конусов от 4 до 9 и конусностью от 1:3 до 1:50 контролируют конусными калибрами [ГОСТ 24932—81 (СТ СЭВ 2013—79)].

11.1. КЛАССИФИКАЦИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Для нормальной работы машины или другого изделия необходимо, чтобы составляющие их детали и поверхности последних занимали одна относительно другой определенное, соответствующее лужебному назначению положение. При расчете точности относительного положения деталей и их поверхностей учитывают взаимосвязь многих размеров деталей в изделии. Например, при изменении размеров A_1 и A_2 (рис. 11.1, а) зазоры A_Δ также меняются. В зависимости от принятой последовательности обработки поверхностей между действительными размерами отдельной детали также имеется определенная взаимосвязь (рис. 11.1, б). В обоих случаях ее устанавливают с помощью размерных цепей.

Основные термины, обозначения и определения размерных цепей установлены ГОСТ 16319—80.

Размерной цепью называют совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи. Например, с помощью размерных цепей можно предельно точно взаимного расположения осей и поверхностей одной детали (*подетальная размерная цепь*) или нескольких деталей сборочной единицы или механизма (*сборочная размерная цепь*). Замкнутость размерного контура — необходимое условие для составления и анализа размерной цепи. Однако на рабочем чертеже размеры следует проставлять в виде незамкнутой цепи; не проставляют размер замыкающего звена, так как для обработки он не требуется. Размеры, образующие размерную цепь, называют *звеньями размерной цепи*.

По взаимному расположению звеньев размерные цепи делят на плоские и пространственные. Размерную цепь называют *плоской*, если ее звенья расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях. *Пространственной* называют размерную цепь, звенья которой не параллельны одно другому и лежат в непараллельных плоскостях. Размерные цепи, звеньями которых являются линейные размеры, называют *линейными*. Размерные цепи, звеньями которых являются угловые размеры, называют *угловыми*. При анализе точности электрических и электронных элементов машин и приборов используют цепи, звеньями которых являются значения сопротивлений, емкости, индуктивности, силы тока, напряжений и других физических параметров.

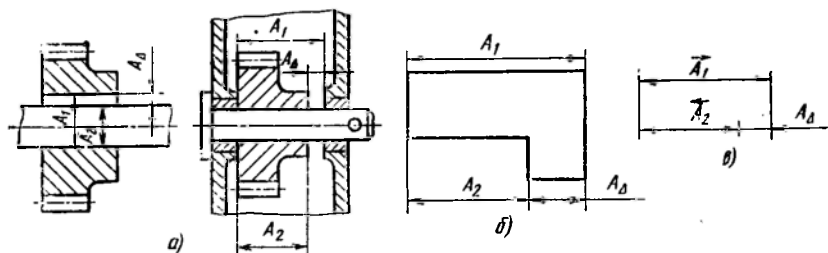


Рис. 11.1. Схемы размерных цепей

Задачу обеспечения точности изделий при конструировании решают с помощью *конструкторских* размерных цепей, а при изготовлении — с помощью *технологических* размерных цепей, выражающих связь размеров обрабатываемой детали по мере выполнения технологического процесса или размеров системы СПИД (станок — приспособление — инструмент—деталь). Когда решается задача измерения величин, характеризующих точность изделия, используют *измерительные* размерные цепи, звеньями которых являются размерные системы измерительного средства — измеряемая деталь.

Размерная цепь состоит из *составляющих* звеньев и одного замыкающего. *Замыкающим* называют размер (A_Δ на рис. 11.1), который получается последним в процессе обработки детали, сборки узла, машины или измерения. Его значение и точность зависят от значений и точности остальных (составляющих) размеров цепи. *Составляющее звено* — звено размерной цепи, изменение которого вызывает изменение замыкающего звена (но не может и не должно вызывать изменение исходного звена). Составляющие размеры обозначают $A_1, A_2, \dots, A_{m-1}$ (для цепи A), $B_1, B_2, \dots, B_{m-1}$ (для цепи B) и т. *Исходное звено* — звено размерной цепи, заданные номинальный размер и предельные отклонения которого определяют функционирование механизма и должны быть обеспечены в результате решения размерной цепи. Исходя из предельных значений этого размера рассчитывают допуски и отклонения всех остальных размеров цепи. В процессе сборки исходный размер, как правило, становится замыкающим. В поддетальной размерной цепи размер, исходя из точности которого определяется степень точности остальных размеров, так и называют исходным.

Замыкающий размер A_Δ в трехзвенной цепи (см. рис. 11.1) зависит от размера A_1 , называемого *увеличивающим* (чем больше этот размер, тем больше значение A_Δ), и размера A_2 , называемого *уменьшающим* (при его увеличении A_Δ уменьшается). Замыкающее звено может быть положительным, отрицательным или равным нулю. Размерную цепь можно условно изображать в виде схемы (см. рис. 11.б). По схеме удобно выявлять увеличивающие и уменьшающие звенья. Над буквенными обозначениями звеньев принято изображать стрелку, направленную вправо, для увеличивающих звеньев влево — для уменьшающих.

При размерном анализе могут встречаться взаимосвязанные размерные цепи с общими звеньями или базами, а также цепи, в которых исходным звеном является одно из составляющих звеньев основной цепи. В последнем случае цепи называют *производными*.

Расчет и анализ размерных цепей позволяет: установить количественную связь между размерами деталей машины и уточнить номинальные значения и допуски взаимосвязанных размеров исходя из эксплуатационных требований и экономической точности обработки деталей и сборки машины; определить наиболее рентабельный вид взаимозаменяемости (полная или неполная); добиться наиболее правильной простановки размеров на рабочих чертежах; определить операционные допуски и пересчитать конструктивные размеры на технологические (в случае несовпадения технологических баз с конструктивными).

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

1) определение номинального размера, предельных отклонений и допуска замыкающего звена по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев (в случаях, когда требуется проверить соответствие допуска замыкающего размера допускам составляющих размеров, проставленных на чертеже, — проверочный расчет);

2) определение допуска и предельных отклонений составляющих размеров по заданным номинальным размерам всех размеров цепи и заданным предельным размерам исходного размера (при проектном расчете размерной цепи).

Существуют методы расчета размерных цепей, которые при внедрении результатов расчета обеспечивают полную и неполную (ограниченную) взаимозаменяемость. Кроме того, применяют теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей.

11.2. МЕТОД РАСЧЕТА РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЙ ПОЛНУЮ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, размерные цепи рассчитывают *методом максимума-минимума*, при котором допуск замыкающего размера определяют арифметическим сложением допусков составляющих размеров. Метод расчета на максимум-минимум, учитывающий только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания, обеспечивает заданную точность сборки без подгонки (подбора) деталей.

Рассмотрим расчет размерных цепей на примерах.

Задача 1: У деталей (рис. 11.2, а) вначале обрабатывают базовую плоскость 1; затем по настройке от этой базы — плоскость 2 по размеру $A_2 = 28 \pm 0,14$ мм и плоскость 3 по размеру $A_1 =$

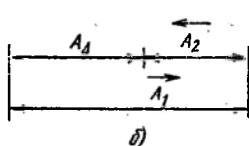
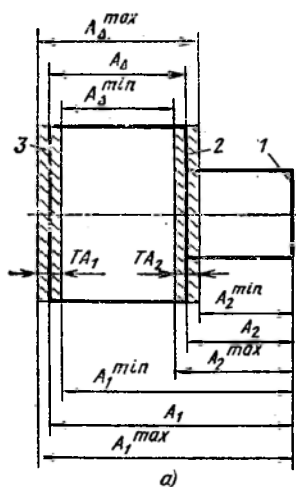


Рис. 11.2. Трехзвенная размерная цепь

$= 60 \pm 0,2$ мм. Размерная цепь показана на рис. 11.2, б.

Расчет номинального размера замыкающего звена. В технологической линейной размерной цепи размер A_{Δ} является замыкающим; он зависит от увеличивающего размера A_1 и уменьшающего A_2 : $A_{\Delta} = A_1 - A_2 = 60 - 28 = 32$ мм.

В общем случае при n увеличивающих и p уменьшающих размерах номинальный размер замыкающего звена линейной ра-

мерной цепи можно определить по формуле

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_{jув} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{jум}. \quad (11.1)$$

Это уравнение справедливо и в случае, когда вместо номинальных взяты значения соответствующих действительных размеров размерной цепи.

Напомним, что деталь по замыкающему размеру не обрабатывают — он получается в результате обработки детали по другим связанным с ним размерам. В сборочных размерных цепях замыкающий размер определяется последовательностью сборки.

Определение предельных размеров замыкающего звена. Составляющие размеры могут меняться в установленных допусках предела. При сочетании наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих составляющих размеров замыкающий размер имеет наибольшее значение (см. рис. 11.2, а), при сочетании наименьших увеличивающих и наибольших уменьшающих составляющих размеров — наименьшее значение:

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{j=1}^n A_{jув}^{\max} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{jум}^{\min}, \quad (11.2)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^n A_{jув}^{\min} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{jум}^{\max}. \quad (11.3)$$

По формулам (11.2) и (11.3) определяем предельные размеры замыкающего звена для примера, показанного на рис. 11.2: $A_{\Delta}^{\max} = 60,2 - 27,86 = 32,34$ мм; $A_{\Delta}^{\min} = 59,80 - 28,14 = 31,66$ мм.

Поскольку разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами есть допуск, вычтем почленно равенство (11.3) из

равенства (11.2). Тогда получим

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^n TA_{j_{\text{ув}}} + \sum_{j=n+1}^{n+p} TA_{j_{\text{ум}}}.$$

Если принять общее число звеньев в цепи равным m , а общее число составляющих звеньев $m - 1 = n + p$, то

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j, \quad (11.4)$$

т. е. *допуск замыкающего размера равен сумме допусков составляющих размеров*. Например, при $TA_1 = 0,40$ мм и $TA_2 = 0,28$ мм $TA_{\Delta} = 0,40 + 0,28 = 0,68$ мм.

Равенство (11.4) справедливо, если суммировать погрешности всех составляющих размеров. В этом случае погрешность замыкающего звена равна алгебраической сумме погрешностей всех составляющих звеньев цепи. Это справедливо также в каждый момент времени при работающем механизме. Следовательно, для обеспечения наименьшей погрешности замыкающего звена размерная цепь должна состоять из возможно меньшего числа звеньев, т. е. при конструировании изделий необходимо соблюдать *принцип кратчайшей цепи*. Кроме того, порядок обработки и сборки деталей следует строить (если это возможно) так, чтобы замыкающим был менее ответственный размер (так как его погрешность наибольшая).

На основании (11.4) запишем формулу для определения допуска любого составляющего размера A_q при условии, что известны допуски остальных размеров цепи, включая замыкающий:

$$TA_q = TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^{m-2} TA_j, \quad (11.5)$$

где суммируются допуски всех составляющих звеньев, кроме допуска звена A_q .

Выведем уравнения, необходимые для определения предельных отклонений замыкающего размера. При расчете удобно использовать координату середины поля допуска $E_c(A_j)$ и половину допуска $TA_j/2$ (рис. 11.3).

ГОСТ 16319—80 устанавливает обозначения верхнего $\Delta_{\text{в}}(E_s)$ и нижнего $\Delta_{\text{н}}(E_i)$ предельных отклонений, а также координаты середины поля допуска $\Delta_c(E_c)$ (обозначения, указанные в скобках, разрешается применять наряду с основными).

Для любого составляющего звена

$$E_s(A_j) = E_c(A_j) + TA_j/2; \quad E_i(A_j) = E_c(A_j) - TA_j/2. \quad (11.6)$$

Аналогично

$$E_s(A_{\Delta}) = E_c(A_{\Delta}) + TA_{\Delta}/2; \quad E_i(A_{\Delta}) = E_c(A_{\Delta}) - TA_{\Delta}/2. \quad (11.7)$$

Выразим наибольший предельный размер в виде алгебраической суммы номинального размера и верхнего отклонения, а наименьший

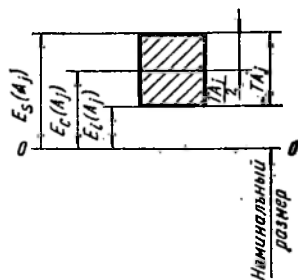


Рис. 11.3. Схема определения координаты середины поля допуска $E_c(A_j)$

предельный размер — в виде алгебраической суммы номинального размера и нижнего отклонения. Тогда, преобразовав уравнения (11.1) и (11.3), получим

$$A_{\Delta} + E_s(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n [A_j + E_s(A_j)]_{\text{yb}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} [A_j + E_i(A_j)]_{\text{ym}}; \quad (11.10)$$

$$A_{\Delta} + E_i(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n [A_j + E_i(A_j)]_{\text{yb}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} [A_j + E_s(A_j)]_{\text{ym}}. \quad (11.11)$$

Размер A_{Δ} можно определить по формуле (11.1). Вычтя почленно из уравнений (11.8) и (11.9) уравнение (11.1), получим уравнения для определения соответственно верхнего и нижнего отклонений замыкающего звена:

$$E_s(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_s(A_j)_{\text{yb}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_i(A_j)_{\text{ym}}; \quad (11.10)$$

$$E_i(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_i(A_j)_{\text{yb}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_s(A_j)_{\text{ym}}. \quad (11.11)$$

По формулам (11.10) и (11.11) найдем отклонения замыкающего звена размерной цепи, изображенной на рис. 11.2:

$$E_s(A_{\Delta}) = 0,2 - (-0,14) = 0,34 \text{ мм}; \quad E_i(A_{\Delta}) = -0,2 - (+0,14) = -0,34 \text{ мм}.$$

Таким образом, замыкающий размер $A_{\Delta} = 32 \pm 0,34$.

Подставим в уравнения (11.10) и (11.11) значения предельных отклонений, выраженных через координату середины поля допуска в уравнениях (11.6) и (11.7):

$$E_c(A_{\Delta}) + TA_{\Delta}/2 = \sum_{j=1}^n [E_c(A_j) + TA_j/2]_{\text{yb}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} [E_c(A_j) - TA_j/2]_{\text{ym}};$$

$$E_c(A_{\Delta}) - TA_{\Delta}/2 = \sum_{j=1}^n [E_c(A_j) - TA_j/2]_{\text{yb}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} [E_c(A_j) + TA_j/2]_{\text{ym}}.$$

Сложив почленно последние два уравнения и разделив сумму на 2, получим следующее выражение для определения координаты середины поля допуска замыкающего звена:

$$E_c(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_c(A_j)_{\text{yb}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_c(A_j)_{\text{ym}}. \quad (11.12)$$

Пример. Определить номинальное наибольшее и наименьшее значения допуск замыкающего размера A_{Δ} (рис. 11.4, а), если поле допуска увеличивающих размеров деталей Н10 уменьшающих — h9.

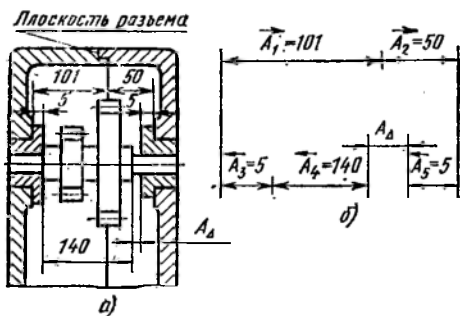


Рис. 11.4. Эскиз узла (а) и его размерная цепь (б)

Составляем схему размерной цепи (рис. 11.4, б) и выявляем по ней увеличивающие (A_1, A_2) и уменьшающие (A_3, A_4, A_5) размеры.

Определяем номинальное значение A_Δ по формуле (11.1):

$$A_\Delta = (101 + 50) - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ мм.}$$

По табл. 7 и 8 ГОСТ 25347—82 находим отклонения составляющих размеров: $A_1 = 101^{+0,14}_0$; $A_2 = 50^{+0,10}_0$; $A_3 = A_5 = 5_{-0,03}^0$; $A_4 = 140_{-0,10}^0$.

Если одно из предельных отклонений составляющего размера равно нулю, его допуск равен абсолютному значению второго отклонения, а координата середины поля допуска равна половине этого допуска со знаком, который имеет второе отклонение.

По формуле (11.4) определяем допуск замыкающего размера: $TA_\Delta = 140 + 100 + 30 + 100 + 30 = 400 \text{ мкм.}$

По формуле (11.12) находим координату середины поля допуска замыкающего размера: $E_c(A_\Delta) = E_c(A_1) + E_c(A_2) - [E_c(A_3) + E_c(A_4) + E_c(A_5)] = (70 + 50) - [-15 + (-50) + (-15)] = 200 \text{ мкм.}$

Далее по формулам (11.7) определяем верхнее и нижнее предельные отклонения замыкающего звена

$$E_s(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) + TA_\Delta/2 = 200 + 400/2 = 400 \text{ мкм;}$$

$$E_i(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) - TA_\Delta/2 = 200 - 400/2 = 0.$$

Таким образом, при заданных номинальных размерах и предельных отклонениях составляющих размеров замыкающий размер должен быть выполнен с верхним предельным отклонением 0,4 мм и нижним 0, т. е. $A_\Delta = 1^{+0,40}_0 \text{ мм.}$

Правильность решения задачи можно проверить, определив по формулам (11.2) и (11.3) предельные размеры замыкающего звена

$$A_\Delta^{\max} = (101,14 + 50,10) - (4,97 + 139,90 + 4,97) = 1,4 \text{ мм;}$$

$$A_\Delta^{\min} = (101,0 + 50,0) - (5,0 + 140,0 + 5,0) = 1,0 \text{ мм,}$$

т. е. $A_\Delta = 1^{+0,40}_0 \text{ мм.}$ Таким образом, проверка показала, что задача решена правильно.

Задача 2. Такая задача встречается на практике чаще. Она является наиболее важной, так как конечная цель расчета допусков составляющих размеров при заданной точности сборки (заданном допуске исходного размера) — обеспечить выполнение машинной ее функционального назначения. Точность составляющих размеров должна быть такой, чтобы гарантировалась заданная точность исходного (функционального) размера. Эту задачу можно решать одним из рассмотренных далее способов.

Способ равных допусков применяют, если составляющие размеры имеют один порядок (например, входят в один интервал диаметров) и могут быть выполнены с примерно одинаковой экономической точностью. В этом случае можно условно принять

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

Тогда из формулы (11.4) получим $TA_\Delta = (m - 1) T_{cp}A_j$, откуда

$$T_{cp}A_j = TA_\Delta / (m - 1). \quad (11.13)$$

Полученный средний допуск $T_{cp}A_j$ корректируют для некоторых составляющих размеров в зависимости от их значений, конструктивных требований и технологических возможностей изготовления, но

так, чтобы выполнялось условие $TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j$. При этом выбирают стандартные поля допусков, желательно предпочтительного применения.

Способ равных допусков прост, но недостаточно точен, так как корректировка допусков составляющих размеров произвольна. Его можно рекомендовать только для предварительного назначения допусков составляющих размеров.

Способ допусков одного качества применяют, если все составляющие цепь размеры могут быть выполнены с допуском одного качества и допуски составляющих размеров зависят от их номинального значения. Напомним, что известными являются номинальные размеры всех звеньев цепи и предельные отклонения исходного (замещающего) звена. Требуемый kvalitet определяют следующим образом.

Допуск составляющего размера $TA_j = a_j i$, где i — единица допуска. Для размеров от 1 до 500 мм $i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D$, где D — средний геометрический размер для интервала диаметров по ГОСТ 25346—82, к которому относится данный линейный размер. Тогда $TA_j = a_j (0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D)$, где a_j — число единиц допуска, содержащееся в допуске данного j -го размера (см. табл. ГОСТ 25346—82).

В соответствии с формулой (11.4) можно записать

$$TA_{\Delta} = a_1 i_1 + a_2 i_2 + \dots + a_{m-1} i_{m-1}.$$

По условию задачи $a_1 = a_2 = \dots = a_{m-1} = a_{\text{ср}}$, тогда

$$TA_{\Delta} = a_{\text{ср}} \sum_{j=1}^{m-1} (0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D),$$

откуда

$$a_{\text{ср}} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} (0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D)}, \quad (11.14)$$

где TA_{Δ} — в мкм, D — в мм.

Для размеров до 500 мм можно принимать следующие значения единиц допуска i :

Интервал размеров, мм	До 3	3—6	6—10	10—18	18—30	30—50	50—80
Значение единицы допуска, мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86
Интервал размеров, мм	80—120	120—180	180—250	250—315	315—400	400—500	
Значение единицы допуска, мкм	2,51	2,52	2,90	3,23	3,54	3,89	

По значению $a_{\text{ср}}$ выбирают ближайший kvalitet. Число единиц допуска $a_{\text{ср}}$, вычисленное по формуле (11.14), в общем случае не равно какому-либо значению a , определяющему kvalitet, поэтому

выбирают ближайший квалитет. Найдя по табл. 6 ГОСТ 25346—82 (или по таблицам ГОСТ 25347—82) допуски номинальных составляющих размеров, корректируют их значения, учитывая конструктивно-эксплуатационные требования и возможность применения процесса изготовления, экономическая точность которого близка к требуемой точности размеров. Допуски для охватываемых размеров рекомендуется определять, как для основного отверстия, а для охватываемых — как для основного вала. При этом следует соблюдать условие

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j.$$

Найдя допуски $TA_1, TA_2, \dots, TA_{m-1}$ по заданным отклонениям $E_s(A_{\Delta})$ и $E_i(A_{\Delta})$ определяют значения и знаки верхних и нижних отклонений составляющих размеров так, чтобы они удовлетворяли уравнениям (11.10) и (11.11). Приемлемость предельных отклонений составляющих размеров можно проверить также по формуле (11.12).

Решение второй задачи способом назначения допусков одного квалитета более обоснованно по сравнению с решением способом равных допусков.

Примеры. 1. Определить допуски составляющих размеров деталей сборочной единицы, показанной на рис. 11.4. Заданы номинальные значения составляющих размеров цепи и предельные отклонения исходного размера: $A_{\Delta}^{\max} = 1,75$ мм; $A_{\Delta}^{\min} = 1$ мм.

Находим номинальный размер исходного звена по формуле (11.1):

$$A_{\Delta} = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5) = (101 + 50) - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный зазор совпадает с номинальным, поэтому $A_{\Delta} = 1^{+0,75}$; $TA_{\Delta} = 0,75$ мм.

Среднее число единиц допуска в размерной цепи определяем по формуле (11.14). Значение i выбираем из рядов, приведенных выше:

$$a_{cp} = \frac{750}{2,17 + 1,56 + 2 \cdot 0,73 + 2,52} \approx 97.$$

Для рассматриваемого примера найденное число единиц допуска больше принятого для квалитета 10, но немного меньше, чем для квалитета 11 (ГОСТ 25346—82). Устанавливаем для всех размеров цепи, кроме размера A_4 , допуск по квалитету 11. Допуск размера A_4 можно назначить несколько меньшим, так как вал по этому размеру легко обработать с большой точностью. По табл. 6 ГОСТ 25346—82 находим допуски для размеров A_1, A_2, A_3 и A_5 : 0,22; 0,16; 0,075 и 0,075 мм. Исходя из равенства (11.4), на долю размера A_4 остается допуск 0,22 мм, однако целесообразно принять его стандартным по квалитету 10, т. е. равным 0,16 мм. Таким образом, назначаем следующие предельные отклонения составляющих размеров для охватываемых поверхностей, как для основных отверстий, т. е. со знаком плюс; для охватываемых — как для основных валов, т. е. со знаком минус: $A_1 = 101^{+0,22}$ мм; $A_2 = 50^{+0,16}$ мм; $A_3 = A = 5_{-0,075}$ мм; $A_4 = 140_{-0,16}$ мм.

Проверка показывает, что установленные предельные отклонения удовлетворяют (с некоторым запасом) уравнениям (11.10) и (11.11).

2. Определить экономически наиболее выгодный способ простановки размеров узла, показанного на рис. 11.5, a (размеры, проставленные по первому варианту, подчеркнуты). Для обоих вариантов $TA_{\Delta} = 0,22$ мм. Размерные цепи по двум вариантам показаны соответственно на рис. 11.5, б и в.

Определяем число единиц допуска для двух вариантов по формуле (11.14):

$$a_1 = \frac{220}{2 \cdot 0,40 + 2 \cdot 2,52} = 32,2; \quad a_2 = \frac{220}{4 \cdot 1,56 + 2 \cdot 2,52} = 19,5.$$

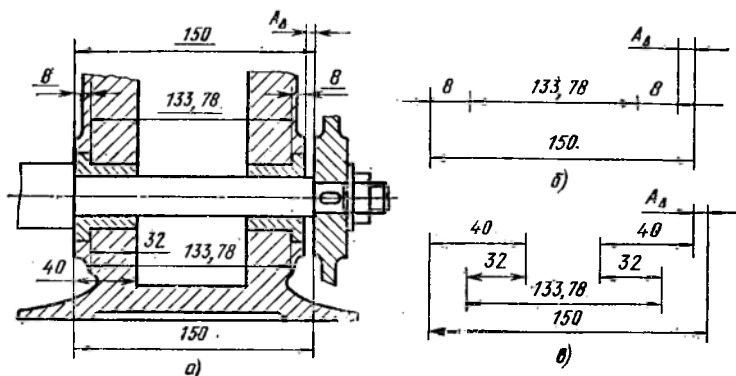


Рис. 11.5. Эскиз узла (а) и варианты размерных сборочных цепей (б, в)

Средняя точность звеньев размерной цепи первого варианта находится между квалитетами 8 и 9, второго варианта — между квалитетами 7 и 8.

Следовательно, первый вариант простановки размеров, выполненный по принципу кратчайшей цепи, целесообразнее, так как позволяет (при одной и той же степени точности сборки) выполнять составляющие размеры на один квалитет грубее, т. е. с меньшими затратами.

3. Определить размер для измерения глубины внутреннего уступа втулки (рис. 11.6, а) от технологической базы cd . Все размеры втулки заданы от конструктивной базы ab .

Вводим технологический размер A_1 от технологической базы, определяем его отклонения и допуск. Последовательность обработки должна быть такой, чтобы замыкающим являлся конструктивный размер с наибольшим допуском, т. е. размер B_2 (рис. 11.6, б).

Из уравнений (11.10) и (11.11) получаем $+0,1 = 0 - E_i(A_1)$ и $-0,1 = -0,12 - E_s(A_1)$, откуда $E_i(A_1) = -0,1$ мм и $E_s(A_1) = -0,02$ мм, т. е. $A_1 = 6 \pm 0,1$ мм и $TA_1 = 0,08$ мм.

Проверяем решение первой размерной цепи по формуле (11.4):

$$TB_2 = TB_1 + TA_1 = 0,2 \text{ мм.}$$

От технологической базы можно проставить и размер A_2 , но замыкающим размером будет B_3 (рис. 11.6, в). Из уравнений (11.10) и (11.11) для второй размерной цепи находим $A_2 = 36 \pm 0,9$ мм; $TA_2 = 0,18$ мм.

Отметим, что допуск технологического размера следует уменьшить по сравнению с конструктивным на сумму допусков остальных составляющих размеров, входящих в технологическую размерную

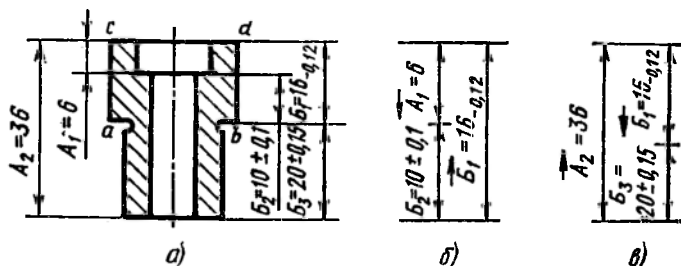


Рис. 11.6. Эскиз детали (а) и варианты схем размерных цепей (б, в)

цепь. Чтобы избежать подобных пересчетов, технологическую базу по возможности следует совмещать с конструктивной.

Расчет размерных цепей методом максимума-минимума обеспечивает полную взаимозаменяемость деталей и узлов, однако он экономически целесообразен лишь для машин невысокой точности или для цепей, состоящих из малого числа звеньев. В других случаях, особенно при расчете точности негеометрических параметров, допуски могут быть чрезмерно жесткими и технологически трудно выполнимыми; при установлении технологически выполнимых допусков

может оказаться, что $\sum_{j=1}^{m-1} TA_j > TA_\Delta$.

В таких случаях допуски рассчитывают теоретико-вероятностным или другим методом, обеспечивающим неполную взаимозаменяемость, основанную, например, на групповом подборе деталей, применении компенсаторов или подгонке одной из деталей по заранее определенному размеру.

11.3. ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

При выводе формул (11.2)—(11.4) и других для расчета размерных цепей методом максимума-минимума предполагали, что в процессе обработки или сборки возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное их сочетание. Любое из этих сочетаний позволяет обеспечить наименьшую точность замыкающего звена, но они мало вероятны, так как отклонения размеров в основном группируются около середины поля допуска и соединения деталей с такими отклонениями встречаются наиболее часто (см. гл. 4). Если допустить ничтожно малую вероятность (например, 0,27 %) несоблюдения предельных значений замыкающего размера, можно значительно расширить допуски составляющих размеров и тем самым снизить себестоимость изготовления деталей. На этих положениях и основан теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей.

Задача 1. Полагая, что погрешности составляющих и замыкающего размеров подчиняются закону нормального распределения, а границы их вероятного рассеяния (6σ) совпадают с границами полей допусков, можно принять (см. гл. 4) $TA_j = 6\sigma_{A_j}$ или $\sigma_{A_j} = TA_j/6$, соответственно $TA_\Delta = 6\sigma_{A_\Delta}$ или $\sigma_{A_\Delta} = TA_\Delta/6$. При этом у 0,27 % изделий размеры замыкающих звеньев могут выходить за пределы поля допуска.

Подставив значения σ_{A_j} и σ_{A_Δ} в уравнение (4.18) и выполнив простые преобразования, получим уравнение для определения допуска замыкающего размера

$$TA_\Delta = \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (TA_j)^2}. \quad (11.15)$$

Определив TA_Δ , по формуле (11.12) вычисляем значение $E_0(A_\Delta)$, по формулам (11.7) — значения $E_s(A_\Delta)$ и $E_t(A_\Delta)$.

Формула (11.15) выведена в предположении, что распределение действительных размеров подчиняется закону Гаусса, центр группирования совпадает с серединой поля допуска, а поле рассеяния — со значением допуска. В производственных условиях случайные погрешности размеров деталей могут распределяться не по закону Гаусса. Для определения допуска замыкающего размера при произвольном законе распределения в формулу (11.15) вводят коэффициент относительного рассеяния k_j :

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{k_{\Delta}} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (TA_j)^2 k_j^2}. \quad (1.1)$$

Коэффициенты k_j и k_{Δ} характеризуют отличие распределения погрешностей j -го и замыкающего звеньев от распределения по закону Гаусса. Коэффициент k_{Δ} для замыкающих размеров вводят, когда $(m-1) < 6$.

Коэффициент $k_j = 6\sigma/T_j$, где T_j — поле рассеяния A_j . Приняв $T_j = 6\sigma$, получим:

для закона нормального распределения

$$k_j = 6\sigma_j/6\sigma_j = 1;$$

для закона равной вероятности

$$k_j = 6\sigma_j/2\sqrt{3}\sigma_j = 1,73;$$

для закона треугольника (Симпсона)

$$k_j = 6\sigma_j/2\sqrt{6}\sigma_j = 1,22.$$

Эффективность применения принципов теории вероятностей при расчете допусков размерных цепей покажем на следующем примере. Предположим, что размерная цепь состоит из четырех составляющих размеров с допусками $TA_1 = TA_2 = TA_3 = TA_4$. Тогда по формуле (11.15) допуск замыкающего размера $TA_{\Delta} = \sqrt{4(TA_j)^2} = 2TA$ откуда $TA_j = TA_{\Delta}/2$.

По формуле (11.4) допуск замыкающего размера при решении задачи методом расчета на максимум-минимум

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 4TA_j, \text{ откуда } TA_j = TA_{\Delta}/4.$$

Применение теории вероятностей в приведенном примере позволяет при одном и том же допуске замыкающего звена расширить в 2 раза допуск составляющих размеров; при этом только у 0,27 % размерных цепей (т. е. у трех из тысячи) предельные значения замыкающего размера (при законе нормального распределения) могут быть не выдержаны (т. е. имеется возможность возникновения брака).

Пример. Определить номинальное значение замыкающего размера A_{Δ} и его допуск для ступенчатого вала (рис. 11.7). Считаем, что рассеяния отклонений размеров подчиняются закону нормального распределения, размахи полностью вписываются в поля допусков, кривые распределения симметричны относительно середины полей допусков. Тогда $k_j = 1$.

По формуле (11.1) номинальный размер $A_{\Delta} = 20$ мм.

Допуск замыкающего размера по формуле (11.16)

$$TA_{\Delta} = \sqrt{(46 \cdot 1)^2 + (39 \cdot 1)^2} \approx 60 \text{ мкм.}$$

При решении методом максимума-минимума $TA_{\Delta} = 46 + 39 = 85 \text{ мкм}$, т. е. на 25 мкм, или на 41 % больше, чем при решении вероятностным методом. Если допуск замыкающего размера оставить равным 85 мкм, допуски составляющих размеров можно значительно расширить.

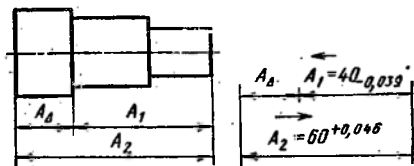


Рис. 11.7. Размерная цепь ступенчатой детали

Задача 2. Допуски составляющих размеров цепи при заданном допуске исходного размера можно рассчитывать четырьмя способами.

При *способе равных допусков* принимают, что величины TA_j , $E_c(A_j)$ и k_j для всех составляющих размеров одинаковы. По заданному допуску TA_{Δ} определяют средние допуски $T_{cp}A_j$, удовлетворяющие равенству (11.15) или (11.16).

Уравнение для определения $T_{cp}A_j$ получают из равенства (11.16) по аналогии с уравнением (11.13):

$$TA_{\Delta} = \sqrt{(m-1)(T_{cp}A_j)^2 k_j^2},$$

откуда

$$T_{cp}A_j = \frac{TA_{\Delta}}{k_j \sqrt{m-1}}. \quad (11.17)$$

Если коэффициент k_j неодинаковый для составляющих размеров, знаменатель в формуле (11.17) имеет вид $\sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} k_j^2}$.

Найденные значения $T_{cp}A_j$ и $E_c(A_j)$ корректируют, учитывая требования конструкции и возможность применения процессов изготовления деталей, экономическая точность которых близка к требуемой точности размеров. Правильность решения задачи проверяют по формуле (11.16).

При *способе назначения допусков одного качества* расчет в общем аналогичен решению задачи 2 методом полной взаимозаменяемости, но формула (11.16) имеет другой вид. Подставив в уравнение (11.16) значение $TA_j = a(0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D)$ и решив его относительно a , получим

$$a_{cp} = TA_{\Delta} k_{\Delta} / \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D)^2 k_j^2}. \quad (11.18)$$

Способ пробных расчетов заключается в том, что допуски на составляющие размеры назначают экономически целесообразными для условий предстоящего вида производства с учетом конструктивных требований, опыта эксплуатации имеющихся подобных механизмов и проверенных для данного производства значений коэффициентов k_{Δ} , k_j . Для повышения точности, надежности и обеспечения функциональной взаимозаменяемости машин допуски и предельные отклонения

ния исходного и составляющих размеров ответственных частей выпасаемых машин следует корректировать в сторону ужесточения с целью создания запаса на износ. Правильность такого расчета размерной цепи проверяют по формуле (11.16). Если равенство выполняется, допуски, а иногда и номинальные значения составляющих размеров вновь корректируют.

Способ *равного влияния* применяют при решении плоских и пространственных размерных цепей. Он основан на том, что допустимое отклонение каждого составляющего размера должно вызывать одинаковое изменение исходного размера.

11.4 МЕТОД ГРУППОВОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ. СЕЛЕКТИВНАЯ СБОРКА

Сущность метода *групповой взаимозаменяемости* заключается в изготовлении деталей со сравнительно широкими технологически выполнимыми допусками, выбираемыми из соответствующих стандартов, сортировке деталей на равное число групп с более узкими групповыми допусками и сборке их (после комплектования) по одноименным группам. Такую сборку называют *селективной*.

Метод *групповой взаимозаменяемости* применяют, когда средняя точность размеров цепи очень высокая и экономически неприемлемая.

При селективной сборке (в посадках с зазором и натягом) на большие зазоры и натяги уменьшаются, а наименьшие увеличиваются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к среднему значению зазора или натяга для данной посадки, что делает соединени

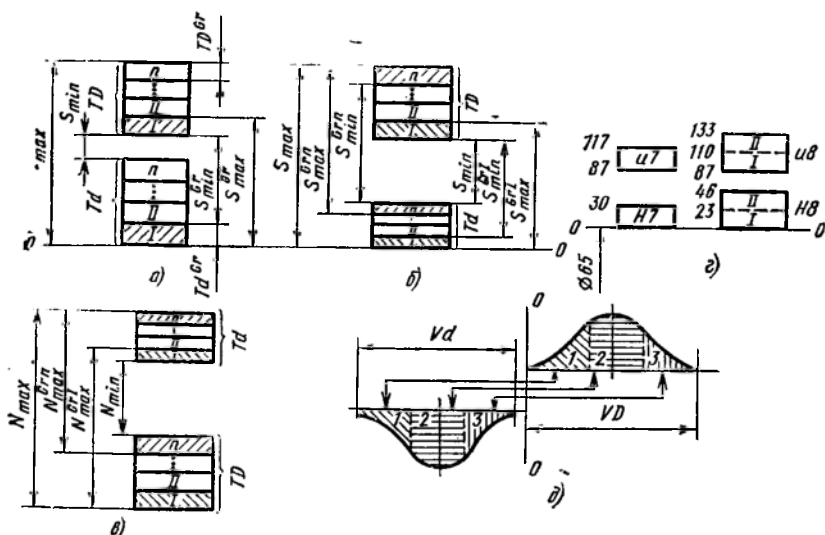


Рис. 11.8. Схемы сортировки деталей на группы:

a — при $TD = Td$; *б* — при $TD > Td$ (*a* и *б* — посадки с зазором); *в* — при $TD > Td$; *г* — при $TD = Td$ (*в* и *г* — посадки с натягом); *д* — с учетом кривых распределения

более стабильными и долговечными (рис. 11.8). В переходных посадках наибольшие натяги и зазоры уменьшаются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к значению натяга или зазора, которое соответствует серединам полей допусков деталей.

Для установления числа групп n сортировки деталей необходимо знать требуемые предельные значения групповых зазоров или натягов, которые находят из условия обеспечения наибольшей долговечности соединения, либо допускаемое значение группового допуска TD^{Gr} или Td^{Gr} , определяемое экономической точностью сборки и сортировки деталей, а также возможной погрешностью их формы. Отклонения формы не должны превышать группового допуска, иначе одна и та же деталь может попасть в разные (ближайшие) группы в зависимости от того, в каком сечении она измерена при сортировке.

Рассмотрим случай определения числа n групп, когда в исходной посадке $TD = Td$. Для этого случая характерно, что групповой зазор или натяг остаются постоянными при переходе от одной группы к другой (см. рис. 11.8, а). При сборке деталей для повышения долговечности подвижных соединений необходимо создавать наименьший допускаемый зазор, для повышения работоспособности соединений с натягом — наибольший допускаемый натяг (см. гл. 9). Число n групп подсчитывают по следующим формулам:

при заданном S_{min}^{Gr} (для подвижной посадки)

$$S_{min}^{Gr} = S_{min} + Td - Td/n; \quad (11.19)$$

при заданном N_{max}^{Gr} (для посадки с натягом)

$$N_{max}^{Gr} = N_{max} - TD + TD/n. \quad (11.20)$$

При заданном групповом допуске TD^{Gr} или Td^{Gr} $TD/n = TD^{Gr}$; $n = TD/TD^{Gr}$; $Td/n = Td^{Gr}$; $n = Td/Td^{Gr}$. При $TD = Td$

$$n = TD/TD^{Gr} = Td/Td^{Gr}. \quad (11.21)$$

При $TD > Td$ групповой зазор (или натяг) при переходе от одной группы к другой не остается постоянным (см. рис. 11.8, б, в), следовательно, однородность соединений не обеспечивается, поэтому селективную сборку целесообразно применять только при $TD = Td$.

При большом числе групп сортировки групповой допуск значительно отличается от допуска при меньшем числе групп, а организация контроля и сложность сборки значительно возрастают. Практически $n_{max} = 4 \dots 5$, лишь в подшипниковой промышленности при сортировке тел качения $n \geq 10$.

Пример. По конструктивным требованиям для номинального диаметра 65 мм нужна посадка с наименьшим натягом 57 мкм и наибольшим 117 мкм. Этим требованиям соответствует посадка H7/u7 (рис. 11.8, г), но для данного производства она технологически трудно выполнима. Можно подобрать посадку H8/u8, которая при разбивке допуска на две группы и сборке деталей одноименных групп обеспечивает натяг в приемлемых пределах 64—110 мкм в каждой группе при расширении допусков на изготовление примерно на 50 %.

Селективную сборку применяют не только в сопряжениях гладких деталей цилиндрической формы, но и более сложных по форме (на-

пример, резьбовых). Селективная сборка позволяет в n раз повысить точность сборки (точность соединения) без уменьшения допусков на изготовление деталей или обеспечить заданную точность сборки (точность соединения) при расширении допусков до экономически целесообразных величин.

Вместе с тем селективная сборка имеет недостатки: усложняется контроль (требуется большой штат контролеров, более точные измерительные средства, контрольно-сортировочные автоматы); повышается трудоемкость процесса сборки (в результате создания сортировочных групп); возможно увеличение незавершенного производства вследствие разного числа деталей в парных группах.

Селективная сборка обеспечивает неполную, групповую взаимозаменяемость, ввиду чего этот метод используют обычно в условиях завода-изготовителя при обеспечении внутренней взаимозаменяемости. Исключением являются, например, поршни, поршневые пальцы к двигателям внутреннего сгорания и некоторые другие запчаcные части.

Применение селективной сборки целесообразно в массовом и крупносерийном производствах для соединений высокой точности, когда дополнительные затраты на сортировку, маркировку, сборку и хранение деталей по группам окупаются высоким качеством изделий. При производстве подшипников качения и сборке ответственных резьбовых соединений с натягом селективная сборка является единственным экономически целесообразным методом обеспечения требуемой точности.

Для сокращения объемов незавершенного производства, образуемого при селективной сборке, строят эмпирические кривые распределения размеров соединяемых деталей. Если смещения центров группирования и кривые распределения размеров соединяемых деталей одинаковы и соответствуют, например, закону Гаусса, число собираемых деталей в одноименных группах одинаково. Следовательно, только при идентичности кривых распределения сборка деталей из одноименных групп (рис. 11.8,б) устраняет образование незавершенного производства.

Иногда деление допуска, выраженного в единицах длины, на равные части заменяют делением на части, границы которых выражаются в долях σ . Если вторая группа имеет сортировочные границы $\pm\sigma$, то относительное число деталей первой группы $\Phi(3) - \Phi(1) = 0,5 - 0,341 = 0,1587 = 15,87\%$. Относительное число деталей второй группы $2\Phi(1) = 2 \cdot 0,3413 = 68,26\%$. Относительное число деталей третьей группы, как и первой, $\Phi(3) - \Phi(1) = 15,87\%$. Число соединений, собранных из деталей второй группы, примерно в 4 раза больше числа соединений, собранных из первой или третьей группы.

11.5. МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПРИГОНКИ

Метод регулирования. Под методом регулирования понимают расчет размерных цепей, при котором требуемая точность исходного (замыкающего) звена достигается преднамеренным измене

нием без удаления материала (регулированием) одного из заранее выбранных составляющих размеров, называемого *компенсирующим* (на схеме размерной цепи компенсирующее звено заключают в прямоугольник). Роль компенсатора обычно выполняет специальное звено в виде прокладки, регулируемого упора, клина и т. д. При этом по всем остальным размерам цепи детали обрабатывают по расширенным допускам, экономически приемлемым для данных производственных условий.

Номинальный размер компенсирующего звена K в соответствии с выражением (11.1)

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_{j_{yb}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j_{ym}} \pm K. \quad (11.22)$$

Значение K берут со знаком плюс, если размер является увеличивающим, в противном случае — со знаком минус. Когда K увеличивающий размер, в соответствии с формулами (11.2), (11.3), (11.10) и (11.11) можно записать:

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{j=1}^n A_{j_{yb}}^{\max} + K^{\min} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j_{ym}}^{\min}; \quad (11.23)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^n A_{j_{yb}}^{\min} + K^{\max} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j_{ym}}^{\max}; \quad (11.24)$$

$$E_s(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_s(A_j)_{yb} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_s(A_j)_{ym} + E_s(K);$$

$$E_t(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_t(A_j)_{yb} - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_t(A_j)_{ym} + E_t(K).$$

Когда K уменьшающий размер, то

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{j=1}^n A_{j_{yb}}^{\max} - K^{\max} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j_{ym}}^{\min}; \quad (11.25)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^n A_{j_{yb}}^{\min} - K^{\min} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j_{ym}}^{\max}; \quad (11.26)$$

$$E_s(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_s(A_j)_{yb} - E_s(K) - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_s(A_j)_{ym};$$

$$E_t(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_t(A_j)_{yb} - E_t(K) - \sum_{j=n+1}^{n+p} E_t(A_j)_{ym}.$$

Вычитая почленно уравнение (11.24) из (11.23), уравнение (11.26) из (11.25) с учетом равенства $n + p = m - 1$ в обоих случаях получим

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j - V_{\kappa}, \quad (11.27)$$

где TA_{Δ} — заданный допуск исходного размера, определенный исходя из эксплуатационных требований; TA_j — принятые расширен-

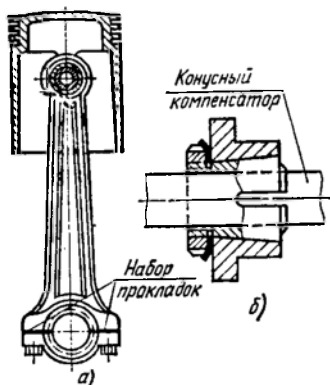


Рис. 11.9. Узлы с неподвижным (а) и подвижным (б) компенсаторами

ные технологически выполнимые допуски составляющих размеров; V_K — наибольшее возможное расчетное отклонение, выходящее за пределы поля допуска исходного звена, подлежащее компенсации.

В этом случае должно быть выполнено условие

$$V_K \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j - TA_\Delta. \quad (11.28)$$

Для цепей, имеющих размеры, меняющиеся во время эксплуатации машин (в результате износа, температурных и силовых деформаций деталей), при определении отклонения V_K следует учитывать ожидаемое изменение составляющих размеров.

Замыкающий размер изменяют (регулируют) с помощью компенсаторов. Для компенсации погрешностей линейных, диаметральных и угловых размеров, а также отклонений от соосности и других погрешностей применяют неподвижные и подвижные компенсаторы разных видов. Неподвижные компенсаторы чаще всего выполняют в виде промежуточных колец, набора прокладок и других подобных сменных деталей (рис. 11.9).

Толщина s каждой сменной прокладки должна быть меньше допуска исходного размера, т. е. $s < TA_\Delta$. В противном случае после установки прокладки может быть получен исходный размер, превышающий наибольшее допускаемое значение. Суммарная толщина всех прокладок $Ns = V_K$, где N — число прокладок. Тогда $s = (V_K/N) < TA_\Delta$ или $N \geq (V_K/TA_\Delta)$. Обычно принимают

$$N = (V_K/TA_\Delta) + 1. \quad (11.29)$$

Затем определяют

$$s = V_K/N. \quad (11.30)$$

Формулу (11.29) применяют, когда допуск TK на изготовление компенсатора мал по сравнению с допуском TA_Δ . В других случаях знаменателем дроби в формуле (11.29) должна быть разность $TA_\Delta - V_K$.

Округляя значение s до ближайшего меньшего нормального размера, получают окончательное число сменных прокладок $N = (V_K/s)$.

В зависимости от разности между получаемым при сборке и требуемым исходным размером устанавливают необходимое число прокладок.

Метод регулирования, который широко применяют, позволяет достигать высокой точности механизма и поддерживать ее во время эксплуатации при расширенных допусках всех размеров цепи. Особое значение этот метод приобретает при решении размерных цепей, в которых имеются размеры, меняющиеся во время эксплуатации.

К недостаткам метода следует отнести увеличение числа деталей в машине, что усложняет конструкцию, сборку и эксплуатацию.

Метод пригонки. При этом методе предписанная точность исходного размера достигается дополнительной обработкой при сборке детали по одному из заранее намеченных составляющих размеров цепи. Здесь детали по всем размерам, входящим в цепь, изготавливают с допусками, экономически приемлемыми для данных условий производства. Чтобы осуществлять пригонку по предварительно выбранному размеру, необходимо по этому размеру оставлять припуск, достаточный для компенсации исходного размера. Этот припуск должен быть наименьшим для сокращения объема пригоночных работ.

Способ пригонки можно применять только в единичном и мелкосерийном производствах, когда нельзя использовать иные способы обеспечения требуемой точности. В единичном и мелкосерийном производствах применяют также способ совместной обработки деталей в предварительно собранном виде или установленных в одном приспособлении и другие способы.

11.6. РАСЧЕТ ПЛОСКИХ И ПРОСТРАНСТВЕННЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Плоские и пространственные размерные цепи рассчитывают теми же методами, что и линейные. Необходимо лишь привести их к виду линейных размерных цепей. Это достигается путем проектирования размеров плоской цепи на одно направление, обычно совпадающее с направлением исходного (или замыкающего) размера, а пространственной цепи — на две или три взаимно перпендикулярные оси.

В качестве примера рассмотрим плоскую размерную цепь с замыкающим (сборочным) размером A_Δ , определяющим максимальное продольное перемещение толкателя (рис. 11.10, а, б). Приведем эту цепь к линейной (рис. 11.10, в), в которой $A'_3 = A_3 \cos \alpha$.

По формулам (11.4)–(11.16) определим допуск замыкающего размера:

методом расчета на максимум-минимум

$$TA_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} |\partial A_\Delta / \partial A_j| TA_j; \quad (11.31)$$

теоретико-вероятностным методом

$$TA_\Delta = \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (\partial A_\Delta / \partial A_j)^2 TA_j^2 k_j^2}, \quad (11.32)$$

где $\partial A_\Delta / \partial A_j$ — частная производная функция замыкающего размера по j -му составляющему размеру; ее называют также передаточным отношением ξ .

Передаточные отношения характеризуют степень и характер влияния погрешностей размеров составляющих звеньев на замыкающее. Для цепей с параллельными звеньями все передаточные отношения равны единице (для увеличивающих размеров) или минус единице (для уменьшающих).

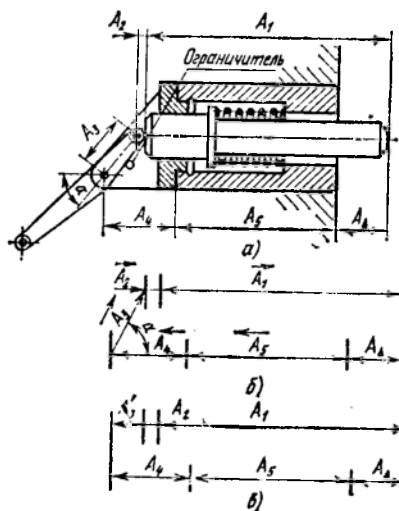


Рис. 11.10. Эскиз узла (а), плоская (б) и линейная (в) размерные цепи

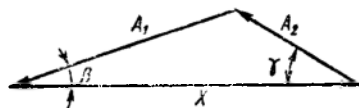


Рис. 11.11. Плоская размерная цепь

Определим допуск замыкающего размера x плоской размерной цепи (рис. 11.11). Номинальные размеры и отклонения составляющих размеров, а также углы их наклона заданы. Углы β и γ допусками не ограничены.

Номинальный размер

$$x = f(A_1, A_2) = A_1 \cos \beta + A_2 \cos \gamma.$$

Допуск замыкающего размера x по формуле (11.31)

$$Tx = (\partial f / \partial A_1) TA_1 + (\partial f / \partial A_2) TA_2, \quad (11.33)$$

где TA_1 и TA_2 — допуски составляющих размеров.

Передаточные отношения

$$\partial f / \partial A_1 = \cos \beta; \quad \partial f / \partial A_2 = \cos \gamma.$$

Тригонометрические функции углов условно считаем постоянными, так как погрешности сторон треугольника незначительны. Подставив найденные значения передаточных отношений в формулу (11.33), получим допуск замыкающего размера $Tx = TA_1 \cos \beta + TA_2 \cos \gamma$. При расчете цепи теоретико-вероятностным методом допуск замыкающего размера $Tx = \sqrt{k_1^2 TA_1^2 \cos^2 \beta + k_2^2 TA_2^2 \cos^2 \gamma}$ где k_1 и k_2 — коэффициенты относительного рассеяния отклонений составляющих размеров.

11.7. ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ДЛЯ РЕШЕНИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Метод расчета на максимум-минимум. Применение ЭВМ для расчета размерных цепей на максимум-минимум рассмотрим на примере решения задачи 1 (обратная задача по ГОСТ 16319—80) Алгоритм вычисления параметров замыкающего звена (номиналь-

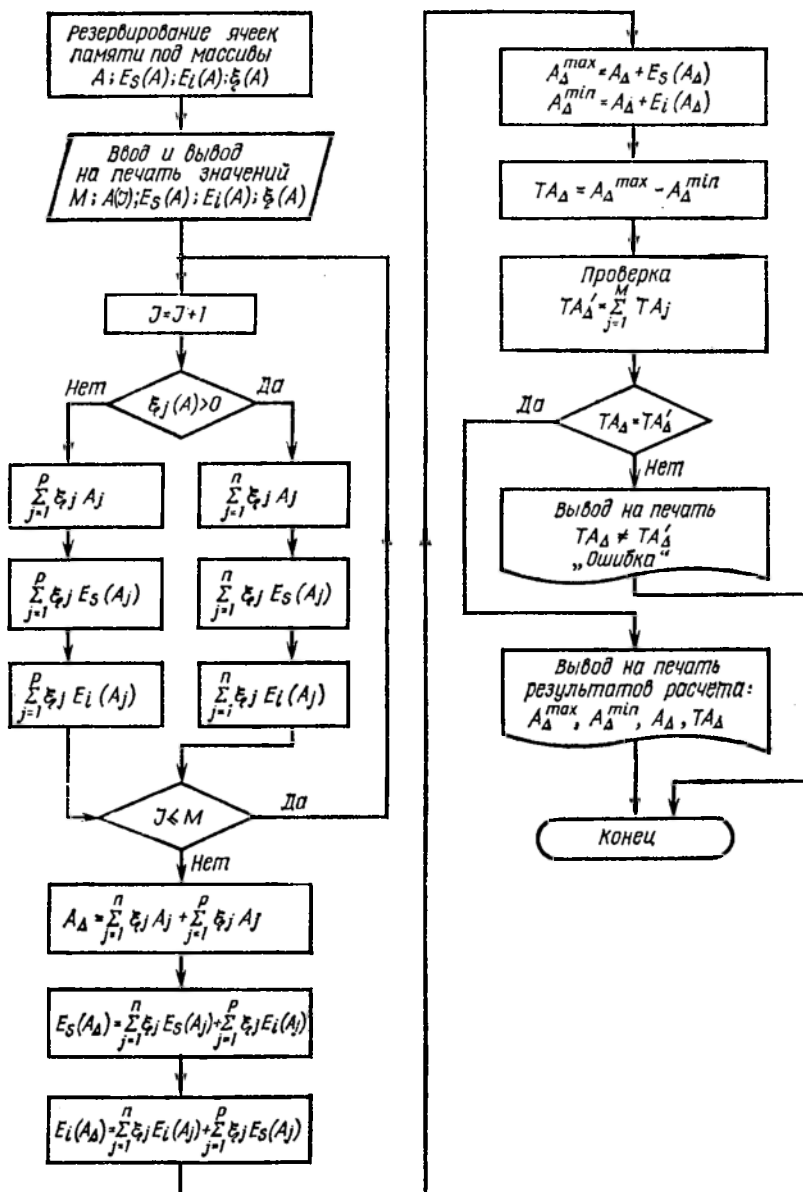


Рис. 11.12. Алгоритм расчета размерных цепей по методу максимума-минимума

ного A_Δ , наибольшего $A_\Delta^{\max}$, наименьшего $A_\Delta^{\min}$ предельных размеров и допуска T_Δ) по известным параметрам составляющих звеньев приведен на рис. 11.12. Он разработан в соответствии с формулами (11.1), (11.4), (11.7) и (11.12). Программа расчета, реализующая этот алгоритм, составлена на алгоритмическом языке ФОРТРАН-IV.

Текст программы расчета задачи 1 методом максимума-минимум состоит из следующих операторов.

```

C ПРОГРАММА РАСЧЕТА РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ НА ЭВМ ЕС
C «ФОРТРАН-IV»
C МЕТОД МАКСИМУМА-МИНИМУМА
C ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
C A(J)—НОМИНАЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ СОСТАВЛЯЮЩИХ ЗВЕНЬЕВ
C ESA(J)—ВЕРХНИЕ ОТКЛОНЕНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ ЗВЕНЬЕВ
C EIA(J)—НИЖНИЕ ОТКЛОНЕНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ ЗВЕНЬЕВ
C KSIA(J)—ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ОТНОШЕНИЯ СОСТАВЛЯЮЩИХ
C ЗВЕНЬЕВ;
C J=1,2,3,...,M, ГДЕ M—ЧИСЛО СОСТАВЛЯЮЩИХ ЗВЕНЬЕВ.
C ВВОД И ВЫВОД НА ПЕЧАТЬ ЗНАЧЕНИЙ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ
DIMENSION A(25),ESA(25),EIA(25),KSIA(25)
READ(5,1)M
READ(5,2)(A(J),ESA(J),EIA(J),KSIA(J),J=1,M)
WRITE(6,5)M
WRITE(6,6)(A(J),ESA(J),EIA(J),KSIA(J),J=1,M)
C РАСЧЕТ
AZAMYM=0
AZAMYB=0
ESAYM=0
EIAYM=0
ESAYB=0
EIAYB=0
DO 11 J=1,M
IF(KSIA(J).GT.0)GO TO 10
C ВЫЧИСЛЕНИЕ СУММ ВЕРХНИХ ESAYM, НИЖНИХ EIAYM
C ОТКЛОНЕНИЙ И НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ AZAMYM
C УМЕНЬШАЮЩИХ ЗВЕНЬЕВ
AZAMYM=AZAMYM+KSIA(J)*A(J)
ESAYM=ESAYM+KSIA(J)*ESA(J)
EIAYM=EIAYM+KSIA(J)*EIA(J)
GO TO 11
C ВЫЧИСЛЕНИЕ СУММ ВЕРХНИХ ESAYB, НИЖНИХ EIAYB
C ОТКЛОНЕНИЙ И НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ AZAMYB
C УВЕЛИЧИВАЮЩИХ ЗВЕНЬЕВ
10 AZAMYB=AZAMYB+KSIA(J)*A(J)
ESAYB=ESAYB+KSIA(J)*ESA(J)
EIAYB=EIAYB+KSIA(J)*EIA(J)
11 CONTINUE
C ВЫЧИСЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОГО РАЗМЕРА ЗАМЫКАЮЩЕГО ЗВЕНА
AZAM=AZAMYB+AZAMYM
C ВЫЧИСЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ЗАММАХ, ЗАММИН И
C ДОПУСКА TAZAM ЗАМЫКАЮЩЕГО ЗВЕНА
ЗАММАХ=ESAYB+EIAYM+AZAM
ЗАММИН=EIAYB+ESAYM+AZAM
TAZAM=ЗАММАХ-ЗАММИН
C ПРОВЕРКА
ES=0
EI=0
DO 13 J=1,M
ES=ES+ESA(J)
EI=EI+EIA(J)
13 CONTINUE
SUMTA=ES-EI
IF(TAZAM.EQ.SUMTA)GO TO 16
C ПЕЧАТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ МЕТОДО
MAX-MIN
WRITE(6,12)SUMTA

```

```

16 WRITE(6,5)
   WRITE(6,6)(A(J),ESA(J),EIA(J),KSIA(J),J=1,M)
   WRITE(6,7)
   WRITE(6,14)ZAMMAX,AZAM
   WRITE(6,15)ZAMMIN,TAZAM
1  FORMAT(12)
2  FORMAT(F6.2,2F6.3,12)
5  FORMAT(«  »,23(«—»)/6X,«ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ»/
* (13X,«M=»,12)/7X,«A»,3X,«ESA»,3X,«EIA»,3X,«KSIA»)
6  FORMAT(4X,F6.2 2F6.3,12)
7  FORMAT(«  »,23(«—»)/«  »,РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:»)
12 FORMAT(«  »,9(«—»),«ОШИБКА»/(5X,«SUMTA=»,F6.4))
14 FORMAT(5X,«ZAMMAX=»,F8.4,2X,«AZAM=»,F6.2)
15 FORMAT(5X,«ZAMMIN=»,F8.4,1X,«TAZAM=»,F6.4/
* («  »,23(«—»)))
STOP
END

```

По приведенной программе на ЭВМ ЕС-1022 выполнен расчет размерной цепи, показанной на рис. 11.4. Значения исходных данных вводятся в ЭВМ с перфокарт в последовательности, заданной операторами READ. Выполнение программы на ЭВМ, оснащенной ОС ЭВМ ЕС, осуществляется по «заданию», текст которого приведен подразд. 9.4. После выполнения программы АЦПУ в соответствии с операторами WRITE делает следующую распечатку введенных исходных данных и полученных результатов расчета:

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

M=5			
A	ESA	EIA	KSIA
101.000	0.140	0.0	1
50.000	0.100	0.0	1
5.000	0.0	-0.030	-1
140.000	0.0	-0.100	-1
5.000	0.0	-0.030	-1

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

ZAMMAX=1.4000	AZAM=1.00
ZAMMIN=1.0000	TAZAM=0.4000

Ответ: $A_{\Delta}^{\max} = 1,4$ мм; $A_{\Delta}^{\min} = 1,0$ мм, $TA_{\Delta} = 0,4$ мм, т. е. $A_{\Delta} = 1^{+0,4}$ мм.

Метод ограниченной взаимозаменяемости. Рассмотрим расчет размерных цепей на ЭВМ методом регулирования. При составлении алгоритма расчета (рис. 11.13) приняты следующие символы алгоритмического языка ФОРТРАН-IV: M — число одновременно решаемых вариантов размерных цепей; K — число звеньев размерной цепи в конкретном варианте; U (K) — массив передаточных отношений звеньев размерной цепи (например, для линейных размерных цепей с параллельными звеньями передаточное отношение для увеличивающих звеньев $\xi_j = 1$; для уменьшающих $\xi_j = -1$; A (K) — массив номинальных размеров $[A_j]$ (здесь и далее в квадратных скобках указаны обозначения, принятые в разделе 11.5); ES (K) —

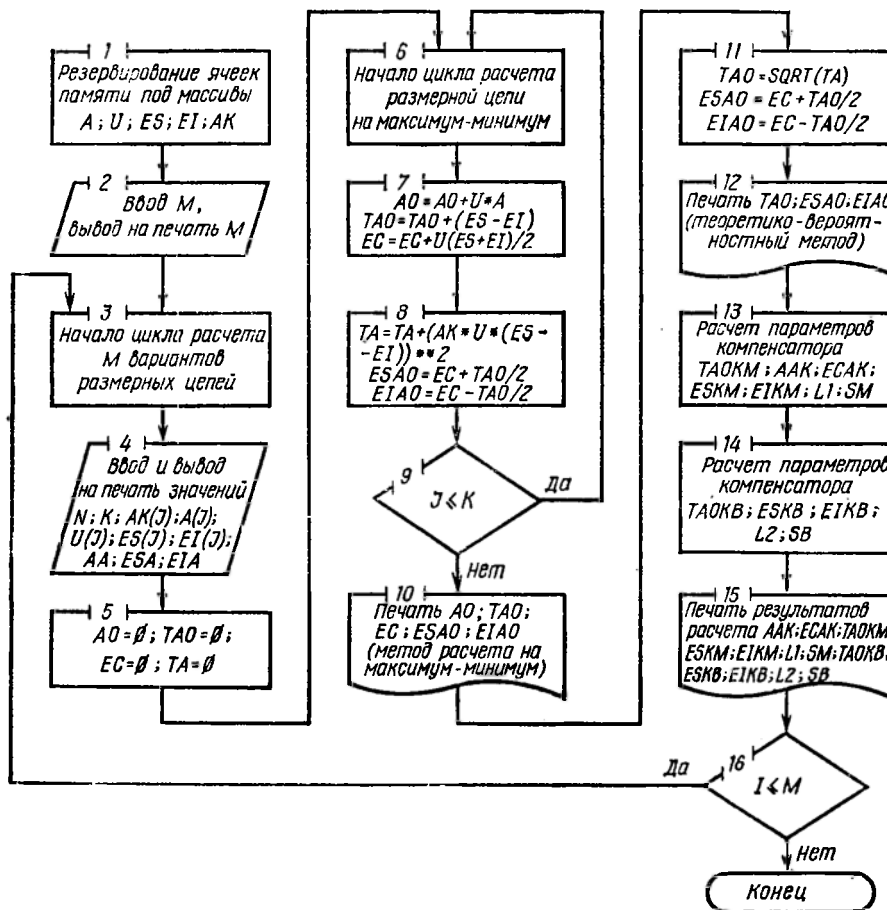


Рис. 11.13. Алгоритм расчета размерных цепей по методу регулирования

массив верхних предельных отклонений $[E_s(A_j)]$; $EI(K)$ — массив нижних предельных отклонений $[E_i(A_j)]$; $AK(K)$ — массив коэффициентов относительного рассеяния $[k_j]$; $AO[A_\Delta]$ — расчетный номинальный размер; $TAO[TA_\Delta]$ — расчетный допуск; $ESAO$ и $EIAO$ — расчетные верхнее $[E_s(A'_\Delta)]$ и нижнее $[E_i(A'_\Delta)]$ предельные отклонения; $EC[E_o(A'_\Delta)]$ — расчетная координата середины поля допуска замыкающего звена; TA — промежуточная расчетная сумма, $TA = \sum_{j=1}^{m-1} k_{js}^2 (TA_j)^2$; AA — заданное значение номинального размера исходного звена $[A_\Delta]$; ESA и EIA — заданные значения верхнего $[E_s(A_\Delta)]$ и нижнего $[E_i(A_\Delta)]$ предельных отклонений исходного размера; TAA — заданное значение допуска исходного (замыкающего) размера $[TA_\Delta]$; AAK — номинальный размер компенсирующего звена $[A_K]$; $ECAK$ — координата середины поля допуска компенсирующего звена $[E_o(A_K)]$.

Используем алгоритм, приведенный на рис. 11.13, для расчета размерных цепей методом максимума-минимума и теоретико-вероятностным методом. Для этого рассчитываемые параметры компенсирующего звена обозначим разными символами.

Параметры компенсирующего звена, рассчитанные методом максимума-минимума ТАОКМ — допуск компенсирующего звена (V_K); ЕСКМ — верхнее предельное отклонение компенсирующего звена [$E_s(A_K)$]; ЕІКМ — нижнее предельное отклонение компенсирующего звена [$E_i(A_K)$]; L1 — число сменных прокладок [N]; SM — толщина сменной прокладки [s].

Параметры компенсирующего звена, рассчитанные теоретико-вероятностным методом: ТАОКВ — [V_K]; ЕСКВ — [$E_s(A_K)$]; ЕІКВ — [$E_i(A_K)$]; L2 — [N]; SB — [s].

Рассмотрим последовательность расчета размерных цепей по алгоритму, приведенному на рис. 11.13.

В блоке 1 выполняется резервирование ячеек памяти ЭВМ под массивы значений номинальных размеров $A(K)$, передаточных отношений $U(K)$ для каждого из звеньев любой размерной цепи M , верхних $ES(K)$ и нижних $EI(K)$ предельных отклонений составляющих размеров и коэффициентов относительного рассеяния $AK(K)$ (K — длина массива). В блоке 2 осуществляется ввод и печать числа одновременно рассчитываемых вариантов размерных цепей (M). Блок 3 служит началом цикла расчета размерных цепей. Окончание цикла находится в блоке 16. Число повторений цикла 1 равно M . В блоке 4 ведется ввод и печать заданных числовых значений исходных данных: $N, K, AK(J), A(J), U(J), ES(J), EI(J), AA, ESA, EIA$. В блоке 5 производится обнуление расчетных величин AO ; TAO ; TA и ES . Началом цикла расчета первой размерной цепи методом максимума-минимума служит блок 6. Окончание цикла расчета в блоке 9. Число повторений цикла равно числу составляющих звеньев размерной цепи. В блоке 7 происходит суммирование

$$AO = AO + U(J) * A(J);$$

$$TAO = TAO + (ES(J) - EI(J));$$

$$ES = ES + U(J) * (ES(J) + EI(J))/2,$$

т. е. определяются расчетные значения номинального размера A'_Δ , координаты середины поля допуска $E_o(A'_\Delta)$ и допуска TA'_Δ исходного (замыкающего) размера. В блоке 8 осуществляется суммирование

$$TA = TA + AK(J) * U(J) * (ES(J) - EI(J)) ** 2;$$

$$ESAO = ES + TAO/2;$$

$$EIAO = ES - TAO/2;$$

т. е. вычисляются предельные отклонения расчетного звена $E_s(A'_\Delta)$ и $E_i(A'_\Delta)$, а также значение промежуточной суммы TA . Блок 9 служит меткой окончания цикла расчета с началом в блоке 6 и если индекс J , соответствующий числу повторений цикла расчета, меньше числа составляющих звеньев размерной цепи K , то далее

осуществляется возврат к блоку 6. При $J \geq K$ осуществляется переход к блоку 10, где выполняется печать результатов расчета параметров замыкающего размера A'_Δ , вычисленных методом максимума-минимума. Печатаются величины АО; ТАО; ЕС; ЕСАО; ЕІАО.

В блоке 11 вычисляются параметры расчетного исходного звена A'_Δ теоретико-вероятностным методом:

$$ТАО = \text{SQRT}(ТА);$$

$$ЕСАО = ЕС + ТАО/2;$$

$$ЕІАО = ЕС - ТАО/2.$$

Результаты расчета, выполненные в блоке 11, печатаются в блоке 12.

Далее в блоке 13 вычисляются параметры компенсирующего звена методом максимума-минимума:

$$ТАА = ЕСА - ЕІА;$$

$$ААК = (АА - АО)/U(K);$$

$$ЕСАК = (ЕСА + ЕІА)/2;$$

$$ТАОКМ = ТАО - ТАА;$$

$$ЕСКМ = ЕСАК + ТАОКМ/2;$$

$$ЕІКМ = ЕСАК - ТАОКМ/2;$$

$$L1 = ТАОКМ/ТАА + 1;$$

$$SM = ТАОКМ/L1.$$

Параметры компенсирующего звена теоретико-вероятностным методом вычисляются в блоке 14 по следующим формулам:

$$ТАОКВ = ТАО - ТАА;$$

$$ЕСКВ = ЕСАК + ТАОКВ/2;$$

$$ЕІКВ = ЕСАК - ТАОКВ/2;$$

$$L2 = ТАОКВ/ТАА + 1;$$

$$SB = ТАОКВ/L2.$$

В блоке 15 выполняется печать всех результатов расчета размерной цепи (I) методом регулирования.

Блок 16 служит меткой окончания внешнего цикла расчета с началом в блоке 3. Если индекс I, соответствующий текущему числу просчитанных вариантов, меньше M, т. е. меньше числа заложенных в ЭВМ вариантов размерных цепей, следует возврат к блоку 3. При $I \geq M$ осуществляется переход к концу программы.

Полный текст программы расчета размерных цепей методом регулирования приведен в приложении 2.

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

12.1. ОСНОВНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К РЕЗЬБОВЫМ СОЕДИНЕНИЯМ

Резьбовые соединения широко распространены в машиностроении (в большинстве современных машин свыше 60 % всех деталей имеют резьбы). По эксплуатационному назначению различают резьбы общего применения и специальные, предназначенные для соединения одного типа деталей определенного механизма. К первой группе относятся резьбы:

а) *крепежные* (метрическая, дюймовая), применяемые для разъемного соединения деталей машин, основное их назначение — обеспечение прочности соединений и сохранение плотности (нераскрытия) стыка в процессе длительной эксплуатации;

б) *кинематические* (трапецеидальная и прямоугольная), применяемые для ходовых винтов, винтов суппортов станка и столов измерительных приборов и т. п., основное их назначение — обеспечение точного перемещения при наименьшем трении, а также (упорная) для преобразования вращательного движения в прямолинейное в прессах и домкратах, основное их назначение — обеспечение плавности вращения и высокой нагрузочной способности (для точных микрометрических пар применяют метрическую резьбу повышенной точности);

в) *трубные и арматурные* (трубные цилиндрическая и коническая, метрическая коническая), применяемые для трубопроводов и арматуры, основное их назначение — обеспечение герметичности соединений. Основные размеры, профиль и допуски трубной конической резьбы регламентированы ГОСТ 6211—81 (СТ СЭВ 1159—78). Эксплуатационные требования к резьбам зависят от назначения резьбовых соединений. Общими для всех резьб являются требования долговечности и свинчиваемости без подгонки независимо изготовленных резьбовых деталей при сохранении эксплуатационных качеств соединений.

12.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КРЕПЕЖНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

Параметры цилиндрической резьбы (рис. 12.1): средний d_2 (D_2), наружный d (D) и внутренний d_1 (D_1) диаметры наружной (внутренней) резьбы; шаг P (для многозаходной резьбы ход $P_n = Pn$, где n — число заходов); угол профиля α ; высота исходного

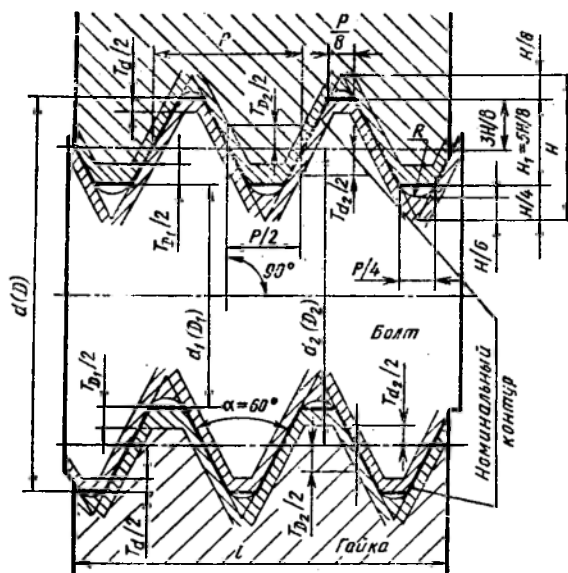


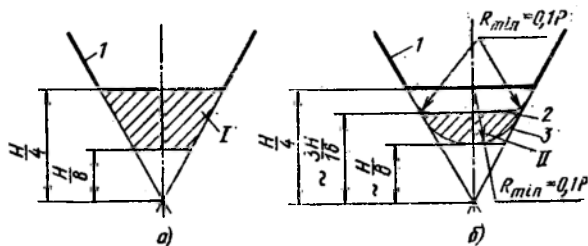
Рис. 12.1. Профиль и предельные контуры резьбового соединения с метрической резьбой при посадке H/h . Основные параметры

треугольника H ; угол наклона сторон профиля β и γ , угол подъема резьбы ψ , а также длина свинчивания l , рабочая высота профиля H_1 и номинальный радиус закругления впадины внутренней резьбы R . Профиль, номинальные размеры диаметров, а также параметры P , α и H_1 являются общими как для наружной (болта, шпильки, винта и др.), так и внутренней (гайки, гнезда и др.) резьб. Профиль метрической резьбы для диаметров от 0,25 до 600 мм и размеры его элементов ($H = 0,8660254P$; $H_1 = (5/8)H = 0,541265877P$; $R = H/6 = 0,144337567P$) регламентированы ГОСТ 9150—81 (СТ СЭВ 180—75), который предусматривает срезы вершин резьбы, равные $H/4$ у гайки и $H/8$ у болта. Резьбовые соединения с таким профилем отличаются повышенной прочностью по сравнению с резьбой, имеющей меньшие срезы; облегчается образование наружной резьбы накатыванием и внутренней резьбы нарезанием. Метрическая резьба при статических нагрузках имеет запас самоторможения.

Реальный профиль впадин наружной резьбы, отличающийся от номинального, ни в одной точке не должен выходить за линию плоского среза на расстоянии $H/4$ от вершины исходного треугольника, а реальный профиль внутренней резьбы — за линию плоского среза на расстоянии $H/8$ от вершины исходного треугольника (рис. 12.2). Впадины наружной резьбы выполняют плоскосрезанными или закругленными. При плоскосрезанной форме реальный профиль впадины должен быть расположен между линиями плоского среза на расстоянии $H/4$ и $H/8$ от вершины исходного треугольника, т. е. в зоне I (рис. 12.2, а). При закругленной форме впадины резьбы, которая является предпочтительной, радиус кривизны ни в одной точке не должен быть менее $0,1P$ (рис. 12.2, б), а ее профиль должен находиться в зоне II. При высоких требованиях к прочности резьбы

Рис. 12.2. Формы впадин резьбы болта:

а — плоскосрезанная; б — закругленная (1 — номинальный профиль; 2 и 3 — верхний и нижний предельные профили)



допускается устанавливать $R_{\min} = 0,125P$. Форма впадины резьбы гайки не регламентируется.

Форма впадины резьбы влияет на циклическую долговечность болтов [1]. Наименьшую циклическую долговечность имеют болты с плоской впадиной профиля, наибольшую — со впадиной, очерченной радиусом $R = H/4 \approx 0,216P$ (при закругленной впадине резьбы значительно уменьшается концентрация напряжений). Указанная зависимость подтверждена результатами экспериментальных исследований резьбовых соединений с натягом, изготовленных из титана и жаропрочных материалов [21]. Статическая прочность болтов с закругленной впадиной незначительно превышает прочность болтов с плоским срезом впадины (разница обусловлена лишь увеличением диаметра d_1 болта).

Метрические резьбы бывают с крупным и мелким шагом. ГОСТ 8724—81 (СТ СЭВ 181—75) устанавливает три ряда диаметров метрической резьбы, в каждом из которых предусмотрены крупный и мелкие шаги. При выборе диаметров резьб первый ряд следует предпочитать второму, второй — третьему. У резьбы с крупным шагом каждому наружному диаметру соответствует шаг, определяемый зависимостью $d(D) \approx 6P^{1,3}$. У резьбы с мелкими шагами одному наружному диаметру могут соответствовать разные шаги. Метрические резьбы с мелкими шагами применяют при соединении тонкостенных деталей, ограниченной длине свинчивания, а также в случаях, когда требуется повышенная прочность соединения (особенно при переменных нагрузках).

Для приборов точной механики (в том числе приборов времени) стандартизована метрическая резьба для диаметров от 0,25 до 0,9 мм — ГОСТ 9000—81 (СТ СЭВ 837—78). Для приборостроительной промышленности стандартизована метрическая резьба с более мелкой градацией диаметров от 3,5 до 400 мм и особо мелкими шагами — ГОСТ 24706—81 (СТ СЭВ 184—75). Размеры и допуски метрической резьбы для деталей из пластмасс диаметром от 1 до 180 мм установлены ГОСТ 11709—81 (СТ СЭВ 1158—78).

12.3. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

Системы допусков и посадок, обеспечивающие взаимозаменяемость метрической, трапецеидальной, упорной, трубной и других цилиндрических резьб с прямолинейными боковыми сторонами

профиля построены по единым принципам: они учитывают особенности конструкции резьбовых деталей и наличие взаимосвязи погрешностей отдельных параметров резьбы.

Предельные контуры резьбы. На длине свинчивания резьбовых деталей расположено несколько витков резьбы, образующих резьбовой контур. Номинальный контур резьбы (см. рис. 12.1) определяет наибольший предельный контур резьбы болта и наименьший — гайки. Он является контуром максимума материала на обработку. От номинального контура в направлении, перпендикулярном к осевой резьбы, отсчитывают отклонения и располагают вниз поля допусков диаметров резьбы болта, в противоположную сторону — поля допусков диаметров резьбы гайки. При изготовлении резьбовых деталей неизбежны погрешности профиля резьбы и ее размеров, возможны неконцентричность диаметральных сечений и другие отклонения, которые могут нарушить свинчиваемость и ухудшить качество соединений. Для обеспечения свинчиваемости и качества соединений действительные контуры свинчиваемых деталей, определяемые действительными значениями диаметров, угла и шага резьбы, не должны выходить за предельные контуры на всей длине свинчивания.

Отклонения шага и угла профиля резьбы и их диаметральной компенсации. У всех цилиндрических резьб с прямолинейными боковыми сторонами профиля отклонения шага и угла профиля для обеспечения свинчивания могут быть скомпенсированы соответствующим изменением действительного среднего диаметра резьбы. *Отклонением шага резьбы ΔP* называют разность между действительным и номинальным расстояниями в осевом направлении между двумя средними точками любых одноименных боковых сторон профиля в пределах длины свинчивания или заданной длины. Отклонение шага состоит из прогрессивных погрешностей шага, пропорциональных числу витков резьбы на длине свинчивания l , периодических, изменяющихся по периодическому закону, и местных, не зависящих от числа витков резьбы на длине свинчивания. Соотношение этих составляющих отклонения шага зависит от технологии изготовления резьбы, точности оборудования и резьбообразующего инструмента и других факторов. Обычно прогрессивные погрешности шага превышают местные. Они возникают вследствие кинематической погрешности станка и неточности шага его ходового винта, износа по всей длине резьбы этого винта, температурных и силовых деформаций винта станка и обрабатываемых деталей и т. д. Местные погрешности шага являются следствием местного износа резьбы ходовых винтов, погрешностей шага многопрофильных резьбообразующих инструментов, неоднородности материала заготовки и других причин.

Наложим на осевое сечение резьбы гайки, имеющей номинальный профиль и размеры, осевое сечение резьбы болта, у которого на длине свинчивания шаг увеличен на ΔP_n (рис. 12.3). При равенстве диаметров резьбы болта и гайки эти детали не свинчиваются. Если условно совместить левые боковые стороны AB профилей резьбы болта и гайки, то свинчивание окажется невозможным вследствие

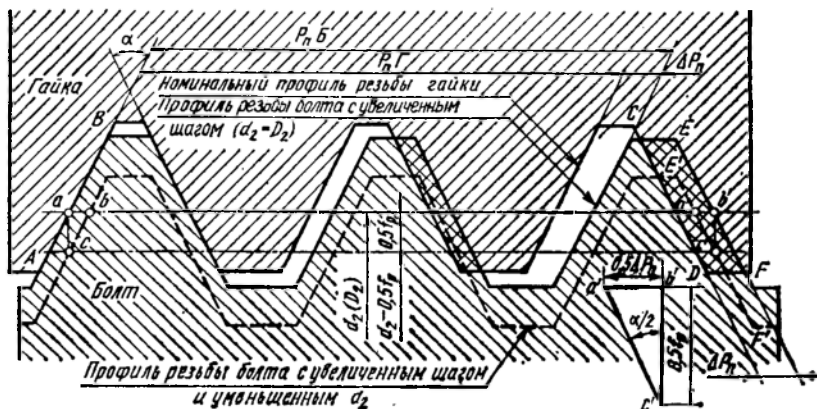


Рис. 12.3. Отклонение шага ΔP_n и диаметрально ее компенсация f_p

перекрытия правых сторон профилей резьбы. В этом случае правые боковые стороны EF профиля резьбы болта и CD профиля резьбы гайки не совместятся. Свинчивание резьбовых деталей, имеющих погрешность шага резьбы, возможно только при наличии разности f_p их средних диаметров, полученной в результате уменьшения среднего диаметра резьбы болта или увеличения среднего диаметра резьбы гайки. При уменьшении среднего диаметра резьбы болта на f_p профиль его резьбы сместится к оси в верхней части резьбы на $0,5f_p$ и в нижней части резьбы (на рис. 12.3 не показано) также на $0,5f_p$. Новое положение профиля резьбы болта показано штриховой линией. Боковая сторона профиля EF резьбы болта занимает теперь положение $E'F'$. Кроме того, весь болт может быть смещен влево на ab . Следовательно, при $ab = a'b' = 0,5\Delta P_n$ боковая сторона EF профиля резьбы болта может быть совмещена с боковой стороной CD профиля резьбы гайки, т. е. свинчивание станет возможным.

Из треугольника $a'b'c'$, в котором $b'c' = 0,5f_p$, найдем

$$0,5f_p = 0,5\Delta P_n \operatorname{ctg} \alpha/2 \text{ или } f_p = \operatorname{ctg} (\alpha/2) \Delta P_n. \quad (12.1)$$

Величину f_p называют диаметральной компенсацией погрешностей шага резьбы и определяют по формулам (ΔP_n и f_p в микрометрах): для метрической резьбы ($\alpha = 60^\circ$) $f_p = 1,732\Delta P_n$; для трубной резьбы ($\alpha = 55^\circ$) $f_p = 1,921\Delta P_n$; для трапецидальной резьбы ($\alpha = 30^\circ$) $f_p = 3,732\Delta P_n$; для упорной резьбы ($\beta = 30^\circ$; $\gamma = 3^\circ$) $f_p = 3,175\Delta P_n$.

Диаметральную компенсацию погрешностей шага необходимо определять исходя из абсолютного значения наибольшего отклонения ΔP_n (накопленной или местной погрешности шага), которая может быть как положительной, так и отрицательной.

При анализе погрешностей угла профиля резьбы обычно измеряют не угол α , а половину угла профиля $\alpha/2$, которая для метрической резьбы равна 30° . Измеряя $\alpha/2$, можно установить не только величину α , но и перекося резьбы.

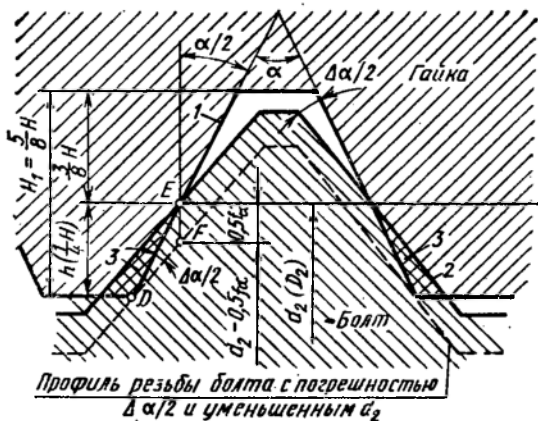


Рис. 12.4. Отклонение половины угла профиля $\Delta\alpha/2$ и диаметральной его компенсация f_α

Отклонением половин угла профиля резьбы $\Delta\alpha/2$ болта или гайки (для резьб с симметричным профилем называют разность между действительными и номинальными значениями $\alpha/2$). Эта погрешность может быть вызвана погрешностью полного угла профиля (при равенстве половин угла), перекосом профиля относительно оси детал (когда биссектриса угла симметричного профиля перпендикулярна ос резьбы) и сочетанием обоих факторов. Погрешность по

ловины угла профиля может быть вызвана погрешностями профиля резьбообразующего инструмента и неточностью установки его, перекосом оси детали и т. п.

Отклонение $\Delta\alpha/2$ при симметричном профиле резьбы находят как среднее арифметическое абсолютных значений отклонений обеих половин угла профиля:

$$\Delta\alpha/2 = 0,5 (|\Delta(\alpha/2)_{\text{пр}}| + |\Delta(\alpha/2)_{\text{лев}}|). \quad (12.2)$$

На рис. 12.4 показано сечение резьбы гайки с номинальным профилем 1, на которое наложено сечение резьбы болта 2, имеющего погрешность половины угла профиля $\Delta\alpha/2$. При равенстве диаметров резьбы болта и гайки свинчивание этих деталей невозможно вследствие перекрытия профилей резьбы (зона 3). Свинчивание резьбовых деталей, имеющих погрешность $\Delta\alpha/2$, как и деталей, имеющих погрешность шага, возможно только при наличии необходимого зазора по средним диаметрам их резьбы, т. е. диаметральной компенсации f_α этой погрешности, которая может быть получена в результате уменьшения среднего диаметра резьбы болта или увеличения среднего диаметра резьбы гайки.

Величину f_α можно найти из треугольника DEF.

Применив теорему синусов, получим

$$\frac{EF}{ED} = \frac{\sin(\Delta\alpha/2)}{\sin[180 - (\alpha/2 + \Delta\alpha/2)]}, \quad (12.3)$$

где $EF = 0,5f_\alpha$; $ED = h/\cos(\Delta\alpha/2)$.

Угол $\Delta\alpha/2$ является относительно малой величиной, поэтому можно принять

$$\sin[180 - (\alpha/2 + \Delta\alpha/2)] \approx \sin \alpha/2; \quad \sin \Delta\alpha/2 = \Delta\alpha/2.$$

Тогда уравнение (12.3) принимает вид $(0,5f_\alpha \cos \alpha/2)/h = (\Delta\alpha/2)/\sin \alpha/2$ откуда после преобразования получаем $f_\alpha = (4h \Delta\alpha/2)/\sin \alpha$, где $\Delta\alpha/2$ — в радианах, h и f_α — в миллиметрах.

Если $\Delta\alpha/2$ выразить в угловых минутах, а f_α в микрометрах, получим

$$f_\alpha = \frac{4h\Delta\alpha/2}{\sin \alpha} \frac{2\pi}{360 \cdot 60} 10^3 \approx \frac{1,164h}{\sin \alpha} \Delta\alpha/2. \quad (12.4)$$

Для метрической резьбы $h = H/4 = 0,2165P$, для трубной и трапецеидальной резьб $h = 0,5H_1$. Подставив в формулу (12.4) значение h , выраженное через шаг и значение $\sin \alpha$, получим: для метрической резьбы $f_\alpha \approx 0,29P \Delta\alpha/2$; для трубной резьбы $f_\alpha \approx 0,35P \Delta\alpha/2$; для трапецеидальной резьбы $f_\alpha \approx 0,582P \Delta\alpha/2$; для упорной резьбы с $\beta = 30^\circ$ и $\gamma = 3^\circ$ $f_\alpha = 0,46P (\Delta\beta + 0,75\Delta\gamma)$, где f_α — в микрометрах; P — в миллиметрах; $\Delta\alpha/2$ — отклонение в угловых минутах, вычисленное по формуле (12.2); $\Delta\beta$, $\Delta\gamma$ — абсолютные значения отклонений углов наклона сторон профиля в минутах.

Зависимости (12.1) и (12.4) дают возможность привести отклонения ΔP и $\Delta\alpha/2$ к одному (диаметральному) направлению и к одной размерности (мкм).

Приведенный средний диаметр резьбы. Свинчиваемость можно считать обеспеченной, если разность средних диаметров резьб болта и гайки не меньше сумм диаметральных компенсаций шага и половины угла профиля обеих деталей. Для упрощения контроля резьб и расчета допусков введено понятие приведенного среднего диаметра резьбы, учитывающего влияние на свинчиваемость величин d_2 (D_2), f_P и f_α . Значение среднего диаметра резьбы, увеличенное для наружной или уменьшенное для внутренней резьбы на суммарную диаметральную компенсацию отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля, называют приведенным средним диаметром. Для резьб с симметричным профилем углы наклона боковых сторон профиля $\beta = \gamma = \alpha/2$.

Приведенный средний диаметр для наружной резьбы

$$d_{2пр} = d_{2изм} + f_P + f_\alpha; \quad (12.5)$$

для внутренней резьбы

$$D_{2пр} = D_{2изм} - (f_P + f_\alpha). \quad (12.6)$$

Здесь $d_{2изм}$ и $D_{2изм}$ — измеренные (действительные) значения среднего диаметра наружной и внутренней резьб (далее индекс «изм» опускаем).

При точном определении значения приведенного диаметра необходимо учитывать отклонения формы боковых поверхностей и другие погрешности резьбы. Приведенный средний диаметр можно представить как средний диаметр теоретической резьбы, не имеющей отклонений шага, угла профиля и отклонений формы, которая свинчивается с действительной резьбой без зазора и без натяга.

Для свинчивания болта с гайкой необходима диаметральная компенсация как положительных, так и отрицательных погрешностей шага и половины угла профиля болта и гайки, поэтому в формулу (12.5) f_P и f_α всегда входят со знаком плюс, а в формулу (12.6) — со знаком минус.

При наличии погрешностей шага и половины угла профил резьбы у обеих деталей получаемый в соединении зазор определяется разностью действительных значений приведенных средних диаметров внутренней и наружной резьбы.

Пример. Определить зазор в резьбовом соединении М24 ($P = 3$ мм). У резьбы гайки $D_2 = 22,2$ мм; $\Delta P_n = +50$ мкм; $\Delta (\alpha/2)_{\text{лев}} = -30'$; $\Delta (\alpha/2)_{\text{пр}} = +70'$ у резьбы болта $d_2 = 21,900$ мм; $\Delta P_n = +40$ мкм (в пределах длины свинчивания) $\Delta (\alpha/2)_{\text{пр}} = -30'$; $\Delta (\alpha/2)_{\text{лев}} = +70'$.

Приведенные средние диаметры болта и гайки определяем по формулам (12.5 и (12.6):

$$d_{2\text{пр}} = 21,900 + \left(1,732 | + 40 | + 0,29 \cdot 3 \frac{| - 30 | + | + 70 |}{2} \right) 10^{-3} = 22,013 \text{ мм};$$

$$D_{2\text{пр}} = 22,900 - \left(1,732 | + 50 | + 0,29 \cdot 3 \frac{| + 70 | + | - 30 |}{2} \right) 10^{-3} = 22,069 \text{ мм}.$$

Зазор в резьбовом соединении

$$S = D_{2\text{пр}} - d_{2\text{пр}} = 22,069 - 22,013 = 0,056 \text{ мм}.$$

Суммарный допуск среднего диаметра резьбы. Средний диаметр шаг и угол профиля являются основными параметрами резьбы, так как они определяют характер контакта резьбового соединения, его прочность, точность поступательного перемещения и другие эксплуатационные качества. Однако вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра допускаемые отклонения этих параметров раздельно не нормируют (за исключением резьб с натягом, резьб калибров и инструмента). Устанавливают только суммарный допуск на средний диаметр болта T_{d_2} и гайки T_{D_2} , который включает допускаемое отклонение собственно среднего диаметра Δd_2 (ΔD_2) и диаметральные компенсации погрешности шага и угла профиля:

$$T_{d_2} (T_{D_2}) = \Delta d_2 (\Delta D_2) + f_P + f_\alpha. \quad (12.7)$$

Верхний предел суммарного допуска среднего диаметра наружной резьбы ограничивает приведенный средний диаметр $d_{2\text{пр max}}$, а нижний предел — средний диаметр $d_{2\text{пр min}}$. Для внутренней резьбы — это допуск, нижний предел которого ограничивает приведенный средний диаметр $D_{2\text{пр min}}$, а верхний предел — средний диаметр $D_{2\text{пр max}}$, поэтому допуски T_{d_2} и T_{D_2} следует определять соответственно как допускаемые разности между $d_{2\text{пр max}}$ и $d_{2\text{пр min}}$ и между $D_{2\text{пр max}}$ и $D_{2\text{пр min}}$. Разность T_{d_2} (T_{D_2}) — $(f_P + f_\alpha)$ представляет собой часть суммарного допуска среднего диаметра, которая может быть использована как допуск собственно среднего диаметра при наличии отклонений шага и угла профиля.

При раздельном контроле шага, угла профиля и среднего диаметра действительные отклонения среднего диаметра болта и гайки должны быть по абсолютному значению не менее требующихся для компенсаций отклонений шага и угла профиля и иметь соответствующие знаки. Значения составляющих Δd_2 (ΔD_2), f_P и f_α и их части в суммарном допуске зависят от типа и размера резьбы, а также технологии ее изготовления.

12.4. СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

Внутренние и наружные резьбы общего назначения, а также большинство специальных резьб контактируют по боковым сторонам профиля. Возможность контакта по вершинам и впадинам резьбы исключается соответствующим расположением полей допусков по d (D) и d_1 (D_1). В зависимости от характера сопряжения по боковым сторонам профиля (т. е. по среднему диаметру) различают посадки с зазором, натягом и переходные.

Действительный характер взаимного контакта боковых сторон профиля резьбы на длине свинчивания, т. е. посадку, определяют не только действительные значения средних диаметров, но и отклонения шага и половины угла профиля резьбы соединяемых деталей, поэтому характер посадки резьбового соединения зависит от зазора или натяга, которые численно представляют собой разницу действительных значений приведенных средних диаметров резьбы болта и гайки.

Система допусков и посадок для метрической резьбы диаметром от 1 до 600 мм основана на международном стандарте ИСО МС 965/1 — 1973. Эта система регламентирована ГОСТ 16093—81 (СТ СЭВ 640—77) — посадки с зазором, ГОСТ 4608—81 (СТ СЭВ 306—76) — посадки с натягом и ГОСТ 24834—81 (СТ СЭВ 305—76) — переходные посадки. Кроме того, что эта система имеет большое значение международной унификации, она позволяет обеспечить более широкое внедрение резьб с зазорами, которые облегчают сборку соединений, дают возможность нанесения антикоррозионных покрытий, а также повышают циклическую прочность резьбовых соединений, испытывающих переменные нагрузки.

Посадки с зазором. Для получения посадок резьбовых деталей с зазором в ГОСТ 16093—81 предусмотрено пять основных отклонений (d , e , f , g и h) для наружной и четыре (E , F , G и H) для внутренней резьбы. Эти отклонения одинаковы для диаметров d_1 , d_2 , d и D , D_2 , D_1 (рис. 12.5). Основные отклонения E и F установлены только для специального применения при значительных толщинах слоя защитного покрытия. Схемы расположения полей допусков и основных отклонений диаметров наружной и внутренней резьбы в посадках с зазором приведены на рис. 12.5 и 12.6. Отклонения отсчитывают от номинального профиля резьбы (показанного на рис. 12.6 толстой линией) в направлении, перпендикулярном оси резьбы.

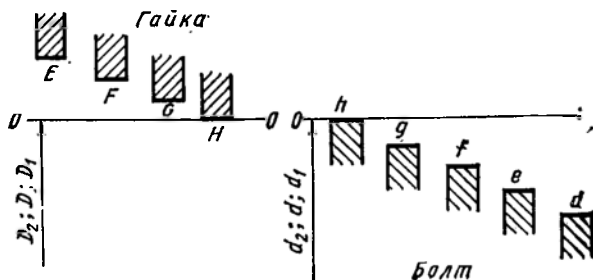


Рис. 12.5. Основные отклонения метрической резьбы при посадке с зазором

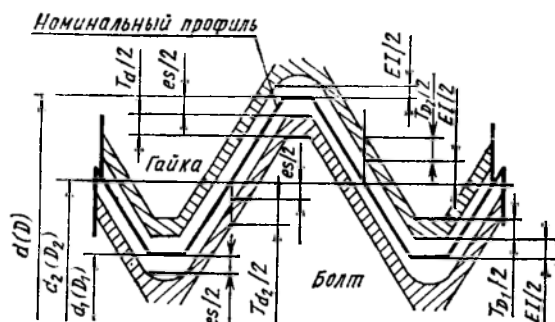


Рис. 12.6. Расположение полей допусков метрической резьбы болта и гайки при посадке с зазором

При сочетании основных отклонений H/h образуется посадка с наименьшим зазором, равным нулю (см. рис. 12.1); при сочетании H/g , f , e , d , а также G , E , F/h , g , f , e , d образуются посадки с гарантированным зазором. Указанные основные отклонения для наружной резьбы определяют верхние отклонения, а для внутренней — нижние отклонения диаметров резьбы. Второе предельное отклонение определяют по принятой *степени точности резьбы*. Сочетание основного отклонения, обозначаемое буквой с допуском по принятой степени точности, образует *поле допуска диаметра резьбы*. Поле допуска резьбы образуют сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска диаметра выступов (d или D_1). Предусмотренные системой поля допусков приведены в табл. 12.1. Поля допусков, заключенные в рамки, рекомендуются для предпоч

12.1. Поля допусков болтов и гаек

Деталь	Класс точности	Поле допуска при длине свинчивания								
		S			N			L		
Болт	Точный	—	(3h4h)	—	—	—	4g	4h	—	— (5h4h)
	Средний	5g6g	(5h6h)	6d	6e	6f	[6g]	6h	(7e6e)	7g6g (7h6h)
	Грубый	—	—	—	—	—	8g	(8h) *	—	(9g8g) —
Гайка	Точный	—	4H	—	—	—	4H5H, 5H	—	—	6H
	Средний	(5G)	5H	6G	—	—	[6H]	(7G)	—	7H
	Грубый	—	—	7G	—	—	7H	(8G)	—	8H

* Только для резьб с шагом $P > 0,8$ мм; для резьб с шагом $P \leq 0,8$ мм применяют поле допуска 8h6h.

тительного применения. Поля допусков, заключенные в скобки, не рекомендуется применять. Наиболее распространенной является резьба с небольшим зазором (6H/6g). В обоснованных случаях разрешается применять поля допусков, образованные иными сочетаниями полей допусков, например: 4h6h, 8h6h, 5H6H. Предпочтительно следует сочетать поля допусков одной степени точности. Посадки с большим гарантированным зазором применяют, когда резьбовые детали работают при высокой температуре (для компенсации температурных деформаций, предохранения соединений от заедания и обеспечения возможности разборки деталей без повреждения, введения в зазор смазочного материала); когда необходима быстрая и легкая свинчиваемость деталей даже при наличии небольшого загрязнения или повреждения резьбы; когда на резьбовые детали наносят антикоррозионные покрытия значительной толщины.

Основные отклонения h и H равны нулю (см. рис. 12.5), остальные отклонения определяют по формулам: для болтов $es_d = -(80 + 11P)$; $es_e = -(50 + 11P)$, кроме $P \leq 0,75$ мм; $es_f = -(30 + 11P)$; $es_g = -(15 + 11P)$; для гаек $EI_E = +(50 + 11P)$, кроме $P \leq 0,75$; $EI_F = +(30 + 11P)$; $EI_G = +(15 + 11P)$, где es — верхнее отклонение болтов, мкм; EI — нижнее отклонение гаек: мкм; P — шаг резьбы, мм.

Степень точности резьбы. Установлены следующие степени точности (ГОСТ 16093—81):

для диаметра болта:	
наружного	4; 6; 8
среднего	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10 *
для диаметра гайки:	
внутреннего	4; 5; 6; 7; 8
среднего	4; 5; 6; 7; 8; 9 *

* Степень точности резьб на деталях из пластмасс.

Длины свинчивания. Для выбора степени точности в зависимости от длины свинчивания резьбы и требований к точности соединений установлены три группы длин свинчивания: S — короткие, N — нормальные и L — длинные. Длины свинчивания свыше $2,24Pd^{0,2}$ до $6,7Pd^{0,2}$ относятся к группе N ; длины свинчивания меньше нормальных относятся к группе S , а больше — к группе L (d и P — в мм).

Классы точности резьбы. В соответствии со сложившейся во многих странах практикой поля допусков сгруппированы в три класса точности: точный, средний и грубый. Понятие о классах точности условное (на чертежах и калибрах указывают не классы, а поля допусков), его используют для сравнительной оценки точности резьбы. Точный класс рекомендуется для ответственных статически нагруженных резьбовых соединений, а также когда требуются малые колебания характера посадки; средний класс — для резьб общего применения и грубый — для резьб, нарезаемых на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях и т. п. При одном

и том же классе точности допуск среднего диаметра при длине свинчивания L рекомендуется увеличивать, а при длине S уменьшать на одну степень по сравнению с допусками, установленными для нормальной длины свинчивания N ; например, для длины свинчивания S следует принимать степень точности 5, для N — степень точности 6, для L — степень точности 7. Такая система позволяет выбирать точность резьбы в зависимости от конструктивных и технологических требований. Допуск резьбы, если нет особых оговорок, относится к наибольшей нормальной длине свинчивания или ко всей длине резьбы, если она меньше наибольшей длины свинчивания.

Если длина свинчивания относится к группе L или S (но меньше чем вся длина резьбы), это оговаривают в обозначении резьбы или в технических требованиях.

Поля допусков, принятые в различных классах точности, указаны в табл. 12.1.

Допуски резьбы. Допуск среднего диаметра резьбы является суммарным. Основным рядом допусков для всех диаметров, в соответствии с ГОСТ 16093—81, принят ряд степени точности 6. Допуски диаметров резьбы, мкм, для степени точности 6 при нормальной длине свинчивания определяют по формулам:

$$T_d(6) = 180 \sqrt[3]{P^2} - 3,15/\sqrt{P}; \quad T_{d_2} = 90P^{0,4}d^{0,1};$$

$$T_{d_1}(6) = 230P^{0,7} \text{ (при } P \geq 1 \text{ мм);}$$

$$T_{D_2}(6) = 1,32T_{d_2}(6); \quad T_{D_1} = 433P - 190P^{1,22} \text{ (при } P \leq 0,8 \text{ мм),}$$

где d — среднее геометрическое крайних значений интервала номинальных диаметров.

Допуски остальных степеней точности определяются умножением допуска степени точности 6 на следующие коэффициенты:

Степень точности	3	4	5	7	8	9	10
Коэффициент	0,5	0,63	0,8	1,25	1,6	2	2,5

Допуски на внутренний диаметр d_1 наружной резьбы и наружный диаметр D внутренней резьбы не устанавливают.

При одной и той же степени точности резьбы допуск T_{D_2} на 1/3 больше допуска T_{d_2} .

Обозначение точности и посадок метрической резьбы. Обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры, показывающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение (например, 6h, 6g, 6H). Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска диаметра выступов (например, 7g6g; 5H6H). Если обозначение поля допуска диаметра выступов совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра его в обозначении поля допуска резьбы не повторяют (например, 6g, 6H). Поле допуска резьбы указывают через тире после размера (например, болт M12 — 6g; гайка M12 — 6H; болт M12×1 — 6g;

гайка $M12 \times 1$ — 6H; болт с закругленной впадиной — $M12$ — 6g — R). Посадки резьбовых деталей обозначают дробью, в числителе которой указывают поле допуска гайки, в знаменателе — поле допуска болта (например, $M12-6H/6g$; левая резьба $M12 \times 1 LH-6H/6g$). Если длина свинчивания отличается от нормальной, ее указывают в обозначении резьбы: $M12-7g6g-30$, где 30 — длина свинчивания, мм. Примеры обозначения точности резьбы для диаметров менее 1 мм по ГОСТ 9000—81 (СТ СЭВ 837—78): $M0,5-5h3$; $M0,5-4H5$; $M0,5-4H5/5h3$ (на первом месте поле допуска среднего диаметра (степень точности и основное отклонение), на втором — степень точности d или D_1).

Система допусков резьбы, регламентированная ГОСТ 16093—81, более технологична: в ней расширены допуски среднего диаметра гаек в точном и среднем классах, а также расширены допуски T_{D1} гаек и T_d болтов. Дополнительное повышение технологичности резьб вытекает из возможности в обоснованных случаях допуски по среднему диаметру и диаметру выступов назначать по разным степеням точности.

Посадки с натягом. Посадки с натягом по среднему диаметру используют, когда конструкция узла не допускает применения резьбового соединения типа болт—гайка из-за возможного нарушения герметичности и самоотвинчивания шпилек под действием вибраций, переменных нагрузок и изменения рабочей температуры. Примером может служить посадка резьбы шпилек в корпуса двигателей. Шпильку следует ввинчивать в корпус настолько туго, чтобы исключить ее проворачивание при затяжке в процессе сборки и эксплуатации или при отвинчивании гайки (соединенной по посадке H/h с другим концом шпильки) для ремонта и осмотра механизма.

Посадки с натягом регламентированы ГОСТ 4608—81 (СТ СЭВ 306—76), который распространяется на метрические резьбы с профилем по ГОСТ 9150—81 диаметром 5—45 мм и шагом 0,8—3 мм.

Расположение полей допусков наружной и внутренней резьбы показано на рис. 12.7.

Посадки с натягом по среднему диаметру предусмотрены только в системе отверстия, имеющей большие технологические преимущества перед системой вала.

Допуски среднего диаметра резьбы деталей, сортируемых на группы, не включают диаметральных компенсаций отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля. Это объясняется тем, что крутящий момент при затяжке соединения в большей степени зависит от натяга по собственно средним диаметрам, чем от натяга по приведенным средним диаметрам резьбы, поэтому указанные в стандарте предельные отклонения собственно средних диаметров резьбы гнезда и шпильки используют при их сортировке на группы для селективной сборки. Допуски среднего диаметра резьбы деталей, не сортируемых на группы, являются суммарными. Предельные отклонения внутреннего диаметра наружной резьбы не установ-

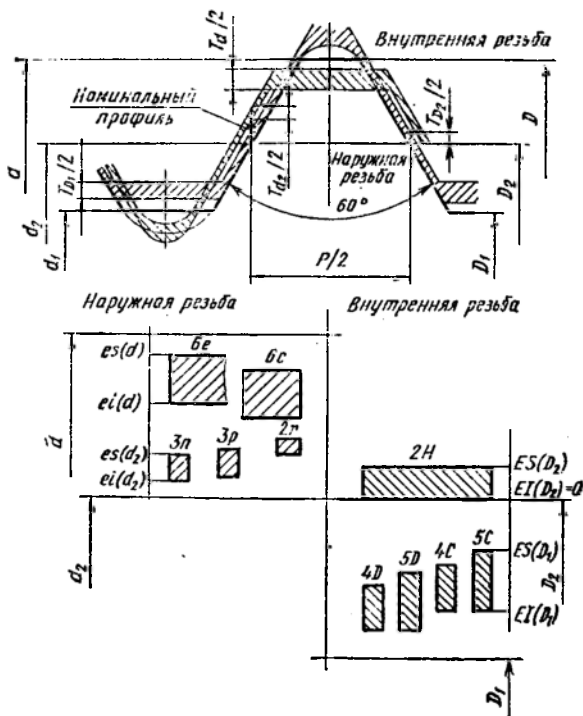


Рис. 12.7. Расположен
полей допусков резьб
с натягом

лены — их ограничивают положением поля допуска среднего диаметра и предельными отклонениями формы впадины наружной резьбы. Верхнее отклонение наружного диаметра внутренней резьбы также не регламентировано. Установленные поля допусков и посадки приведены в табл. 12.2. Длины свинчивания резьбовых соединений при посадках с натягом: (1 ... 1,25) d , когда деталь с внутренней резьбой изготовлена из стали; (1,25 ... 1,5) d , когда деталь с внутренней резьбой изготовлена из чугуна; (1,5 ... 2) d , когда деталь с внутренней резьбой изготовлена из алюминиевых и магниевых сплавов. При других длинах свинчивания или других материалах требуется дополнительная проверка посадок.

Для посадок с гарантированным натягом необходимо устанавливать весьма малые допуски по среднему диаметру. При больших допусках сочетание размеров, создающее наименьший натяг, не гарантирует от проворачивания шпилек, при наибольшем натяге возможно разрушение шпильки или срез резьбы гнезда. В связи с этим для резьб с натягом допуск на собственно средний диаметр резьбы установлен: для гнезд по степени точности 2, для шпилек по степеням точности 3 и 2. Допуск по степени точности 2 определяют по формулам

$$T_{d_2}(2) = 0,4T_{d_2}(6) = 36P^{0,4} d^{0,1}, \quad (12.9)$$

$$T_{D_2}(2) = 0,53T_{d_2}(6) = 48P^{0,4} d^{0,1}. \quad (12.10)$$

12.2. Поля допусков и посадки для резьб с натягом

Материал детали с внутренней резьбой	Поле допуска резьбы			Посадка при Р, мм		Дополни- тельные условные сборки
	наруж- ной	внутренней при Р, мм		до 1,25	св. 1,25	
		до 1,25	св. 1,25			
Чугун и алюми- ниевые сплавы	2г	2Н5D	2Н5C	$\frac{2Н5D}{2г}$	$\frac{2Н5C}{2г}$	—
Чугун, алюми- ниевые и магни- евые сплавы	3р (2)	2Н5D (2)	2Н5C (2)	$\frac{2Н5D (2)}{3р (2)}$	$\frac{2Н5C (2)}{3р (2)}$	Сортировка на две группы
Сталь, высоко- прочные и тита- новые сплавы	3п (3)	2Н4D (3)	2Н4C (3)	$\frac{2Н4D (3)}{3п (3)}$	$\frac{2Н4C (3)}{3п (3)}$	Сортировка на три группы

Примечание. В скобках указано число групп сортировки.

Примечание. В скобках указано число групп сортировки.

Таким образом, допуск резьбы гнезда на 2 % больше допуска шпильки.

Для обеспечения более однородного натяга и повышения прочности соединений резьбовые детали сортируют на группы, а затем собирают из одноименных групп (см. табл. 12.2).

Для устранения заклинивания при свинчивании тугой резьбы по наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены гарантированные зазоры. При установлении этих зазоров учитывают, что после свинчивания резьбовой пары вследствие остаточной пластической деформации витков наружный диаметр резьбы шпильки увеличивается, а внутренний диаметр резьбы гнезда (если оно в корпусе из пластического металла) уменьшается пропорционально увеличению натяга. Вследствие этого действительные зазоры по наружному и внутреннему диаметрам значительно меньше нормированных. Для повышения циклической прочности шпилек необходимо, чтобы по внутреннему диаметру резьбы был обеспечен зазор и после свинчивания деталей. По наружному диаметру зазор после свинчивания деталей может быть равен нулю.

Для резьб с натягом установлены допускаемые отклонения половины угла профиля и шага резьбы шпилек и гнезд на длине свинчивания. Отклонения половины угла профиля и шага резьбы контролируют только у шпилек, для гнезд эти отклонения обеспечивают при изготовлении резьбообразующего инструмента соответствующей точности.

Экспериментально установлено, что погрешности шага и угла профиля резьбы, близкие к максимально допускаемым, снижают крутящий момент затяжки на 10—25 %, причем влияние погрешности шага проявляется в большей степени, чем влияние погреш-

ности угла профиля. Погрешности половины угла профиля и шаг для резьб с натягом должны быть минимальными.

На качество резьбовых соединений с натягом влияют также отклонения формы резьбовых деталей, поэтому отклонение формы наружной и внутренней резьбы, определяемое разностью между наибольшим и наименьшим действительными средними диаметрами не должно превышать 25 % допуска среднего диаметра. Обратная конусообразность (т. е. уменьшение диаметра от торца шпильки к середине ее длины) не допускается. Точность формы резьбы гнезд обеспечивается технологически и непосредственному контролю и подлежит.

Допускается применение посадок 3Н6Н/3р и 3Н6Н/3п без сортировки на группы. Указанные посадки относятся к переходным и их применение требует дополнительной проверки.

Пример обозначения резьбы: М12—2Н5С (2)/3р (2) — поле допуска наружного диаметра наружной резьбы в обозначении не указывают, дополнительно в скобках указывают число сортировочных групп.

Переходные посадки применяют при одновременном дополнительном заклинивании шпилек по коническому сбегу резьбы, по плоскому бурту и по цилиндрической цапфе. Переходные посадки метрической резьбы с профилем по ГОСТ 9150—81 установлены ГОСТ 24834—81.

12.5. ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РЕЗЬБЫ НА ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Влияние отклонений диаметров резьбы. Циклическая долговечность резьбовых соединений зависит от концентрации напряжений, возникающих во впадинах резьбы болтов, и характера распределения нагрузки между витками (при равномерном распределении циклическая долговечность выше). При периодическом нагружении резьбовые соединения разрушаются по первой или второй нагруженным впадинам резьбы болта. Разрушению предшествует появление усталостной трещины. В возникновении усталостной трещины большую роль играют касательные напряжения, зависящие от зазора по внутреннему диаметру резьбы. При достаточно большом зазоре (рис. 12.8, а) максимальные касательные напряжения определяют по формуле

$$\tau_{\max} = 0,5 (\sigma_1 - \sigma_3), \quad (12.10)$$

где σ_1 и σ_3 — наибольшее и наименьшее главные напряжения.

При отсутствии указанного зазора или малом его значении болт по впадине резьбы воспринимает дополнительное давление со стороны вершины витка резьбы гайки, что уменьшает радиальные напряжения σ_3 или меняет их знак (напряжения растяжения переходит в напряжение сжатия, рис. 12.8, б). В этом случае максимальные касательные напряжения значительно возрастают, так как

$$\tau_{\max} = 0,5 [\sigma_1 - (-\sigma_3)] = 0,5 (\sigma_1 + \sigma_3). \quad (12.11)$$

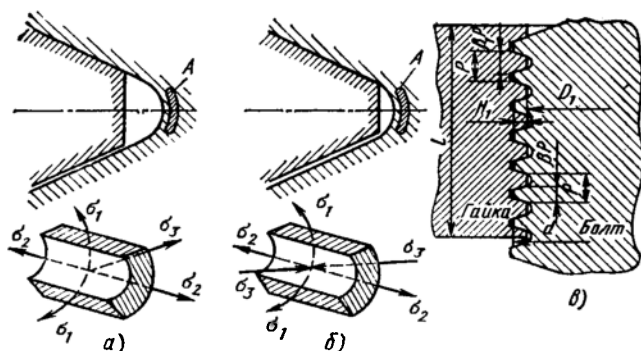


Рис. 12.8. Схемы главных напряжений во впадинах резьбы болта в соединении с большим (а) и малым (б) зазорами и схема определения площади среза витков резьбы (в)

Увеличение $\tau_{\max}$ приводит к ускорению усталостного разрушения болта, поэтому создание достаточно большого зазора посредством увеличения внутреннего диаметра резьбы гайки способствует повышению циклической долговечности резьбовых соединений.

В беззазорном резьбовом соединении с максимальной рабочей высотой профиля резьбы H_1 (например, для болта с полем допуска $4h$ и гайки с полем допуска $4H5H$) поверхности витков резьбы плотно соприкасаются между собой, образуя жесткое малодеформативное соединение. Распределение нагрузки по виткам резьбы в этом случае неравномерное, циклическая долговечность резьбовых соединений низкая.

При наличии зазоров по среднему диаметру уменьшается сечение витков, увеличивается их податливость, распределение нагрузки по виткам резьбы становится более равномерным; при зазорах по среднему, внутреннему и наружному диаметрам устраняется заклинивание витков, уменьшается трение между ними, появляется возможность компенсации перекосов резьбы, что также способствует более равномерному распределению нагрузки между ними и снижает нагрузку на первый и второй рабочие витки болтов. Циклическая долговечность таких соединений значительно выше [21].

При оценке статической прочности резьбовых соединений необходимо учитывать прочность материала болта и гайки. Если прочность материала болта выше прочности материала гайки (что должно быть правилом), то менее прочной является резьба гайки, хотя площадь сечения ее витков в месте разрушения больше площади сечения витков резьбы болта. В таких соединениях с высотой гайки меньше критической срезается резьба гайки, а не резьба болта. Критической высотой гайки $l_{кр}$ называют высоту, при которой прочность витков резьбы на срез или смятие равна или несколько выше прочности стержня болта на разрыв.

Срез резьбы гайки происходит по цилиндрической поверхности, диаметр которой равен наружному диаметру d резьбы болта (рис. 12.8, в). Площадь среза витков резьбы гайки

$$F = \pi d l \beta_1,$$

где β_1 — коэффициент уменьшения поверхности среза за счет впадин резьбы гайки; l — высота гайки.

Уменьшение диаметра d_1 болта, вызывающее уменьшение рабочей высоты H_1 профиля резьбы, снижает силы, необходимые для срезания резьбы, а следовательно, статическую прочность резьбовых соединений. При уменьшении H_1 за счет увеличения внутреннего диаметра резьбы гайки D_1 наружный диаметр резьбы болта, а следовательно и площадь среза витков резьбы гайки остаются постоянными, поэтому сила среза витков в этом случае не изменяется.

В резьбовых соединениях с одинаковыми механическими свойствами материала обеих деталей при высоте гайки меньше критической наиболее часто происходит смятие резьбы болта и гайки. Уменьшение рабочей высоты H_1 в этом случае снижает силу, необходимую для смятия резьбы болта и гайки, а следовательно, статическую прочность резьбовых соединений.

Зазоры по среднему диаметру резьбы уменьшают площадь сечения витков в плоскости их среза или в месте смятия. При статических нагрузках это вызывает уменьшение прочности витков резьбы и увеличение критической высоты $l_{кр}$ гайки. Прочность витков резьбы характеризуется силой $P_{ср}$ их среза (или смятия) при определенной высоте гайки. Установлено, что при максимальных зазорах одновременно по всем трем диаметрам для резьбы с шагом 1—3 мм при посадке 7H/8g снижается сопротивление срезу резьбы до 38 % и увеличивается $l_{кр}$ гайки до 30 %. Следует иметь в виду, что в действительности получение максимальных зазоров по диаметрам резьбы мало вероятно. Кроме того, уменьшение прочности витков резьбы при наличии зазоров по ее диаметрам может быть компенсировано соответствующим увеличением высоты гайки [19, 21].

Влияние отклонения шага и половины угла профиля резьбы. При прогрессивной ошибке шага, достигающей $\pm 0,025$ мм, и при отклонении половины угла профиля до $\pm 2,5^\circ$ сопротивление срезу резьбы снижается до 20 %. Это объясняется уменьшением сечения витков резьбы, вызываемым значительными зазорами по среднему диаметру (зазоры необходимы для диаметральной компенсации отклонений шага и половины угла профиля при свинчивании). Обычно на практике отклонения шага в пределах $\pm 0,01$ мм и половины угла профиля в пределах $\pm 1^\circ$ на статическую прочность резьбовых соединений влияют незначительно. Как положительные, так и отрицательные отклонения шага увеличивают неравномерность деформации болта и гайки, а следовательно, и неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы, что понижает циклическую долговечность резьбовых соединений.

Теоретически можно определить необходимое уменьшение шага резьбы болта или увеличение шага резьбы гайки, при котором разность деформаций болта и гайки, находящихся под нагрузкой, не передается на витки их резьбы. В этом случае силы распределяются более равномерно. Для резьбовых соединений из углеродистых сталей это достигается при $\Delta P = 0,001P$, где ΔP — положительная разность шагов резьбы болта и гайки. Требуемая разность шагов

так мала (например, при $P = 1$ мм $\Delta P = 1$ мкм), что практически получить соединение с такой разностью шагов нельзя. Обычно принимают $\Delta P = \pm 0,01$ мм. При зазоре по среднему диаметру, равному максимальному зазору для резьб при посадках 6H/6g и 7H/8g, отрицательное влияние отклонений шага на циклическую долговечность уменьшается (особенно, если зазор получается в результате увеличения среднего диаметра гайки). В этих случаях допустимое отклонение шага может быть увеличено до $\pm 0,015$ мм.

Отклонения половины угла профиля резьбы не снижают циклической долговечности. Эксперименты показали, что в резьбовых соединениях, у которых угол профиля резьбы гайки уменьшен до 55° при угле профиля резьбы болта 60° , циклическая долговечность увеличивается на 15 % (как и в резьбовых соединениях с углом профиля резьбы болта 65 и 55° при угле профиля резьбы гайки 60°). Указанная зависимость циклической долговечности резьбовых соединений от отклонений диаметров шага, половины угла профиля и радиуса закругления впадины резьбы болтов справедлива для резьбовых соединений из легированных и углеродистых сталей ($\sigma_v \geq 686,6$ МПа) с оптимальной предварительной затяжкой.

Твердость материалов болтов (шпилек) должна быть выше твердости материала гаек, как правило, не менее чем на $HRC\ 5-10$. Важно также не допускать больших перекосов опорных поверхностей соединяемых деталей. Циклическая долговечность при перекосах опорных поверхностей на $\alpha \geq 2^\circ$ снижается до 50 %, а при перекосах на $\alpha \geq 30'$ — до 12 %. Для повышения циклической долговечности резьбовых соединений целесообразно создавать гарантированные зазоры по диаметрам резьбы и обеспечивать малую шероховатость впадин резьбы болта ($Ra = 0,32 \dots 0,16$ мкм).

12.6. ХАРАКТЕРИСТИКА И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

Кинематические резьбы, применяемые для винтовых пар, имеют гарантированные зазоры по сопрягаемым поверхностям. Зазоры необходимы для размещения смазочного материала и уменьшения трения, компенсации температурных деформаций и создания однопрофильного контакта по боковым сторонам профиля резьбы. Основным показателем точности винтовых пар является разность действительного и теоретического перемещений одной из деталей пары в осевом направлении.

В отличие от крепежных резьб, в которых необходимо большое сопротивление самоотвинчиванию, в кинематических резьбах важно иметь малое трение. Приведенный коэффициент трения $f_1 = f/\cos(\alpha/2)$ (где f — коэффициент трения) для трапецидальной резьбы на 40 %, а для метрической на 15 % больше, чем для прямоугольной, но прямоугольную резьбу труднее изготовить, и она имеет меньшую прочность и износостойкость. В соединениях с трапецидальной резьбой посадка гайки по наклонным боковым сторонам профиля (по среднему диаметру) хорошо центрирует детали, а радиальные

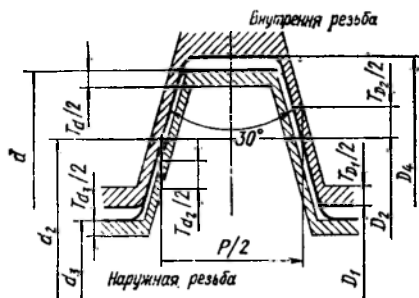


Рис. 12.9. Расположение полей допусков однозаходной трапецеидальной резьбы

показаны на рис. 12.9. Установлены основные отклонения для среднего диаметра винтов однозаходной резьбы — с, е, g и h, многозаходной резьбы — с, е, и g; для среднего D_2 , внутреннего D_1 наружного D_4 диаметров резьбы гайки — Н; для наружного и внутреннего d_3 диаметров болта — h. Верхнее отклонение наружного диаметра гайки, предельные отклонения по отдельности шаг и угла профиля не установлены. Допуски среднего диаметра трапецеидальной резьбы являются суммарными. Поля допусков однозаходной и многозаходной резьб установлены в точном, среднем и грубом классах, а длины свинчивания подразделены на две группы нормальные N и длинные L . Посадки применяют только в системах отверстия.

Примеры обозначения точности многозаходной резьбы: $Tg\ 20 \times (P2) - 8e$ — обозначение поля допуска винта; $Tg\ 20 \times 4 (P2) - 8H$ — обозначение поля допуска гайки; $Tg\ 20 \times 4 \times (P2) - 8H/8e$ — обозначение посадки (цифра 4 — ход резьбы, P — шаг, 2 — числовое значение шага).

Примеры обозначения точности однозаходной резьбы: $Tg\ 40 \times 6 - 7e$, $Tg\ 40 \times 6 - 7H$, $Tg\ 40 \times 6 - 7H/7e$.

Упорная резьба. Упорную резьбу применяют в механизмах большим односторонним давлением (в домкратах, винтовых прессах нажимных устройствах рабочих клетей прокатных станков, в соединениях колонн с поперечинами гидропрессов и т. п.). Профиль основных размеров этой резьбы регламентирован ГОСТ 10177—82 (СТ СЭВ 1781—79). Для уменьшения момента трения следовало бы принять рабочий угол профиля $\gamma = 0$, однако он принят равным $\gamma = 30^\circ$ главным образом из технологических соображений (можно фрезеровать резьбу и более благоприятны условия нарезания на токарно-станке). Угол наклона профиля $\beta = 30^\circ$. Для снижения концентрации напряжений и повышения динамической прочности впадин резьбы имеет закругленную форму.

Система допусков и посадок упорной резьбы с профилем и основными размерами по ГОСТ 10177—82 регламентирован ГОСТ 25096—82 (СТ СЭВ 2149—80). Предельные контуры резьбового соединения с упорной резьбой и отклонения наружной и внутренней

и основные зазоры (метровый ход) могут быть выбраны стягивание разрезной гайки, что невозможно при прямоугольной резьбе.

Трапецеидальная резьба. Система допусков и посадок трапецеидальной резьбы с профилем по ГОСТ 9484—81 (СТ СЭВ 146—78) установлена ГОСТ 9562—81 (СТ СЭВ 836—78) для однозаходной, ГОСТ 24739—81 (СТ СЭВ 185—79) для многозаходной. Номинальный профиль и расположение полей допусков трапецеидальной резьбы

резьб показаны на рис. 12.10. Положение поля допуска среднего диаметра d_2 наружной резьбы определено основным отклонением h . Гарантированные зазоры по среднему диаметру обеспечивают путем увеличения среднего диаметра наружной резьбы — для D_2 предусмотрено основное отклонение AZ . Для получения зазоров по внутреннему и наружному диаметрам резьбы на d , d_3 назначают основное отклонение h , а на D , D_1 — H . Поле допуска диаметра резьбы образуется сочетанием степени точности (допуска) и основного отклонения. Стандарт предусматривает для диаметров d , D_1 допуски по степени точности 4, а для диаметров d_2 , d_3 и D_2 — степени точности 7, 8 и 9. Допуски среднего диаметра (d_2 и D_2) являются суммарными. Длины свинчивания упорной резьбы подразделяются на нормальные N и длинные L (указывается в обозначении).

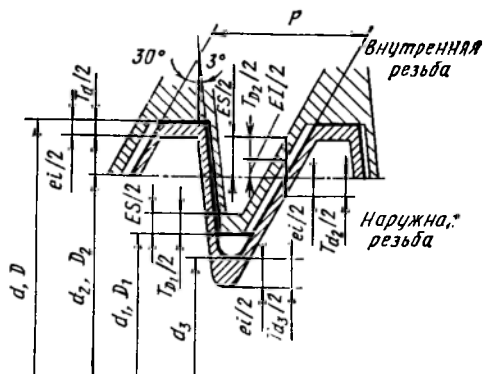


Рис. 12.10. Расположение полей допусков упорной резьбы

Обозначение поля допуска упорной резьбы состоит только из обозначения поля допуска среднего диаметра, т. е. из цифры, соответствующей степени точности, и буквы основного отклонения, например 8h, 7AZ. В условном обозначении резьбы обозначение поля допуска должно следовать за обозначением размера упорной резьбы: S36×6—7h, S36×6LN—8h, S36×6—7AZ. Посадки в резьбовом соединении обозначают дробью, например S36×6—7AZ/7h.

12.7. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ И ИЗМЕРЕНИЯ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ

Точность резьбы можно контролировать дифференцированным (контроль каждого параметра в отдельности) и комплексным (контроль расположения контура резьбы в предписанном поле допуска) методами. Метод контроля каждого параметра резьбы в отдельности (среднего диаметра, шага и угла профиля) трудоемок, поэтому его применяют для точных резьб: ходовых винтов, резьбовых калибров, метчиков и т. п. Иногда по результатам контроля отдельных параметров судят (после вычислений) о комплексном параметре, например о приведенном среднем диаметре резьбы. Комплексный контроль резьб выполняют либо с помощью предельных калибров, либо с помощью проекторов и шаблонов с предельными контурами.

Контроль резьбы калибрами. В систему калибров входят рабочие гладкие и резьбовые проходные (ПР) и непроходные (НЕ) калибры и контракалибры (КПР-ПР, КНЕ-ПР, У-НЕ, КНЕ-НЕ, КИ-НЕ,

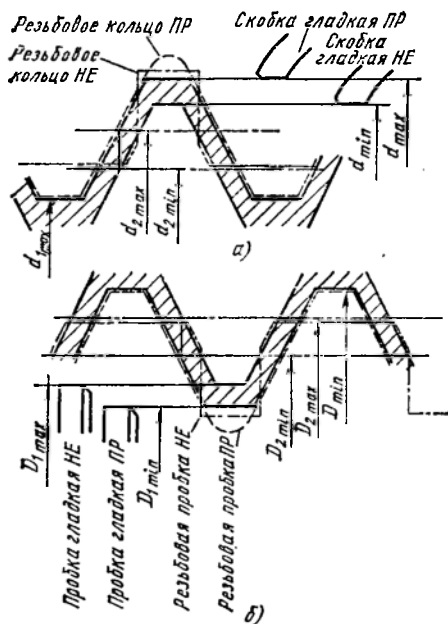


Рис. 12.11. Схема проверки резьбы калибрами:

а — болты; б — гайки

и имеют полный профиль и нормальную длину свинчивания, непроходные резьбовые калибры имеют укороченный профиль высотой 0,2—0,3 и неполное число витков (2,5—3). На схемах (рис. 12.12) с целью координации полей допусков по среднему диаметру контрольных и установочных резьбовых пробок и ориентировки при проектировании соответствующего резьбообразующего инструмента для регулируемых рабочих скоб и колец расположение полей допусков по следних показывают штриховой линией. Установочные калибры У-ПР и У-НЕ используют лишь в тех случаях, когда рабочие резьбовые скобы и кольца являются регулируемыми. Ввиду малой вероятности соединения деталей, имеющих неблагоприятное сочетание действительных отклонений шага и половины угла профиля, с изношенными калибрами перекрытие полей допусков на величину Δ не нарушает взаимозаменяемости резьб.

Для контроля резьбы болтов применяют калибры-кольца и резьбовые регулируемые скобы (в виде гребенок и роликов). Поля допусков для резьбовых калибров строят так же, как и для гладких изделий, но отдельно по каждому из трех диаметров. В отличие от резьбовых деталей допуски для резьбовых калибров установлены раздельно на каждой из пяти параметров резьбы. Предельные отклонения приемных калибров стандартом не регламентируются.

У-ПР) для проверки и регулирования (установки) рабочих резьбовых скоб и колец. Контролеры и представители заказчика используют частично изношенные проходные и новые непроходные рабочие калибры. Свинчиваемость рабочего резьбового проходного калибра с резьбой или вхождение на нее скобы означает, что приведенный средний, наименьший внутренний для болта и наибольший наружный для гайки диаметры не выходят за проходные предельные значения (рис. 12.11). Непроходными резьбовыми калибрами контролируют только собственно средний диаметр резьбы — в случае годности резьбы они не должны свинчиваться с проверяемой резьбой более, чем на два оборота.

В соответствии с принципом Тейлора резьбовые проходные калибры представляют собой прототип сопрягаемого изделия

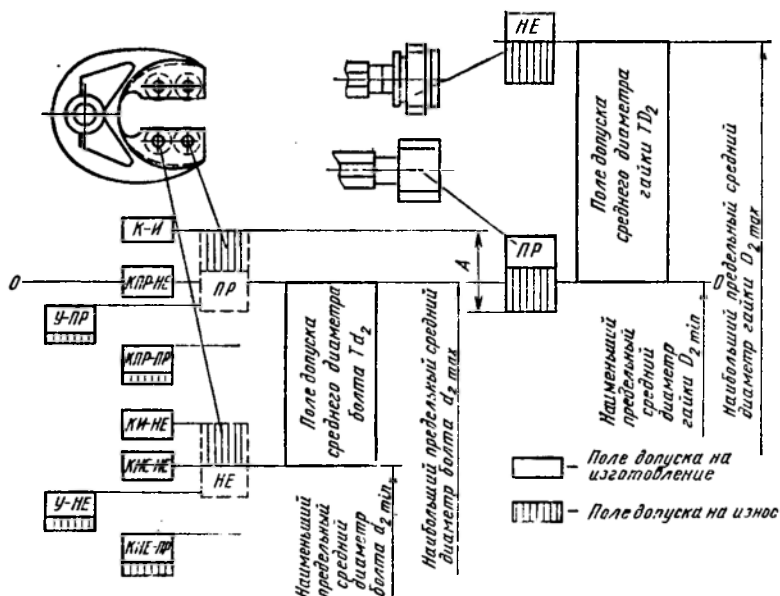


Рис. 12.12. Схема полей допусков по среднему диаметру резьбовых калибров

Дифференцированный (поэлементный) контроль параметров резьбы. Все основные параметры резьбы (собственно средний диаметр, наружный и внутренний диаметры, шаг и угол профиля) можно контролировать с помощью универсальных или специализированных контрольных средств. При этом контролируемый параметр измеряют многократно, что позволяет путем последующей обработки результатов по известным методикам уменьшить влияние погрешностей других параметров резьбы.

Средний диаметр наружной резьбы контролируют с помощью универсальных средств без дополнительных приспособлений или с использованием резьбовых вставок, ножей, проволоочек, роликов, а для внутренней резьбы — еще и шариков или оттисков. При измерении среднего диаметра наружной резьбы с помощью микроскопа перекрестие визирной трубки вначале наводят на верхний профиль резьбы, а затем на нижний (рис. 12.13, а). За результат измерения принимают полусумму результатов измерений среднего диаметра по правой и по левой сторонам профиля. При этом в значительной мере уменьшается влияние погрешности шага. Однако теневое изображение профиля резьбы в этом случае из-за влияния угла подъема резьбы является искаженным, поэтому для контроля среднего диаметра часто используют приспособления с ножами, проволочками или вставками (рис. 12.14). При использовании ножей (рис. 12.14, а) их лезвия подводят с помощью специальных приспособлений и кареток к боковым сторонам выступов до плотного соприкосновения (без просветов). Так как кромка лезвия ножа из-за подъема витка резьбы не видна, отсчет положения ножа проводят по рискам, на-

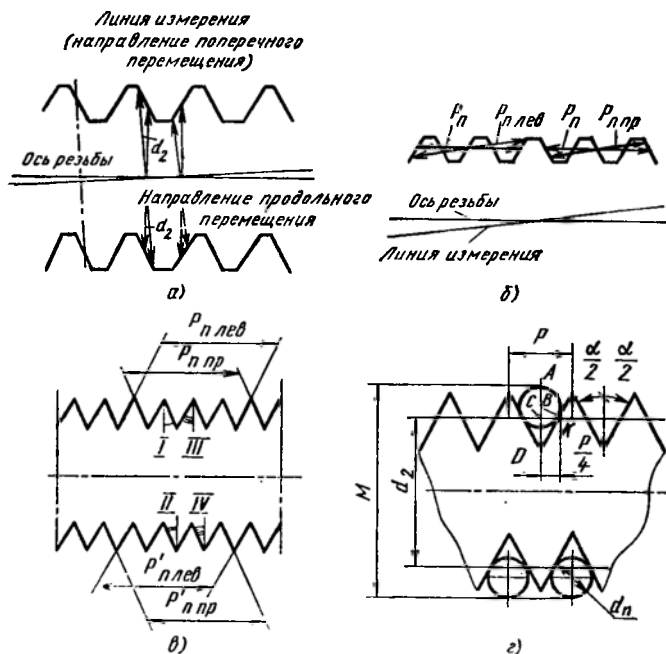


Рис. 12.13. Схемы измерения параметров резьб:

а — среднего диаметра; б — шага; в — половины угла профиля; г — среднего диаметра тремя проволочками

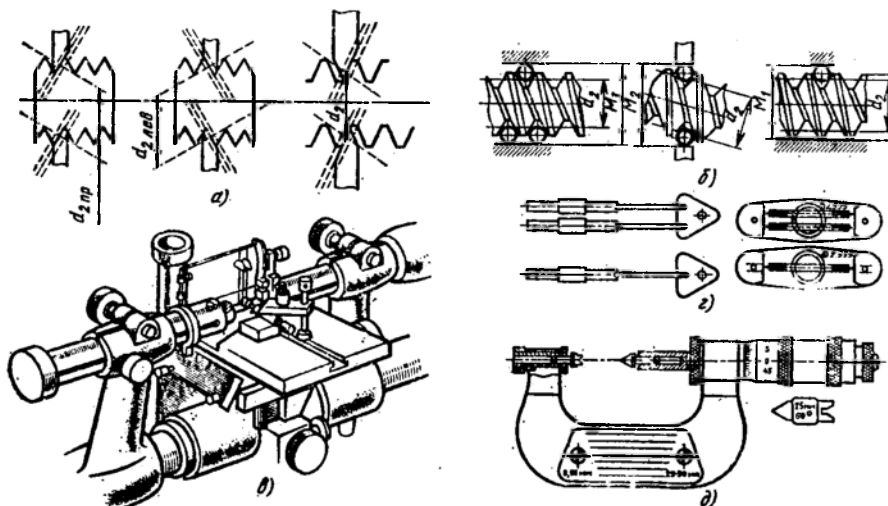


Рис. 12.14. Схемы измерения среднего диаметра наружной резьбы с помощью:
а — микроскопа и ножей; б — длиномера и проволочек; в — горизонтального оптиметра
проволочек; г — державок с проволочками; д — микрометра со вставками

несенным на поверхности ножа параллельно его лезвию. Для $d_2 = 100$ мм метод измерения на микроскопе обеспечивает погрешность 2,5—4,5 мкм. Для малых образующих резьб применяют при измерении среднего диаметра метод трех, двух или одной проволоочки (рис. 12.14, б и г), закладываемых во впадины резьбы. Таким образом, контрольное средство позволяет измерить некоторый размер M , зависящий от среднего диаметра резьбы d_2 и диаметра $d_{п.н}$ проволоочек (рис. 12.13, г). При изменении выбираемого диаметра $d_{п.н}$ проволоочки положение ее во впадине меняется и при этом в значительной мере сказываются погрешности угла профиля. Для уменьшения влияния этой погрешности выбирают проволоочки наивыгоднейшего диаметра $d_{п.н}$, который обеспечивает их касание со впадиной резьбы по линии среднего диаметра d_2 . Тогда

$$d_2 = M - 2AC = M - \frac{d_{п.н} (1 + \sin \alpha/2)}{\sin \alpha/2} + \frac{P \operatorname{ctg} \alpha/2}{2}. \quad (12.12)$$

Для метрической резьбы ($\alpha = 60^\circ$)

$$d_2 = M - 3d_{п.н} + 0,866P, \quad (12.13)$$

где $d_{п.н} = 0,5P/\cos \alpha/2$ — наивыгоднейший диаметр проволочек.

Для измерения размера M используют длиномеры, оптиметры, микрометры и т. п. При измерении на горизонтальном оптиметре (см. рис. 12.14, в) обеспечивается погрешность измерения 1,5—2 мкм. Для повышения точности измерения учитывают погрешности диаметра проволочек, шага, угла профиля, угла подъема резьбы, деформации витков и др. При небольшом числе витков применяют метод двух проволочек, тогда

$$d_2 = M - 3d_{п.н} + 0,866P - P^2/[8(M - d_{п.н})]. \quad (12.14)$$

Для контроля резьб с $D > 100$ мм применяют одну проволочку. В цеховых условиях и при ремонте используют микрометры с резьбовыми вставками (рис. 12.14, д). Погрешность этого метода 0,025—0,2 мм.

Шаг резьбы измеряют с помощью универсальных или специальных средств. Из универсальных средств используют главным образом микроскопы, перекрестия которых последовательно наводят на правые и левые стороны профиля резьбы. Чтобы исключить погрешность от перекоса оси резьбы относительно линии измерения в горизонтальной и вертикальной плоскостях, шаг необходимо измерять по правым и по левым сторонам профиля (см. рис. 12.13, б) и с обеих его сторон (рис. 12.13, в). Тогда действительный размер шага P , можно найти по четырем измерениям:

$$P_r = (P_{п.пр} + P_{п.лев} + P'_{п.пр} + P'_{п.лев})/4. \quad (12.15)$$

В специальных приборах (измерительных машинах) шаг измеряют путем сравнения либо с образцовой деталью, либо со штриховой мерой [8]. В приборе, показанном на рис. 12.15, измерительный 5 и проверяемый 4 винты расположены последовательно (в соответствии с принципом Аббе). Приводной винт 1 одновременно перемещает жестко связанные каретки 2 и 8. Измерительный наконечник 6,

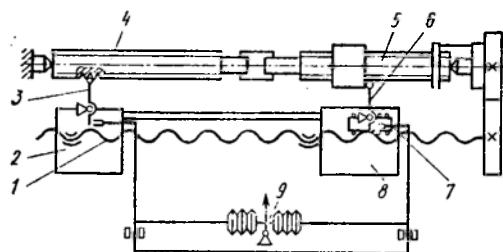


Рис. 12.15. Схема прибора для измерения шага резьбы

разных его точках соприкасаются два наконечника одной каретки. Один из наконечников (базовый) связан с корпусом каретки, второй (измерительный) — воздействует на датчик записывающего устройства. После записи первой разности показаний относительное перемещение наконечников меняют, и выполняют новое измерение. Затем обрабатывают полученные графики, воссоздавая математически путем первообразную реальную функцию винтовой поверхности; определяя по ней погрешности шага. Мини-ЭВМ позволяют осуществить метод контроля, при котором для математической обработки подаются, например, в дискретной форме взаимосвязанные сигналы с датчика поворота винта и с датчика линейного перемещения измерительной каретки. Одновременно самописец вычерчивает разностный спектр значений функций действительной и теоретической винтовой поверхности в выбранных точках. На подобном принципе построена машина ЭНИМСа, которая снабжена круговым индуктивным и линейным лазерным интерференционным преобразователями. Для винта длиной 3 м и диаметром до 100 мм скорость измерения составляет 0,1 м/мин.

Для исключения влияния упомянутых погрешностей действительные значения половины угла профиля $(\alpha/2)_д$ определяют с помощью микроскопов или проекторов по результатам четырех измерений (см. рис. 12.13, в):

$$\Delta\alpha/2 = (\alpha/2)_т - (\alpha/2)_д. \quad (12.16)$$

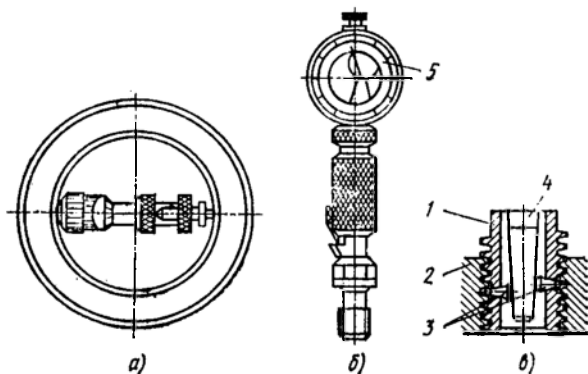


Рис. 12.16. Приборы для измерения среднего диаметра внутренней резьбы

Для метрической резьбы теоретическое значение угла профиля резьбы $(\alpha/2)_T = 30^\circ$, значение $\Delta\alpha/2_d$ определяют по формуле (12.2).

Внутренний диаметр наружных резьб измеряют с помощью микроскопов или контактных измерительных приборов с остроконечными вставками.

Средний диаметр внутренних резьб измеряют с помощью штихмасов с резьбовыми вставками (рис. 12.16, а), индикаторных приборов (рис. 12.16, б) с раздвижными полупробками или сферических вставок, а также путем получения оттисков и отливок с последующим их измерением универсальными средствами. На рис. 12.16, в изображена резьбовая пробка 1, ввинченная с зазором в контролируемую резьбу 2 и снабженная шариковыми вставками 3 и иглой 4 индикатора 5 (рис. 12.16, б). Измерение среднего диаметра шариками или шариковыми наконечниками аналогично измерению проволочками. При этом используют горизонтальные и вертикальные оптиметры, индикаторы и т. п. Все параметры внутренней резьбы можно также измерять с помощью специального микроскопа ИЗК-59 (приспособление к УИМ). Существуют автоматические средства контроля параметров резьб (автомат БВ-538, автомат Львовского политехнического института и др.).

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

13.1. ОСНОВНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ И ТОЧНОСТНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЗУБЧАТЫМ ПЕРЕДАЧАМ

Рассмотрим взаимозаменяемость, методы и средства контроля эвольвентных зубчатых передач, получивших наибольшее распространение в промышленности. Эвольвентный профиль зуб обычно получают в результате обкатывания (без скольжения) внутреннего колеса зуборезным инструментом. При этом профиль геометрические параметры зубьев зубчатых колес (рис. 13.1) должны соответствовать ГОСТ 13755—81 (СТ СЭВ 308—76). Параметры эвольвентного зацепления рассматривают в курсе «Теория механизмов и машин». Зубчатые передачи широко применяют как в машинах, так и в приборах. По эксплуатационному назначению можно выделить четыре основные группы зубчатых передач: отсчетные, скоростные, силовые и общего назначения.

К *отсчетным* относят зубчатые передачи измерительных приборов, делительных механизмов металлорежущих станков и делительных машин, счетно-решающих механизмов и т. п. В большинстве случаев колеса этих передач имеют малый модуль и работают при малых нагрузках и скоростях. Основным эксплуатационным показателем делительных и других отсчетных передач является высокая кинематическая точность, т. е. точная согласованность углов поворота ведущего и ведомого колес передачи. Для реверсивных отсчетных передач весьма существенное значение имеет боковой зазор в передаче и колебание этого зазора.

Скоростными являются зубчатые передачи турбинных редукторов, двигателей турбовинтовых самолетов и др. Окружные скорости зубчатых колес таких передач достигают 60 м/с при сравнительно большой передаваемой мощности (до 40 МВт). Их основной эксплуатационный показатель — плавность работы, т. е. отсутствие циклических погрешностей, многократно повторяющихся за оборот колеса. С увеличением частоты вращения требования к плавности работы повышаются. Передача должна работать бесшумно и без вибраций, что может быть достигнуто при минимальных погрешностях формы и взаимного расположения зубьев. Для тяжело нагруженных скоростных зубчатых передач имеет значение также полное отсутствие контакта зубьев. Колеса таких передач обычно имеют средние модули. Для них часто ограничивают также шумовые характеристики работающей передачи, вибрацию, статическую и динамическую уравновешенность вращающихся масс и т. п.

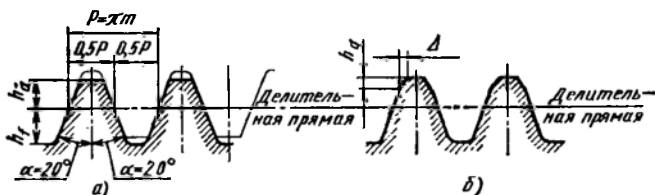


Рис. 13.1. Исходный контур эвольвентных зубчатых колес:
а — без среза; б — со срезом

К *силовым* относят зубчатые передачи, передающие значительные крутящие моменты при малой частоте вращения (зубчатые передачи шестеренных клетей прокатных станков, подъемно-транспортных механизмов и др.). Колеса для таких передач изготавливают с большим модулем. Основное точностное требование к ним — обеспечение более полного использования активных боковых поверхностей зубьев, т. е. получение наибольшего пятна контакта зубьев. К *передачам общего назначения* не предъявляют повышенных требований по точности.

13.2. СИСТЕМА ДОПУСКОВ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

При разработке системы допусков для зубчатых передач зубчатое колесо необходимо рассматривать как звено механизма, погрешности которого определяют характер нарушения кинематических функций этого механизма, снижают его долговечность и т. д. Погрешность передачи в этом случае представляет собой отклонение действительного закона относительного движения колес реальной передачи от закона относительного движения колес идеально точной передачи:

$$F(\varphi) = f(\varphi) - f_0(\varphi), \quad (13.1)$$

где $F(\varphi)$ — функция кинематической погрешности реальной передачи; φ — координата, определяющая мгновенное положение ведущего колеса передачи; $f(\varphi)$ и $f_0(\varphi)$ — законы относительного движения колес соответственно реальной и идеальной передач.

Для представления и гармонического анализа функции кинематической погрешности рекомендуется использовать ряды Фурье. Так, функцию кинематической погрешности зубчатого колеса можно представить в виде

$$F(\varphi) = \sum_{n=1}^5 c_n \sin(k\varphi + \varphi_n), \quad (13.2)$$

где c_k — амплитуда k -й синусоидальной составляющей погрешности; φ_k — фазовый угол k -й синусоидальной составляющей погрешности, характеризующей взаимное расположение погрешностей; φ — текущее значение угла поворота.

Обычно для оценки кинематической погрешности порядковый номер высшей гармоники принимают $n = 5$. В формулу (13.2) не

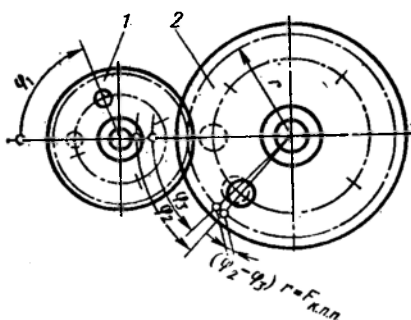
входит нулевой член разложения $c_0/2$, так как постоянная составляющая не влияет на характер кинематической погрешности.

Показатели точности должны не только регламентировать точность отдельного колеса, но и определять эксплуатационные параметры всей передачи, характер которых зависит от их служебного назначения. Следовательно, точностные требования к передачам необходимо устанавливать исходя из их назначения. Указанные исходные положения использованы при разработке системы допусков для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач [ГОСТ 1643—(СТ СЭВ 641—77, СТ СЭВ 643—77 и СТ СЭВ 644—77)]. Эта система распространяется на эвольвентные цилиндрические зубчатые колеса и зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления с прямозубыми, косозубыми и шевронными зубчатыми колесами с диаметром делительной окружности до 6300 мм, модулем зубьев от 0,5 до 55 мм, шириной зубчатого венца или полушеврона до 1250 мм. Она соответствует рекомендации ИСО 1328—1975.

Установлено 12 степеней точности зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания: 1, 2, ..., 12. Для степеней точности 1 и 2 допуски и предельные отклонения в ГОСТ 1643—77 не даны (они предусмотрены для будущего развития). Приведенные нормы относятся к окончательно изготовленным зубчатым колесам и передачам (точность заготовок колес не нормируется). Для каждой степени точности установлены независимые нормы допусков на отклонений параметров, определяющих кинематическую точность колес и передачи, плавность работы и контакт зубьев зубчатых колес в передаче, что позволяет назначать различные нормы и степени точности для передач в соответствии с их эксплуатационным назначением и учитывать отличие технологических способов обеспечения требуемой точности.

Кинематическая точность передачи. Для обеспечения кинематической точности предусмотрены нормы, ограничивающие кинематическую погрешность передачи и кинематическую погрешность колеса.

Кинематической погрешностью передачи $F_{к.п.п}$ называют разность между действительным φ_2 и номинальным (расчетным)



углами поворота ведомого зубчатого колеса 2 (рис. 13.2) передачу, выраженную в линейных величинах длины дуги его делительной окружности, т. е. $F_{к.п.п} = (\varphi_2 - \varphi_1) r$, где r — радиус делительной окружности ведомого колеса; $\varphi_2 = \varphi_1 z_1/z_2$; φ_1 — действительный угол поворота ведущего колеса; и z_2 — числа зубьев соответствующих ведущего 1 и ведомого 2 колес. Наибольшая кинематическая погрешность передачи F'_{ior} определяется наибольшей алгебраической

Рис. 13.2. Схема определения кинематической погрешности зубчатой передачи

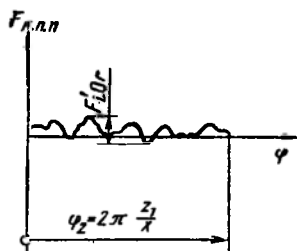


Рис. 13.3. Кривая кинематической погрешности зубчатой передачи

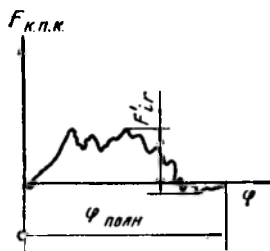


Рис. 13.4. Кривая кинематической погрешности зубчатого колеса

разностью значений кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес (рис. 13.3) Здесь и далее штрихом обозначены погрешности, соответствующие однопрофильному зацеплению. Полный цикл совершается в пределах числа оборотов большего зубчатого колеса, равного частному от деления числа зубьев меньшего зубчатого колеса на общий наибольший делитель числа зубьев обоих зубчатых колес передачи, т. е. на угол $\varphi_2 = 2\pi z_1 / \chi$. Например, при $z_1 = 30$ и $z_2 = 60$ общий наибольший делитель $\chi = 30$ и

$$\varphi_2 = 2\pi \cdot 30 / 30 = 2\pi. \quad (13.3)$$

Наибольшая кинематическая погрешность передачи ограничена допуском F'_{i0} . Допуски на наибольшую кинематическую погрешность передачи (зубчатую пару) в стандарте не приведены. Они представляют собой сумму допусков на кинематическую погрешность ее колес, т. е. $F'_{i0} = F'_{i1} + F'_{i2}$. Для передач с взаимно кратными числами зубьев колес, отношение которых не более трех, допуск F'_{i0} при селективной сборке передачи может быть сокращен на 25 % и более, исходя из расчета. Наибольшую кинематическую погрешность F'_{i0r} можно определить кинематомерами, например, конструкции НИИТАвтопрома или ЦНИИТмаша.

Кинематической погрешностью зубчатого колеса $F_{к.л.к}$ называют разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота зубчатого колеса на его рабочей оси, ведомого точным (измерительным) колесом при номинальном взаимном положении осей вращения этих колес; ее выражают в линейных величинах длиной дуги делительной окружности (рис. 13.4). Под рабочей осью понимают ось колеса, вокруг которой оно вращается в передаче. При назначении требований к точности колеса относительно другой оси (например, оси отверстия), которая может не совпадать с рабочей осью, погрешность колеса будет другой, что необходимо учитывать при установлении точности передачи. Все точностные требования установлены для колес, находящихся на рабочих осях.

Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса $F'_{i'r}$ — наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах угла $\varphi_{полн}$ полного оборота (см. рис. 13.4). Эта погрешность ограничивается допуском на

кинематическую погрешность колеса F'_i (значения в стандарте не приведены). Допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса F'_i следует определять как сумму допуска на накопленную погрешность шага колеса F_p в зависимости от степени по нормам кинематической точности и допуска на погрешность профиля зуба f_f , назначаемого в зависимости от степени точности по нормам плавности. Допускается нормировать кинематическую погрешность колеса на k шагах — F'_{ikr} . Эта погрешность ограничивается допуском F'_{ikr} .

Если кинематическая погрешность колес при контроле их на рабочей оси не превышает допускаемых значений и требование селективной сборки не выдвигается, то контроль кинематической точности передачи не обязателен. Если контролируемая кинематическая точность передачи соответствует требованиям стандарта, то контроль кинематической точности колес не обязателен.

Кинематическую погрешность цилиндрических колес, изготовляемых на зуборезных станках методом обката, вызывает погрешность цепей обката зуборезного станка, несовпадение центра основной окружности колеса с рабочей осью его вращения, неточность зуборезного инструмента, погрешность его установки и т. д. Кинематическая точность зубчатых колес зависит от погрешностей, суммарное влияние которых обнаруживается один раз за оборот колеса. К ним относятся погрешность обката, накопленная погрешность шага, радиальное биение зубчатого венца, колебания длины общей нормали и измерительного межосевого расстояния за оборот колеса.

Кинематическая погрешность делительной цепи зубообрабатывающего станка, обусловленная неточностью его червячного делительного колеса, вызывает несогласованность угловых поворотов обрабатываемого колеса и перемещения зубообрабатывающего инструмента, в результате чего возникает погрешность обката F_{σ} зубчатого колеса. Эту составляющую кинематической погрешности колеса определяют при его вращении на технологической оси, исключив циклические погрешности зубцовой частоты и кратных ей более высоких частот. Под технологической понимают ось колеса, вокруг которой оно вращается в процессе окончательной механической обработки зубьев с обеих сторон. Погрешность F_{σ} можно определить, измерив кинематическую погрешность зуборезного станка, используемого для окончательной обработки зубьев. Погрешность обката ограничивается допуском F_{σ} , выраженным в тех же единицах, что и допуск на кинематическую погрешность колеса. Допуск F_{σ} принят равным допуску на колебание длины общей нормали $F_{\sigma w}$.

Накопленная погрешность k шагов F_{pkr} (рис. 13.5) — наибольшая разность дискретных значений кинематической погрешности зубчатого колеса при номинальном его повороте на k целых угловых шагов:

$$F_{pkr} = (\varphi - k \cdot 2\pi/z) r, \quad (13.4)$$

где φ — действительный угол поворота зубчатого колеса; z — число зубьев зубчатого колеса; $k \cdot 2\pi/z$ — номинальный угол поворота

306

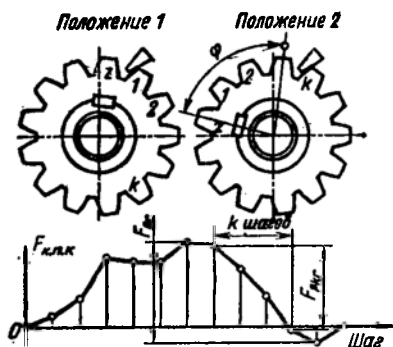


Рис. 13.5. Накопленная погрешность R шагов $F_{\Sigma k}$ и накопленная погрешность по зубчатому колесу $F_{\Sigma r}$

шая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей в пределах зубчатого колеса (см. рис. 13.5). Допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса обозначают Γ_r . Измеренная накопленная погрешность шага в пределах колеса в зависимости от составляющих кинематической погрешности на 15—20 % меньше полной кинематической погрешности колеса. Накопленная погрешность шага зубчатого колеса образуется в основном вследствие погрешности обката и монтажного эксцентриситета e_m зубчатого колеса (рис. 13.6, а), который вызывает появление эксцентриситета основной окружности e . Если зубчатое колесо изготовлено правильно, но его оси вращения при зубонарезании и после монтажа колеса на рабочий вал с зазором не совпадают, образуется монтажный эксцентриситет e_m . При наличии эксцентриситета e_m возникает эксцентриситет начальной окружности, вызывающий радиальное биение и непостоянство мгновенного передаточного отношения. Начальная окружность определяется лишь сопряжением пары колес, поэтому на рис. 13.6, а она условно показана штриховой линией. Если накопленная погрешность шага колеса является следствием только эксцентриситета e основной окружности (идеализированный случай), то

$$F_{\Sigma r} = \pm e \sin(\varphi \pm \Delta), \quad (13.5)$$

где φ — угол поворота зубчатого колеса; Δ — фазовый угол. Знак плюс соответствует левой линии зацепления, знак минус — правой.

Эксцентриситет e_n делительного колеса 3 стола 2 зуборезного станка (рис. 13.6, б) вызывает кинематический эксцентриситет обработки зубчатого колеса 1, который можно частично компенсировать сдвигом центра заготовки.

Радиальное биение зубчатого венца F_{rr} — разность действительных предельных положений исходного контура в пределах зубчатого колеса (от его рабочей оси).

Радиальное биение зубчатого венца ограничивается допуском F_{rr} . Практически F_{rr} определяется разностью расстояний от рабочей

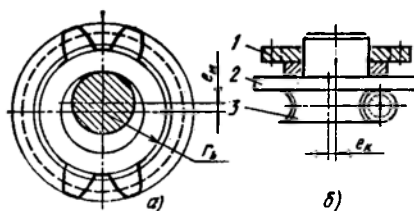


Рис. 13.6. Виды эксцентриситетов

колеса ($k \geq 2$ — число целых угловых шагов); r — радиус делительной окружности колеса.

Допуск на накопленную погрешность k шагов обозначают $F_{\Sigma k}$.

Накопленная погрешность шага зубчатого колеса $F_{\Sigma r}$ — наибольшая

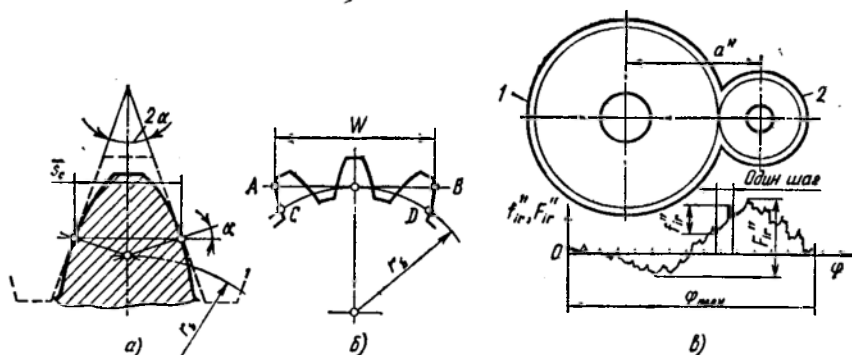


Рис. 13.7. Параметры и погрешности зубчатого колеса, влияющие на его кинематическую точность:

a — постоянная хорда $\overline{S_c}$; b — длина общей нормали W ; c — измерительное межосевое расстояние a'' и кривые колебаний его за оборот колеса $\varphi_{\text{полн}} = F_{ir}''$ и на одном зубе f_{ir}'' ; 1 и 2 — соответственно контролируемое и измерительное колеса

оси колеса до постоянных хорд $\overline{S_c}$ зубьев (рис. 13.7, а). Радиальное биение зубчатого венца вызвано неточным совмещением рабочей оси колеса с технологической осью при обработке зубьев, а также радиальным биением делительного колеса станка.

Длина общей нормали зубчатого колеса W — расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям A и B зубьев колеса (рис. 13.7, б):

$$W = \overline{AB} \approx \overline{CD}, \quad (13.6)$$

где AB — касательная к дуге CD .

Общая нормаль к эвольвентным профилям является одновременно касательной к основной окружности.

Колебанием длины общей нормали F_{vwr} называют разность между наибольшей и наименьшей действительными длинами общей нормали в одном и том же зубчатом колесе:

$$F_{vwr} = W_{\text{наиб}} - W_{\text{наим}}. \quad (13.7)$$

Эта погрешность ограничена допуском F_{vwr} . Колебание длины общей нормали зависит от тангенциальной составляющей погрешности обката.

Номинальным измерительным межосевым расстоянием a'' называют расчетное расстояние между осями измерительного и проверяемого колеса, имеющего наименьшее дополнительное смещение исходного контура. При этом сопряженные зубья колес находятся в плотном двухпрофильном зацеплении. Разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с контролируемым при повороте последнего на полный оборот или на один угловой шаг называют соответственно колебанием измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F_{ir}'' или колебанием

измерительного расстояния на одном зубе f_{ir}' (рис. 13.7, в). Здесь и далее двумя штрихами обозначены погрешности, соответствующие двухпрофильному зацеплению. Эти колебания ограничиваются допусками, обозначаемыми соответственно F_{ir}'' и f_{ir}'' . Значение F_{ir}'' определяется теми же факторами, что и кинематическая точность зубчатого колеса (за исключением погрешности обката). Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса F_{ir}'' принят в 1,4 раза больше допуска на радиальное биение зубчатого венца F_r . Измерительное межосевое расстояние на одном зубе может изменяться вследствие колебаний положения зуборезного инструмента относительно оси колеса, неравенства шагов зацепления (основных шагов) сопрягаемых колес, погрешностей в направлении зубьев колес и т. п. Кинематическую точность зубчатых колес можно повысить путем снижения радиального биения колеса и обработки его на станке с повышенной кинематической точностью при точном центрировании заготовки в процессе нарезания и шлифования зубьев. Шевингование колес не уменьшает их кинематической погрешности.

Плавность работы передачи. Эта характеристика передачи определяется параметрами, погрешности которых многократно (циклически) проявляются за оборот зубчатого колеса и также составляют часть кинематической погрешности. Аналитически или с помощью анализаторов кинематическую погрешность можно представить в виде спектра гармонических составляющих, амплитуда и частота которых зависят от характера составляющих погрешностей. Например, отклонения шага зацепления (основного шага) вызывают колебания кинематической погрешности с *зубцовой* частотой, равной частоте входа в зацепление зубьев колес.

Циклический характер погрешностей, нарушающих плавность работы передачи, и возможность гармонического анализа дали основание определять и нормировать эти погрешности по спектру кинематической погрешности. Под *циклической погрешностью передачи* f_{zkor} (рис. 13.8, а) и *зубчатого колеса* f_{zhr} (рис. 13.8, б) понимают удвоенную амплитуду гармонической составляющей кинематической погрешности.

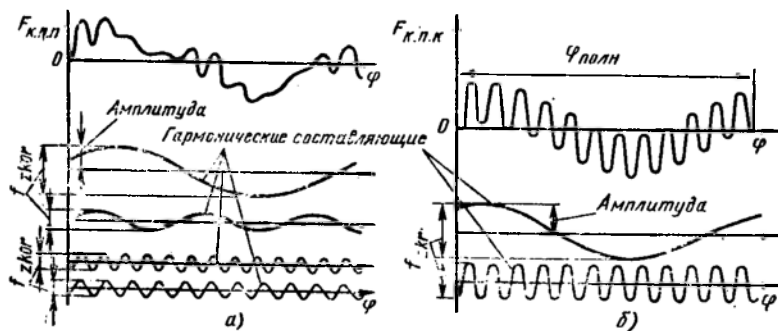


Рис. 13.8. Характер изменения кинематической погрешности и ее гармонических составляющих:

а — для передачи; б — для зубчатого колеса

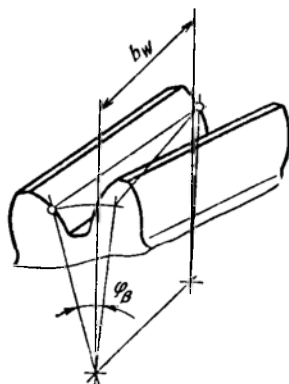


Рис. 13.9. Угол осевого перекрытия φ_B при рабочей ширине венца b_w

матической погрешности соответственно передачи или колеса. Для ограничения циклической погрешности установлены допуски f_{zk0} — на циклическую погрешность передачи и f_{zh} — на циклическую погрешность зубца того колеса. Допуски f_{zh0} и f_{zh} для любой частоты определяют по формуле

$$f_{zk0} = f_{zh} = (k_{\pi}^{0,6} + 0,13) F_r, \quad (13.8)$$

где k_{π} — частота циклов за оборот зубчатого колеса; F_r — допуск на радиальное биение зубчатого венца той же степени точности что и f_{zh} .

Анализ формулы (13.8) показывает, что с увеличением частоты k_{π} допуски f_{zh0} и f_{zh} уменьшаются. Это подтверждается опытом производства и эксплуатации быстроходных передач.

Для ограничения циклической погрешности с частотой повторения, равной частоте входа зубьев в зацепление f_{z0r} и f_{zr} , установлены допуски на циклическую погрешность зубцовой частоты в передаче f_{z0} и колеса f_{z} , причем $f_{z} = 0,6f_{z0}$. Эти допуски зависят от частоты циклической погрешности k_{π} (равной числу зубьев колес z), степени точности, коэффициента осевого перекрытия ϵ_B и модуля m . Коэффициентом осевого перекрытия косозубой цилиндрической передачи ϵ_B называют отношение угла осевого перекрытия зубчатого колеса к угловому шагу. Угол осевого перекрытия φ_B (рис. 13.9) — это угол поворота зубчатого колеса косозубой цилиндрической передачи, при котором точка контакта зубьев перемещается по линии зуба этого колеса от одного его торца до другого (т. е. угол поворота колеса передачи от положения входа до выхода зуба из зацепления).

Косозубые передачи со значительным коэффициентом осевого перекрытия ϵ_B по сравнению с прямозубыми имеют меньший зубцовый импульс (меньшую амплитуду первой гармонической составляющей), поэтому с увеличением ϵ_B допуск f_{z0} уменьшается.

Циклическая погрешность зубцовой частоты является главной причиной нарушения плавности зубчатых передач, состоящих из прямозубых колес. Местные кинематические погрешности передачи f'_{i0r} и зубчатого колеса f'_{ir} определяются наибольшей разностью между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности передачи или зубчатого колеса за полный цикл вращения колес передачи или в пределах оборота колеса $\varphi_{\text{полп}}$ (рис. 13.10, а). Эти погрешности ограничиваются допусками соответственно f'_{i0} и f'_i , причем $f'_i = |f_{pi}| + f_f$.

Циклическая погрешность зубчатого колеса возникает вследствие биения червяка делительной пары станка, биения и перекоса фрезы и т. д. Погрешности станка вызывают также волнистость боковых поверхностей зубьев косозубых колес и погрешность про-

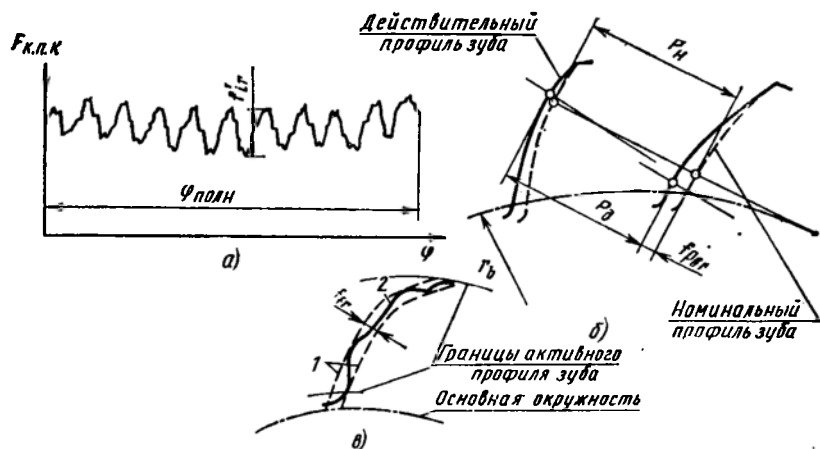


Рис. 13.10. Погрешности зубчатого колеса, влияющие на плавность его работы: а — характер изменения местной кинематической погрешности f'_{kr} ; б — отклонение шага зацепления f_{pb} ; в — погрешность профиля зуба f_{fr}

филя прямозубых колес, которые являются главными причинами неравномерного вращения передачи.

Одним из показателей плавности работы зубчатого колеса является отклонение шагов в колесе. Установлены верхнее и нижнее предельные отклонения шага (углового) $\pm f_{pt}$ и шага зацепления (основного) $\pm f_{pb}$, а также допуск на погрешность профиля зубьев f_f . Под отклонением шага f_{pt} понимают кинематическую погрешность зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг. Отклонение шага зацепления f_{pb} — разность между действительным P_d и номинальным P_n шагами зацепления (рис. 13.10, б). Действительный шаг зацепления P_d равен кратчайшему расстоянию между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатого колеса. Его определяют в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев в плоскости, касательной к основному цилиндру (рис. 13.10, б). Предельные отклонения шагов зацепления колес определяют из соотношения

$$|f_{pb}| = |f_{pt}| \cos \alpha = 0,94 f_{pt}. \quad (13.9)$$

Наибольшая разность шагов зацепления по одноименным боковым поверхностям зубьев в пределах зубчатого колеса не превышает одностороннего отклонения шага f_{pb} . Вместо отклонения шага f_{pt} можно применять разность любых шагов f_{vpt} , причем допуск на разность любых шагов $f_{vpt} = 1,6 |f_{pt}|$.

В колесах, получаемых методом обката, отклонение шага зацепления зависит главным образом от погрешности того же элемента нарезающего инструмента (червячной фрезы, долбяка, гребенки), которая переносится на обрабатываемое колесо. Незначительное влияние оказывает точность делительной цепи станка. При отсут-

ствии отклонений шага зацепления пересопряжение профилей будет плавным, так как к моменту выхода из зацепления одной пары зубьев в контакт уже войдет следующая пара и т. д. При наличии отклонений f_{Dbr} пересопряжение зубьев сопровождается ударами, повышенным шумом, передача работает неплавно. При этом увеличивается неравномерность нагрузки зубьев, что снижает их долговечность.

Погрешность профиля зуба f_f (рис. 13.10, в) — расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными торцовыми профилями 1, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль 2 зуба колеса. Под действительным торцовым профилем зуба понимают линию пересечения действительной боковой поверхности зуба зубчатого колеса плоскостью, перпендикулярной к его рабочей оси.

Погрешности профиля вызывают неравномерность движения колес, дополнительные динамические нагрузки, а также уменьшают поверхность контакта зубьев. Предельная погрешность профиля регламентируется допуском f_f , а не предельными отклонениями, поскольку при контроле эвольвенты положение точки на идеальном профиле (номинальное положение), от которого следует отсчитывать отклонения, неизвестно, а положение всего профиля определяется допускаемыми отклонениями шага зацепления.

Действительный профиль рабочего участка зуба может иметь срез у вершины головки, называемый *фланком*. Применение колес с фланкированными зубьями значительно улучшает плавность работы передачи, обеспечивая более плавный вход зубьев в зацепление и выход из него. Фланк способствует также образованию масляного клина между пересопрягаемыми зубьями, что вместе с упругой деформацией зубьев снижает относительные ускорения колес, динамические нагрузки и шум в передаче. В связи с этим колеса, предназначенные для работы при больших окружных скоростях следует изготавливать только фланкированными.

Если плавность работы колес соответствует требованиям стандарта, контроль плавности передач не обязателен, и, наоборот, если плавность передачи соответствует нормативам, плавность колес определять не обязательно.

Рассмотренные погрешности, многократно периодически проявляющиеся за оборот колеса, снижают долговечность скоростных и особенно тяжелонагруженных скоростных передач (например, турбинных редукторов). Они вызывают повторяющиеся разрывы контакта сопряженных зубьев, крутильные колебания привода, поперечные колебания валов и вибрацию всего агрегата. Указанные циклические погрешности обычно вызывают повышение шумовых характеристик, причем уровень шумовой мощности увеличивается с увеличением частоты вращения передачи. Чтобы повысить плавность передачи, целесообразно повышать точность зуборезного инструмента и червяка, сопряженного с делительным колесом станка, а также применять шевингование и зубохонингование колес.

Контакт зубьев в передаче. Для повышения износостойкости и долговечности зубчатых передач необходимо, чтобы полнота кон-

такта сопряженных боковых поверхностей зубьев колес была наибольшей. При неполном и неравномерном прилегании зубьев уменьшается несущая площадь поверхности их контакта, неравномерно распределяются контактные напряжения и смазочный материал, что приводит к интенсивному изнашиванию зубьев. Для обеспечения необходимой полноты контакта зубьев в передаче установлены наименьшие размеры суммарного пятна контакта.

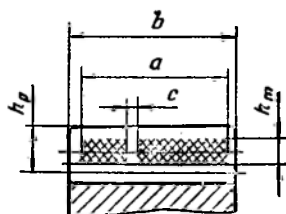


Рис. 13.11. Пятно контакта зубьев в передаче

Суммарным пятном контакта называют часть активной боковой поверхности зуба колеса, на которой располагаются следы прилегания зубьев парного колеса (следы надиров или краски) в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором. Пятно контакта (рис. 13.11) определяется относительными размерами (в процентах): по длине зуба — отношением расстояния a между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов c , превышающих модуль в мм, к длине зуба b , т. е. $[(a - c)/b] 100 \%$; по высоте зуба — отношением средней (по длине зуба) высоты следов прилегания h_m к высоте зуба соответствующей активной боковой поверхности h_p , т. е. $(h_m/h_p) 100 \%$.

В ГОСТ 1643—81 введено понятие *мгновенное пятно контакта*, определяемое после поворота колеса собранной передачи на полный оборот при легком торможении.

Полнота контакта зависит от погрешностей установки заготовки на станке (ее торцового бienia), неточности станка (непараллельности направления хода фрезерного суппорта оси вращения стола и его перекоса), а для косозубых колес также от погрешностей винта подачи зуборезного станка. Притирка и приработка зубьев сопряженных колес улучшают их контакт.

На полноту контакта колес влияют погрешности формы зубьев и погрешности их взаимного расположения в передаче.

Отклонением осевых шагов по нормали F_{pxnr} называют разность между действительным осевым расстоянием зубьев и суммой соответствующего числа номинальных осевых шагов, умноженную на синус угла наклона делительной линии зуба β , т. е. $F_{pxnr} = F_{pxr} \sin \beta$ (рис. 13.12, а). Под действительным осевым расстоянием зубьев понимают расстояние между одноименными линиями зубьев косозубого зубчатого колеса по прямой, параллельной рабочей оси. Расстояние между одноименными линиями соседних зубьев является действительным осевым шагом. Предельные отклонения осевых шагов по нормали обозначают: верхнее $+F_{pxn}$, нижнее $-F_{pxn}$. Отклонение F_{pxnr} является кинематическим, так как оно включает в себя значительную часть погрешностей, влияющих на кинематику и плавность работы передачи, поскольку зуб по длине располагается на значительном угле поворота зубчатого колеса.

Суммарная погрешность контактной линии F_{kr} — расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными потенциаль-

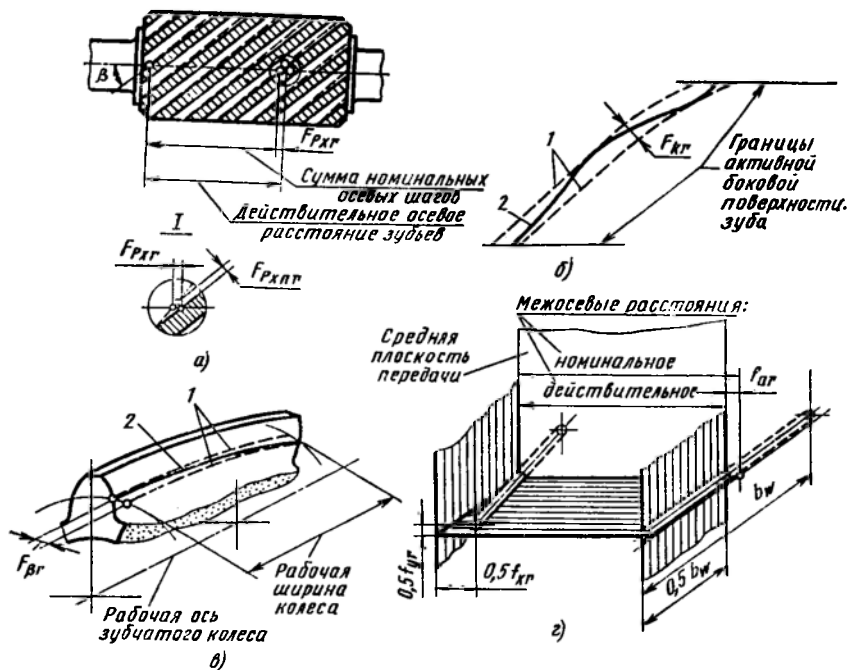


Рис. 13.12. Погрешности, влияющие на полноту контакта зубьев в передаче:

а — отклонение осевых шагов по нормали $F_{\rho_{\text{кр}}}$; б — погрешность формы и расположения контактной линии F_{kr} ; в — погрешность направления зуба F_{β} ; г — непараллельность f_x и перекос f_{gr} осей; отклонение межосевого расстояния f_{ar}

ными контактными линиями 1, условно наложенными на плоскости (поверхности) зацепления, между которыми размещается действительная потенциальная контактная линия 2 на активной боковой поверхности зуба (рис. 13.12, б). Под контактной линией понимаю линию пересечения поверхности зуба поверхностью зацепления.

Допуск на суммарную погрешность контактной линии F_k для данного модуля зависит от ширины колеса (или длины контактной линии) и коэффициента ϵ_{β} (с их увеличением допуск увеличивается). Отклонение $F_{\rho_{\text{кр}}}$ влияет на продольный, а погрешность F_{kr} — на высотный контакт зубьев.

Погрешность направления зуба F_{β} — расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными делительными линиями зуба 1 в торцовом сечении (рис. 13.12, в), между которыми проходит действительная делительная линия зуба 2, соответствующая рабочей ширине венца или полушеврона. Под действительной делительной линией зуба понимают линию пересечения действительной боковой поверхности зуба колеса делительным цилиндром, ось которого совпадает с рабочей осью. Допуск на направление зуба F_{β} увеличивается с увеличением ширины колеса (или длины контактной линии). Небольшая продольная бочкообразность зуба уменьшает отрица

тельное влияние этой погрешности и улучшает распределение нагрузки вдоль зуба.

Отклонением от параллельности осей f_{xr} называют отклонение от параллельности проекций рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, в которой лежит одна из осей и точка второй оси в средней плоскости передачи (рис. 13.12, з). Средней плоскостью передачи считают плоскость, проходящую через середину рабочей ширины зубчатого венца или (для шевронной передачи) через середину расстояния между внешними торцами, ограничивающими рабочую ширину полушевронов. *Перекос осей f_{yr}* — отклонение от параллельности проекции рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, параллельную одной из осей и перпендикулярную плоскости, в которой лежит эта ось, и точка пересечения второй оси со средней плоскостью передачи.

Отклонение от параллельности и перекос осей определяют в торцовой плоскости в линейных единицах на длине, равной рабочей ширине венца или ширине полушеврона. Эти погрешности, характеризующие точность монтажа передачи с нерегулируемым расположением осей, ограничивают допусками f_x и f_y . Точность монтажа передачи определяется также отклонениями межосевого расстояния f_{ar} , которыми является разность между действительным и номинальным межосевыми расстояниями в средней торцовой плоскости передачи. Для этой погрешности установлены предельные отклонения: верхнее $+f_a$ и нижнее $-f_a$.

При соответствии суммарного или мгновенного пятна контакта требованиям стандарта контроль по другим показателям, определяющим контакт зубьев в передаче, не является необходимым. Допускается определять пятна контакта с помощью измерительного колеса.

Виды сопряжений зубьев колес в передаче. Для устранения возможного заклинивания при нагреве передачи, обеспечения условий протекания смазочного материала и ограничения мертвого хода при реверсировании отсчетных и делительных реальных передач они должны иметь боковой зазор j_n (между нерабочими профилями зубьев сопряженных колес). Этот зазор необходим также для компенсации погрешностей изготовления и монтажа передачи и для устранения удара по нерабочим профилям, который может быть вызван разрывом контакта рабочих профилей вследствие динамических явлений. Такая передача является однопрофильной (контакт зубьев колес происходит по одним рабочим профилям). Только передача, изготовленная точно по номинальным параметрам (теоретическая зубчатая передача) является беззазорной двухпрофильной (контакт зубьев колес происходит одновременно по правым и левым боковым профилям) и имеет постоянное передаточное отношение

$$i = z_1/z_2 = \omega_2/\omega_1, \quad (13.10)$$

где z_1 ; z_2 — число зубьев колес, ω_1 ; ω_2 — угловые скорости колес. Боковой зазор определяют в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев, в плоскости, касательной к основным цилиндрам (рис. 13.13).

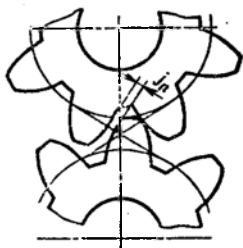


Рис. 13.13. Боковой зазор j_n в передаче

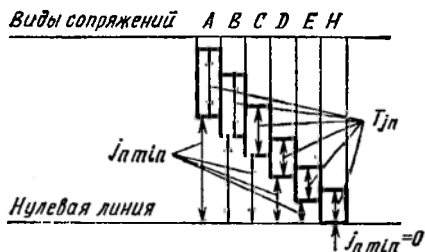


Рис. 13.14. Схема расположения полей допусков T_{jn} для принятых видов сопряжений зубьев зубчатых колес

Система допусков на зубчатые передачи устанавливает гарантированный боковой зазор $j_{n \min}$, которым является наименьший предписанный боковой зазор, не зависящий от степени точности коле и передачи. Известно, что далеко не всегда точная передача должна иметь малые зазоры. Например, наиболее точные передачи скоростных редукторов турбин изготовляют с весьма большими боковыми зазорами, что необходимо для компенсации температурных деформаций, деформации колес от центробежных сил и для свободного протекания смазочного материала.

Для удовлетворения требований различных отраслей промышленности, независимо от степени точности изготовления колес передачи, предусмотрено шесть видов сопряжений, определяющих различные значения $j_{n \min}$ (рис. 13.14). Сопряжения A, B, C, D, E, H применяют соответственно для степеней точности по нормам плавности работы: 3—12; 3—11; 3—9; 3—8; 3—7; 3—7. Для сопряжения вида H $j_{n \min} = 0$. Сопряжение вида B гарантирует минимальный боковой зазор, при котором исключается возможность заклинивания стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур колес и корпуса 25 °C.

Установлено шесть классов отклонений межосевого расстояния обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от до VI. Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов отклонений межосевого расстояния (для сопряжений H и E — II класса, для сопряжений D, C, B и A — классов III, IV, V и VI соответственно). Соответствие видов сопряжений и указанных классов допускаются изменять.

На боковой зазор установлен допуск T_{jn} , определяемый разностью между наибольшим и наименьшим зазорами. По мере увеличения бокового зазора увеличивается допуск T_{jn} . Установлено восемь видов допуска T_{jn} на боковой зазор: x, y, z, a, b, c, d, h . Видам сопряжений H и E соответствует вид допуска h , видам сопряжений D, C, B и A — соответственно виды допусков d, c, b и a . Соответствие видов сопряжений и видов допусков T_{jn} допускаются изменять, используя при этом и виды допуска z, y и x . В результате увеличения температуры при работе передачи размеры колес уве-

личиваются в большей степени, чем расстояние между их осями, поэтому боковой зазор уменьшается. Боковой зазор $j_{n \min}$, необходимый для компенсации температурных деформаций и размещения смазочного материала, определяют по формуле

$$j_{n \min} = V + a_w (\alpha_1 \Delta t_1^\circ - \alpha_2 \Delta t_2^\circ) 2 \sin \alpha, \quad (13.11)$$

где V — толщина слоя смазочного материала между зубьями; a_w — межосевое расстояние; α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материала колес и корпуса; Δt_1° и Δt_2° — отклонение температур колеса и корпуса от 20°C ; α — угол профиля исходного контура.

Деформацию от нагрева определяют по нормали к профилям. Боковой зазор, обеспечивающий нормальные условия смазки, ориентировочно принимают в пределах от $0,01m_n$ (для тихоходных кинематических передач) до $0,03m_n$ (для высокоскоростных передач).

Пример. Дано $m_n = 5$; $a_w = 200$ мм, класс отклонений межосевого расстояния V ; колеса стальные, корпус чугуновый ($\alpha_1 = 11,5 \cdot 10^{-6}^\circ\text{C}^{-1}$; $\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6}^\circ\text{C}^{-1}$); окружная скорость 15 м/с; $t_1 = 75^\circ\text{C}$; $t_2 = 50^\circ\text{C}$. Определить сопряжение для косозубой передачи.

По формуле (13.11) находим $j_{n \min} = 0,02 \cdot 5 + 200 (11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 55 - 10,5 \cdot 10^{-6} \cdot 30) 0,684 = 0,144$ мм. По табл. 13 ГОСТ 1643—81 выбираем нормальное сопряжение В, для которого при $a_w = 180 \dots 250$ мм гарантированный зазор равен 185 мкм.

Погрешности изготовления и монтажа колес учитывают при определении наибольшего бокового зазора. Разность между наибольшим и гарантированным зазорами должна быть достаточной для компенсации погрешностей изготовления и монтажа колес. Боковой зазор обеспечивают путем радиального смещения исходного контура рейки (зуборезного инструмента) от его номинального положения в тело колеса (рис. 13.15). Под *номинальным положением исходного контура* понимают положение исходного контура на зубчатом колесе, лишенном погрешностей, при котором номинальная толщина зуба соответствует плотному двухпрофильному зацеплению.

Дополнительное смещение исходного контура E_{Hr} от его номинального положения в тело зубчатого колеса осуществляют для обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора. Наименьшее дополнительное смещение исходного контура назначают в зависимости от степени точности по нормам плавности и вида сопряжения и обозначают: для зубчатых колес с внешними зубьями — E_{Hs} , для колес с внутренними зубьями через $+E_{Hr}$. Допуск T_H на

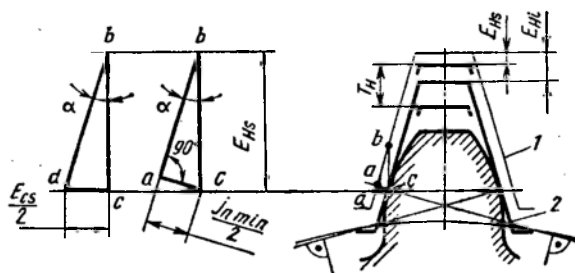


Рис. 13.15. Исходный контур:
1 — номинальное положение;
2 — действительное положение

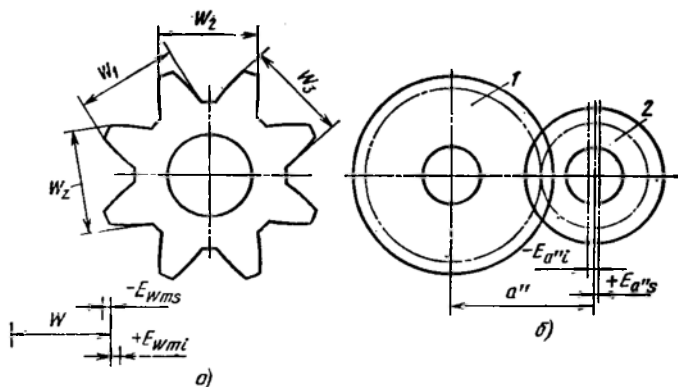


Рис. 13.16. Предельные отклонения:

a — средней длины общей нормали E_{wms} и E_{wmi} ; b — измерительного межосевого расстояния a'' между контролируемым 1 и измерительным 2 зубчатыми колесами

дополнительное смещение исходного контура установлен в зависимости от допуска на радиальное биение F_r и вида сопряжения; причем для всех видов сопряжения $T_H > F_r$.

Показателями, обеспечивающими гарантированный боковой зазор, являются: для зубчатых колес — наименьшее дополнительное смещение исходного контура $-E_{Hs}$ ($+E_{Hi}$) или наименьшее отклонение средней длины общей нормали $-E_{wms}$ ($+E_{wmi}$) (рис. 13.16 а), либо наименьшее отклонение длины общей нормали $-E_{ws}$ ($+E_{wi}$) или наименьшее отклонение толщины зуба $-E_{cs}$, либо предельные отклонения измерительного межосевого расстояния $E_{a''s}$ ($E_{a''i}$) (рис. 13.16, б); их назначают в зависимости от вида сопряжения, степени точности по нормам плавности работы; для передач с нерегулируемым расположением осей — предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$, а с регулируемым — наименьший гарантированный зазор $j_{n \min}$. Отклонения $\pm f_a$ и $j_{n \min}$ не зависят от степени точности, их назначают в зависимости от вида сопряжения.

Среднюю длину общей нормали определяют по формуле

$$W = (W_1 + W_2 + \dots + W_z)/z, \quad (13.12)$$

где $W_1, W_2, \dots, W_z$ — действительные длины общей нормали; z — число зубьев.

Установлены допуски на дополнительное смещение исходного контура T_H , на среднюю длину общей нормали T_{wm} и на толщину зуба по постоянной хорде T_c , а также предельные отклонения измерительного межосевого расстояния: верхнее $+E_{a''s}$ и нижнее $-E_{a''i}$, которые определяются разностью между допускаемыми наибольшим (или наименьшим) и номинальным измерительным межосевыми расстояниями a'' (рис. 13.16, б).

Связь смещения исходного контура с боковым зазором j_n и установлением толщины зуба по постоянной хорде E_{cs} можно установить

соответственно из треугольников abc и dbc (см. рис. 13.15):

$$j_{n \min} = 2E_{Hs} \sin \alpha; \quad (13.13)$$

$$E_{cs} = 2E_{Hs} \operatorname{tg} \alpha. \quad (13.14)$$

Общий боковой зазор должен состоять из гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$ и зазора K_j , компенсирующего погрешности изготовления зубчатых колес и монтажа передачи и уменьшающего боковой зазор:

$$j_{n \min} + K_j = 2(E_{Hs1} + E_{Hs2}) \sin \alpha.$$

Зазор K_j отсчитывают по нормали к зубьям.

Необходимое наименьшее смещение исходного контура на обоих зубчатых колесах определяют по формуле

$$E_{Hs1} + E_{Hs2} = 0,5(j_{n \min} + K_j)/\sin \alpha. \quad (13.15)$$

Если принять наименьшие смещения исходного контура на обоих колесах пары примерно равными (т. е. пренебречь разностью их диаметров), то при $\alpha = 20^\circ$ получим

$$E_{Hs} \approx 0,25(j_{n \min} + K_j)/\sin \alpha \approx 0,73(j_{n \min} + K_j). \quad (13.16)$$

Зазор K_j предназначен для компенсации следующих погрешностей изготовления зубчатых колес и монтажа передачи: межосевого расстояния f_{ar} , шага зацепления f_{pbr} на обоих колесах, направления зуба $F_{\beta r}$ на обоих колесах отклонения от параллельности осей f_{xr} и перекоса f_{yr} осей. При определении зазора K_j учитывают предельно допускаемые значения указанных погрешностей. Их проектируют на нормаль к профилям (в направлении которой определяется боковой зазор) и суммируют квадратически как случайные величины:

$$K_j = \sqrt{(2f_a \sin \alpha)^2 + 2(f_{pb})^2 + 2(F_{\beta})^2 + (f_x \sin \alpha)^2 + (f_y \cos \alpha)^2}. \quad (13.17)$$

Наибольший боковой зазор, получаемый между зубьями в передаче, не ограничен стандартом. Он представляет собой замыкающее звено сборочной размерной цепи, в которой составляющими размерами, ограниченными допусками, являются межосевое расстояние и смещение исходных контуров при нарезании обоих колес и др. Поэтому наибольший зазор не может превышать значения, получаемого при наиболее неблагоприятном сочетании отклонений составляющих размеров:

$$j_{n \max} = j_{n \min} + 2(T_{H1} + T_{H2} + 2f_a) \sin \alpha. \quad (13.18)$$

Обозначение точности колес и передач. Точность изготовления зубчатых колес и передач задают степенью точности, а требования к боковому зазору — видом сопряжения по нормам бокового зазора. Примеры условного обозначения: 7—С ГОСТ 1643—81 — цилиндрическая передача со степенью точности 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения зубчатых колес С и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор (вид допуска с), а также между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния; 8—7—6—Вa ГОСТ 1643—81 — цилиндрическая пере-

дача со степенью 8 по нормам кинематической точности; со степени по нормам плавности, со степенью 6 по нормам контакта зубьев видом сопряжения В, видом допуска на боковой зазор а и соотношением между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния.

Пример обозначения передачи со степенью точности 7 по нормам, с видом сопряжения колес С, видом допуска на боковой зазор а и более грубым классом отклонений межосевого расстояния V (при $a_w = 450$ мм и уменьшенном гарантированном боковом зазоре $j'_{n\min} = 128$ мкм): 7 — Са/V — 128 ГОСТ 1643—81. Зде уменьшенный гарантированный зазор определен по формуле $j'_{n\min} = j_{n\min} - 0,68 (|f'_a| - |f_a|) = 155 - 0,68 (120 - 80) \approx 128$ мкм где отклонение f'_a межосевого расстояния для более грубого класса гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$ и предельное отклонение межосевого расстояния для данного вида сопряжения найдены табл. 13 ГОСТ 1643—81.

При более точном классе отклонений a_w боковой зазор в передаче больше табличного и его в обозначении можно не указывать.

Выбор степени точности зубчатых колес. Степень точности кол и передач устанавливают в зависимости от требований к кинематической точности, плавности, передаваемой мощности, а также окружной скорости колес. Например, при окружной скорости прямозубых колес 10—15 м/с применяют степени точности 6—7, при скорости 20—40 м/с — степени точности 4—5 [14]. Степень точности следует определять соответствующими расчетами. Например, на основе кинематического расчета погрешностей всей передачи и допускаемого угла рассогласования можно выбирать степень по нормам кинематической точности; из расчета динамики передачи, вибраций шумовых явлений выбирают степень точности по нормам плавности работы; расчет на прочность и долговечность дает возможность брать степень точности по нормам контакта зубьев.

При выборе степени точности учитывают опыт эксплуатации аналогичных передач и обязательно используют принцип комбинирования норм точности, т. е. для конкретной передачи в зависимости ее назначения устанавливают различные степени точности: по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Комбинирование норм позволяет устанавливать повышенную точность только тех параметров колес, которые важны для удовлетворения эксплуатационных требований; остальные параметры можно выполнять по более грубым допускам. Комбинирование целесообразно как с эксплуатационной, так и с технологической точки зрения. При комбинировании необходимо учитывать, что нормы плавности работы колес и передач могут быть не более чем на одну степень точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев можно назначать по любым степеням, более точным, чем нормы плавности, а также на одну степень грубее норм плавности.

Указанные ограничения вызваны наличием определенной взаимосвязи между показателями точности колес. Так, циклическая п

320

грешность является частью кинематической погрешности, многократно повторяющейся за оборот колеса (см. рис. 13.8). Поэтому при сохранении допуска на кинематическую погрешность колеса расширение допуска на циклическую погрешность более чем на одну степень вызывает заметное уменьшение допускаемого значения кинематической погрешности и делает практически невозможным изготовление такого колеса.

При назначении допусков кинематической точности и плавности работы колес по разным степеням точности допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса определяют по формуле

$$(F_i'')_{\text{комб}} = (F_i'' - f_i'')_F + (f_i'')_f, \quad (13.19)$$

где допуски, входящие в первое слагаемое, принимают для степени по нормам кинематической точности, а допуск, входящий во второе слагаемое, — для степени точности по нормам плавности работы. Это связано с тем, что допуск F_i'' является суммарным и учитывает как кинематическую погрешность, так и погрешность, нарушающую плавность работы.

Передача не может работать плавно при плохом контакте зубьев. Если контакт смещен к головке или ножке зуба, то зуб работает кромкой на входе или выходе из зацепления, что вызывает беспокойную работу передачи. В большинстве случаев степени точности по нормам контакта совпадают со степенями точности по нормам плавности. Так, для тракторов, грузовых автомобилей применяют степени точности 7—6—6—С, 8—7—7—С; для редукторов турбин — степени точности 6—5—5—В, для изделий металлургического машиностроения — 8—7—7—В; для прокатных станков — 8—7—7—В; для делительных и других отсчетных механизмов степени по нормам кинематической точности и плавности принимают одинаковыми, а иногда нормы кинематической точности на одну степень точнее норм плавности (например, 4—5—5—D).

Комплексы контролируемых параметров. Точность зубчатых колес проверяют различными методами и с помощью различных средств, поэтому установлено несколько равноправных вариантов показателей точности колес (рис. 13.17). Выбор контролируемых параметров (показателей точности) зубчатых колес зависит от требуемой точности, размера, особенностей производства и других факторов.

Предпочтение следует отдавать комплексным показателям F_{i0r} , f_{z20r} , f_{z40r} и суммарному пятну контакта. При комплексном контроле точность колес и передач оценивают по суммарному проявлению отклонений отдельных параметров, часть из которых может быть увеличена за счет уменьшения других или же вследствие компенсации одних погрешностей другими.

Для контроля кинематической точности колес установлено девять комплексов контролируемых параметров: первые три предназначены для проверки колес степеней точности 3—8; четвертый — для колес степеней точности 3—6; пятый — для колес степеней точности 7—8; шестой и седьмой — для колес степеней точности 5—8;

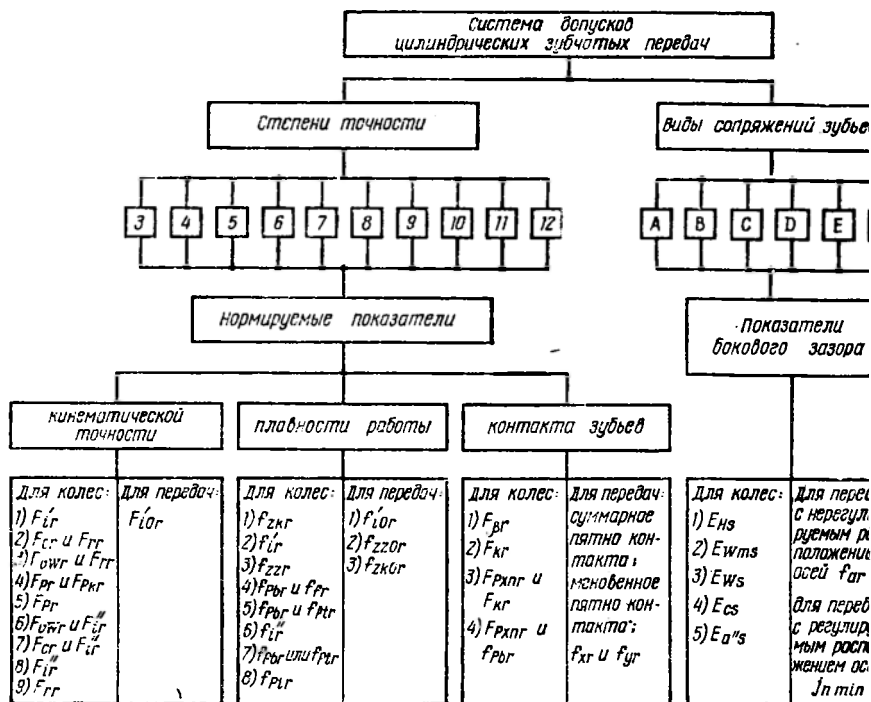


Рис. 13.17. Показатели точности зубчатых передач

восьмой — для колес степеней точности 9—12; девятый — для колес степеней точности 7—12, причем степени точности 7 и 8 только для колес с делительным диаметром свыше 1600 мм. Допускается, что значение одной из величин, входящих в комплекс, превышало предельное, если суммарное влияние обеих величин не превышает предельное на кинематическую погрешность колеса F'_i .

Для оценки плавности работы колес установлено восемь комплексов контролируемых параметров. Первый предназначен для проверки зубчатых колес со следующими степенями точности и коэффициента осевого перекрытия ϵ_β :

Степень точности	3 и 4	5	6	7	8
ϵ_β , не менее	1,25	1,5	2	2,5	3,0

Для колес степеней точности 3—8 при значениях ϵ_β менее указанных установлены комплексы со вторым по пятый. Шестой комплекс применяют для колес степеней точности 5—8 при значениях ϵ_β менее указанных и для колес степеней точности 9—12 при любом значении ϵ_β . Седьмой комплекс применяют для колес степеней точности 9—12 при любом значении ϵ_β и восьмой — для колес степеней точности 7 и 8 при значениях ϵ_β , больших или равных указанным.

Показателями плавности передачи являются $f'_{i0\Gamma}$ и $f_{zz0\Gamma}$ при з

чениях e_B менее указанных и f_{zkor} при значениях e_B , больших или равных указанным.

Полноту контакта зубьев в передаче рекомендуется оценивать суммарным или мгновенным пятном контакта, а передач с нерегулируемым расположением осей — показателями f_{Σ} и f_{yr} .

Нормы кинематической точности (кроме F_r , F_{vw} , F_l), нормы плавности работы (кроме f_l') и нормы контакта зубьев в передаче (кроме f_{Σ} и f_y) в зависимости от условий работы колес по правым и левым профилям допускается назначать из разных степеней точности.

Контроль колес и передач по всем показателям установленного комплекса можно не выполнять, если изготовитель гарантирует выполнение требований стандарта.

Показатели кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес установлены так, что результаты контроля зубчатого колеса по одному из указанных комплексов не противоречат результатам проверки по другому комплексу. Например, если колесо по нормам кинематической точности признано годным по третьему комплексу, то оно не должно быть забраковано при повторном контроле по первому или любому другому комплексу. Для этого допуски различных показателей точности между собой взаимосвязаны.

В соответствии с рекомендацией ИСО коэффициент ϕ изменения допускаемых отклонений (норм) параметров при переходе от одной степени точности к другой неодинаков и изменяется также по-разному для различного диапазона степеней точности. В связи с этим соотношения между допусками, приведенные здесь, справедливы только для степеней точности 5—8.

13.3. ДОПУСКИ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Принципы построения системы допусков для зубчатых конических передач [ГОСТ 1758—81 (СТ СЭВ 186—75 и СТ СЭВ 1161—78)] аналогичны принципам построения системы для цилиндрических передач. Установлено 12 степеней точности зубчатых колес и передач, причем для степеней точности 1, 2 и 3 допуски и предельные отклонения не даны (они предусмотрены для будущего развития). Для каждой степени точности установлены нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес в передаче. Допускается комбинирование указанных норм различных степеней точности. При этом нормы плавности могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев нельзя назначать по степеням точности более грубыми, чем нормы плавности.

Независимо от степеней точности и их комбинирования установлено шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче: А, В, С, D, Е и Н (в порядке убывания гарантированного бокового зазора $j_{n \min}$). Виды сопряжений А, В, С, D, Е и Н зубчатых колес в передаче применяют соответственно для степеней точности по нормам плавности

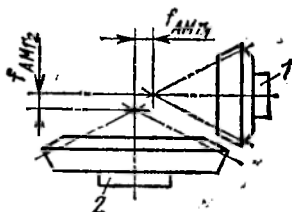


Рис. 13.18. Осевые смещения зубчатого венца конических зубчатых колес при монтаже

(допуск F_P); биение зубчатого венца $F_{r\tau}$ (допуск F_i); погрешность обката F_{cr} (допуск F_c). Показателем кинематической точности передачи является наибольшая кинематическая погрешность передачи F_{ior} (допуск F_{io}).

На кинематическую точность колес, скомплектованных парами колес и передач влияют также следующие погрешности специфических параметров конических колес и передач: колебание измерительного межосевого угла пары (измерительной пары) за полный цикл $F'_{i\Sigma}$ (за полный оборот зубчатого колеса $F_{i\Sigma r}$), определяемое разностью наибольшего и наименьшего измерительных межосевых углов за полный цикл (оборот колеса) изменения относительного положения зубчатых колес пары при беззазорном их зацеплении; колебание относительного положения зубчатых колес пары (измерительной пары) по нормали за полный цикл F'_{inr} (за полный оборот зубчатого колеса F_{inr}), определяемое наибольшей разностью положений одного колеса пары относительно другого в направлении, перпендикулярном плоскости, проходящей через общую образующую начальных конусов и касательную к ним.

Показатели плавности работы и контакта зубьев примерно такие же, что и для цилиндрических передач.

Из погрешностей специфических параметров рассмотрим только осевое смещение зубчатого венца f_{AMr} , определяемое смещением зубчатого венца вдоль его оси при монтаже передачи от положения при котором плавность работы и пятно контакта являются наилучшими, установленными при обкаточном контроле пары 1— (рис. 13.18). Установлены предельные осевые смещения зубчатого венца $\pm f_{AM}$.

Примеры условного обозначения точности конической передачи 8—7—6—В ГОСТ 1758—81; 7—С ГОСТ 1758—81.

13.4. ДОПУСКИ ЧЕРВЯЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Для червячных цилиндрических передач ГОСТ 3675—80 (СТ СЭВ 311—76 и СТ СЭВ 1162—78) устанавливает 12 степеней точности: 1, 2, ..., 12 (в порядке убывания точности).

Для червяков, червячных колес и червячных передач каждой степени точности установлены нормы: кинематической точности плавности работы и контакта зубьев и витков. Допускается комби-

сти работы: 4—12; 4—11; 4—9; 4—8; 4—7. Допуск на боковой зазор T_{jn} (ГОСТ 1758—81) не регламентирован.

Показателями кинематической точности зубчатых колес являются: наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса F (допуск F_i); накопленная погрешность k шагов

$$F_{Pkr} = (\varphi - 2\pi k/z) r, \quad (12.20)$$

где r — радиус средней делительной окружности зубчатого колеса (допуск F_{Pr}); накопленная погрешность шага по зубчатому колесу F_i

(допуск F_P); биение зубчатого венца $F_{r\tau}$ (допуск F_i); погрешность обката F_{cr} (допуск F_c). Показателем кинематической точности передачи является наибольшая кинематическая погрешность передачи F_{ior} (допуск F_{io}).

нирование указанных норм разных степеней точности при соблюдении правил, аналогичных правилам, установленным для цилиндрических зубчатых передач (см. подразд. 13.2).

Независимо от степеней точности установлено шесть видов сопряжений червяка с червячным колесом в передаче: А, В, С, D, Е, Н — и восемь видов допуска T_{jn} : х, у, z, а, b, с, d, h. Обозначения даны в порядке убывания бокового зазора и допуска на него. Видам сопряжений Н и Е соответствует вид допуска на боковой зазор h, а видам сопряжений D, С, В и А — вид допуска d, с, b и а соответственно.

Показателями кинематической точности червячных колес являются: наибольшая кинематическая погрешность червячного колеса F'_{lr} , накопленная погрешность шага червячного колеса F_{Pr} и накопленная погрешность k шагов червячного колеса F_{Phr} , погрешность обката F_{cr} и радиальное биение зубчатого венца червячного колеса F_{rr} , колебание измерительного межосевого расстояния за оборот червячного колеса F'_{lr} . Показателем кинематической точности червячных передач (и колеса с червяком, поставляемых парами) является наибольшая кинематическая погрешность передачи F'_{ior} .

Показателями плавности работы червяков являются: погрешность винтовой поверхности витка червяка f_{hst} , радиальное биение витка червяка f_{rr} , отклонение осевого шага червяка f_{pxr} , накопленная погрешность k шагов червяка f_{pxhr} , погрешность винтовой линии в пределах оборота f_h и на всей длине червяка f_{hhr} , погрешность профиля витка червяка f_{lr} . Показателями плавности работы червячных колес являются: циклическая погрешность червячного колеса f_{hcr} , колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f'_{lr} , отклонение шага колеса f_{Plr} или погрешность профиля зуба колеса f_{zlr} . Показателями плавности работы червячной передачи являются: циклическая погрешность передачи f_{zho} и циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче f_{zto} .

Показателями контакта зубьев червячного колеса с витками червяка являются: суммарное пятно контакта, смещение средней плоскости в передаче f_{xr} , отклонение межосевого расстояния в передаче f_a и отклонение межосевого угла передачи $f_{\Sigma r}$.

Специфические контролируемые погрешности показаны на рис. 13.19. Пример условного обозначения червячной передачи: 8—7—6 Ва ГОСТ 3675—81.

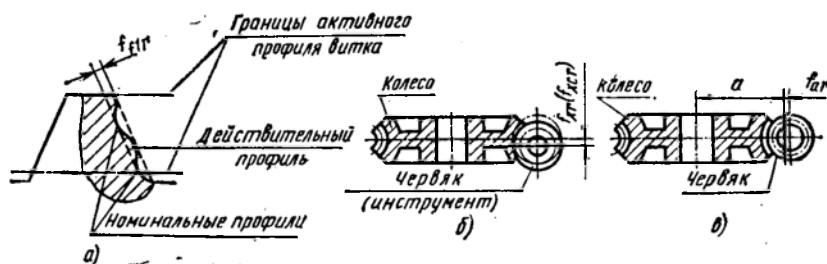


Рис. 13.19. Погрешности червячных передач:

а — погрешность профиля витка червяка; б — смещение средней плоскости в передаче; в — отклонения межосевого расстояния в передаче

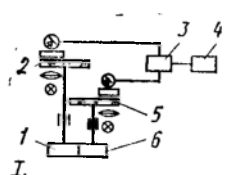
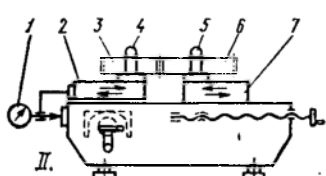
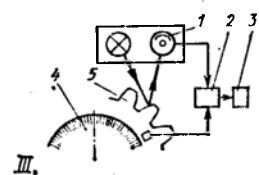
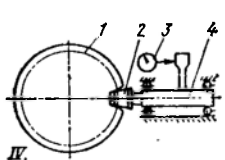
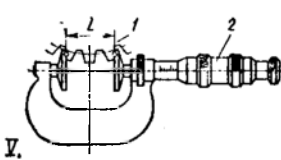
13.5. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

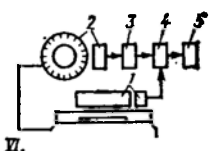
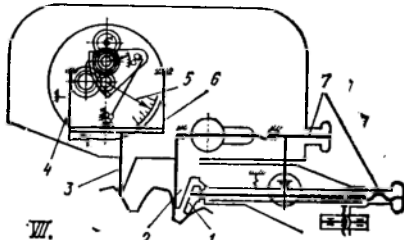
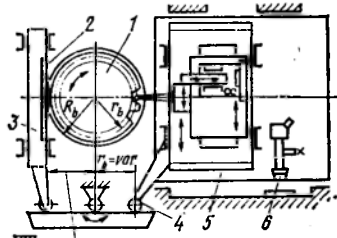
При *приемочном* (окончательном) контроле зубчатых колес устанавливаются их соответствие нормам на параметры, зависящим от назначения передачи. Приборы для технологического контроля используют в цеховых условиях для контроля изделий и наладки зубообрабатывающего оборудования. Типы, основные параметры, нормы точности приборов для измерения цилиндрических зубчатых колес регламентированы ГОСТ 5368—81 (СТ СЭВ 1311—78), ГОСТ 8137—81, ГОСТ 10387—81 и др. Комплексы контролируемых параметров приведены на рис. 13.17. Выбор комплекса необходим для контроля параметров зависит от типа производства, степеней точности колеса, его назначения, размеров и других факторов. К комплексным показателям относят: наибольшие кинематические погрешности колеса и передачи, циклические погрешности колеса и передачи, циклическую погрешность зубцовой частоты в передаче, размеры суммарного пятна контакта и гарантированный боковой зазор. Хотя на комплексные показатели второго порядка (например, измерительное межцентровое расстояние в двухпрофильном зацеплении) оказывает влияние целый ряд отдельных поэлементных погрешностей, они составляют только часть основной погрешности, поэтому допуски на дифференцированные показатели (накопленную погрешность по шагу и т. п.) меньше допусков на комплексные показатели (кинематическую точность и др.). При выборе комплексов контролируемых параметров руководствуются принципом инверсии, в соответствии с которым следует отдавать предпочтение методам контроля, в наибольшей степени приближающимся к условиям эксплуатации зубчатых передач. Поэтому приборы для контроля измерительного межцентрового расстояния в однопрофильном зацеплении предпочтительнее приборов для контроля в двухпрофильном зацеплении. Контроль в зацеплении с измерительным колесом предпочтительнее контроля отдельных параметров (например, шага) и т. д. В соответствии с принципом инверсии целесообразнее выбирать, например, в качестве элементов базирования зубчатых колес и рабочие оси вращения, а не наружную окружность, получать непрерывную (погрешность обката), а не дискретную (погрешность шага) информацию в отдельных точках и т. д.

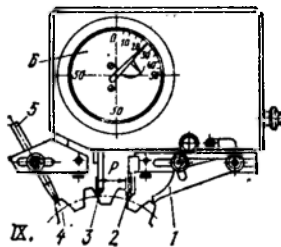
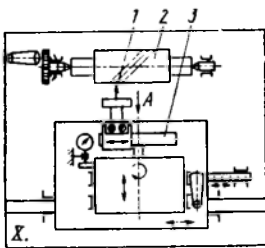
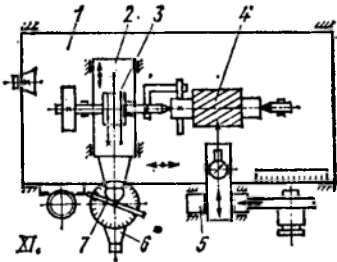
Примеры схем приборов для контроля комплексных и дифференцированных показателей даны в табл. 13.1.

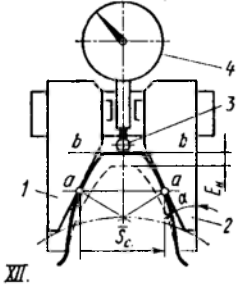
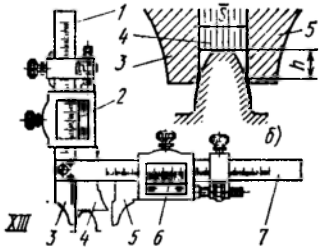
Кинематическую погрешность зубчатых колес 1 и 6 в однопрофильном зацеплении контролируют, например, на приборах со стеклянными лимбами 2 и 5, имеющими радиальные штрихи с ценой деления 2' (схема 1 табл. 13.1). Перемещение штрихов вызывает импульсы тока в фотодиодах. Сдвиг фаз импульсов, вызванный кинематической погрешностью в зубчатой паре и несогласованностью вращения зубчатых колес, определяется фазометром 3 и записывается самописцем 4. На приборе типа БВ-5058 можно контролировать зубчатые колеса диаметром 20—320 мм для наружного зацепления и 60—250 мм для внутреннего зацепления.

**13.1. Приборы для контроля комплексных
и дифференцированных параметров зубчатых колес**

Контролируемый параметр	Тип прибора	Схема прибора
<i>Контроль кинематической точности</i>		
Кинематическая погрешность зубчатого колеса F'_{lr} в однопрофильном зацеплении	БВ-5033, БВ-5053, БВ-936, БВ-5030, БВ-5058, УКМ-5 и др.	
Измерительное межосевое расстояние за оборот F'_{lr} в двухпрофильном зацеплении	МЦ-160М, МЦ-400Б, Э, МЦ-320М, МЦМ-630, БВ-5050, БВ-5029, БВ-5077	
Накопленная погрешность шага F_{pr} и k шагов F_{pkr}	БВ-5015, БВ-5028, ЦМ-1; 2, БВ-5056, БВ-5035, БВ-5059	
Радиальное биение зубчатого венца F_{rr}	25003, Б-10М, БВ-5015, БВ-5050, БВ-5060, БВ-5061	
Колебание длины общей нормали $F_{\phi n}$	БВ-4047—25, БВ-5045, БВ-5046, 22202, БВ-5015, БВ-5081, БВ-5082 и др.	

Контролируемый параметр	Тип прибора	Схема прибора
Погрешность обката F_{cr}	МЭК-2, КН-6М, КН-7	
Приборы для контроля плавности работы		
Местная кинематическая погрешность f'_{ir} , циклическая погрешность колеса f_{zkr} , передачи f_{zkor} и зубцовой частоты f_{zcor} (см. схему I)	БВ-5024, БВ-5024с, БВ-5053, БВ-936, БВ-5058 и др.	—
Измерение шага зацепления f_{pb}	21802, 21702, 21703, БВ-5070 и др.	
Погрешность профиля f_{fr}	КЭУМ, БВ-5057, БВ-5062, БВ-5078 и др.	

Контролируемый параметр	Тип прибора	Схема прибора
Отклонение шага I_{ptr}	ШМ-1, БВ-5079	
Суммарное пятно контакта	Контрольно-обкатные станки и приспособления (контроль по приработке, по краске)	—
Осевой шаг F_{pxnr}	БВ-5028 и др.	
Направление зуба F_{br}	БВ-5034, БВ-5075 и др.	

Контролируемый параметр	Тип прибора	Схема прибора
Погрешность формы и расположения контактной линии F_{kr}	БВ-5028 и др.	см. схему X
Приборы для контроля бокового зазора		
Боковой зазор j_n Смещение исходного контура E_{Nr}	НЦ 23500—23800	
Отклонение измерительного межосевого расстояния $E_{a''s}$ и $E_{a''t}$	МЦ-160М и др.	—
Отклонение средней длины общей нормали E_{Wmt}	БВ-4047—25 и др.	—
Отклонение толщины зуба E_{cr}	БВ-5016к, БВ-5017к, ШЗ-18, ШЗ-36, ЗИМ-16 и др.	

Относительно просты приборы для измерений колебаний межцентрового расстояния за оборот в двухпрофильном зацеплении (схема II табл. 13.1). Эти приборы имеют оправки 4 и 5, на которые насаживают контролируемое 6 и образцовое 3 зубчатые колеса. Оправка 5 расположена на неподвижной каретке 7, положение которой может изменяться лишь при настройке на требуемое межцентровое расстояние. Оправка 4 расположена на подвижной каретке 2, которая поджимается пружиной так, что зубчатая пара 3—6 находится всегда в плотном соприкосновении по обеим сторонам профилей зубьев. При вращении зубчатой пары вследствие неточностей ее изготовления измерительное межосевое расстояние изменяется, что фиксируется отсчетными или регистрирующим прибором 1.

Накопленную погрешность шага и k шагов можно контролировать на приборе (схема III табл. 13.1), в котором при непрерывном вращении зубчатого колеса 5 в электронный блок 2 поступают импульсы от кругового фотоэлектрического преобразователя 4, установленного на одной оси с измерительным колесом, и от линейного фотоэлектрического преобразователя 1, выдающего командный импульс при заданном положении зуба (при максимуме отраженного потока). При появлении командного импульса самописец 3 фиксирует ординату погрешностей шага колеса. На приборе типа БВ-5059 можно контролировать колеса диаметром 5—200 мм с модулем от 0,2 мм.

Радиальное биение зубчатого венца 1 контролируют на биеннере (схема IV табл. 13.1), имеющих модульные профильные наконечники 2 с углом конуса 40° для контроля наружных зубчатых колес (для контроля внутренних зубчатых колес наконечники имеют сферическую форму). Разность положений наконечников, определяемая с помощью каретки 4 и индикатора 3, характеризует биение зубчатого венца.

Колебание длины общей нормали L контролируют на приборах, имеющих два наконечника с параллельными плоскостями и в зависимости от требуемой точности отсчетное нониусное, микрометрическое 2 или индикаторное устройство. Нормалемеры с индикаторами (схема V табл. 13.1) имеют тарельчатые измерительные наконечники, вводимые во впадины зубьев колеса 1. Особенностью контроля длины общей нормали является отсутствие необходимости базирования колеса по его оси.

Погрешность обката обычно выявляют на кинематомерах, позволяющих установить несогласованность движения режущего инструмента (фрезы) и заготовки зубчатого колеса (стола станка) при зубообразовании. Так, на зубофрезерных станках (схема VI табл. 13.1) преобразователь 1 выдает импульсы, характеризующие угловое положение стола станка, а преобразователь 2 — импульсы, характеризующие положение шпинделя. Блок 3 служит для приведения масштаба импульсов высокоскоростного звена 2 к масштабу тихоходного звена 1 станка. После сравнения импульсов в устройстве 4 разность фаз, пропорциональная погрешности углового по-

ложения шпинделя относительно стола станка, регистрируется самописцем 5.

Плавность работы зубчатых колес можно выявлять при контроле местной кинематической погрешности, циклической погрешности колеса и передачи и зубцовой частоты передачи на приборах для измерения кинематической точности, в частности путем определения ее гармонических составляющих на автоматических анализаторах. С помощью поэлементных методов контролируют шаг зацепления, погрешность профиля и отклонения шага. Шаг зацепления контролируют с помощью накладных шагомеров (схема VII табл. 13.1), снабженных тангенциальными наконечниками 2 и 3 и дополнительным (поддерживающим) наконечником 1. Измерительный наконечник 3 подвешен на плоских пружинах 4 и 6. При контроле зубчатого венца перемещение измерительного наконечника фиксируется встроенным отсчетным устройством 5. При настройке положение наконечников 1 и 2 можно менять с помощью винтов 7.

Погрешность профиля выявляют на эвольвентомерах, сопоставляя теоретическую эвольвенту, воспроизводимую прибором, с реальной эвольвентой контролируемого зуба. В приборе типа БВ-5062 (схема VIII табл. 13.1) теоретическая эвольвента воспроизводится образцовым сектором 1, расположенным на одной оси с контролируемым колесом. В качестве линейки обката служит каретка 3, которая связана с сектором с помощью охватывающих его с двух сторон лент 2. Радиус основной окружности меняют при настройке путем изменения положения упора 4, находящегося на измерительной каретке 5. Микроскоп 6 служит для настройки прибора на требуемый радиус основной окружности.

Для измерения отклонений шага от среднего значения по колесу используют накладные приборы (схема IX табл. 13.1), с помощью которых шаг P определяют как расстояние между базовым 2 и измерительным 3 наконечниками. На измеряемом колесе 4 прибор устанавливают по упорным наконечникам 1 и 5. При измерении сравнивают значения всех шагов с первоначальным шагом, отсчитываемым по шкале головки 6.

Размеры пятна контакта определяют либо по следам приработки после некоторого периода работы передачи на контрольно-обкатных станках и приспособлениях, либо по следам краски, оставившей отпечаток на парном колесе. С помощью поэлементных методов измеряют осевой шаг по нормали, отклонение направления зуба, погрешность формы и расположения контактной линии и др. Так, на приборе БВ-5028 (схема X табл. 13.1) можно контролировать несколько параметров зубчатых колес — отклонения контактной линии, осевого шага, погрешности шага. Каретка с измерительным наконечником 1, предварительно установленным на угол наклона контактной линии, перемещается по направляющей 3. При согласованном движении каретки и вращении контролируемого зубчатого колеса 2 наконечник 1 воспринимает непрямолинейность и отклонения от направления этой линии, которые фиксируются самописцем. Отклонение осевого шага воспринимается измерительным наконеч-

ником тогда, когда последний перпендикулярен винтовой линии. Поворот зубчатого колеса на осевой шаг осуществляют с помощью микроскопа с оптическим диском. При измерении отклонений от направления зуба прямозубых колес на приборах, у которых существует каретка с точными продольными направляющими, измерительный наконечник перемещают вдоль оси измеряемого колеса. При контроле косозубых колес винтовую линию, воспроизводимую в приборе в результате поворота колеса и продольного перемещения измерительного узла или, как в ходомере БВ-5034 (схема XI табл. 13.1), продольного перемещения стола 1 вместе с проверяемым колесом 4, сравнивают с реальной эвольвентой. Согласованность поступательного и вращательного движений колеса обеспечивают с помощью наклонной линейки и охватывающих шпиндель 3 лент, концы которых закреплены на поперечной каретке 2. Измерительный узел 5, установленный на станине, можно настраивать на необходимые параметры зубчатого колеса. Микроскоп 6 позволяет осуществлять точную установку линейки 7 на заданный угол.

Боковой зазор между неработающими профилями зубьев в собранной передаче можно контролировать в помощью набора щупов, с помощью заложенной между зубьями свинцовой проволоочки или методом люфтования. В последнем случае одно из зубчатых колес медленно вращается, а второе при этом совершает высокочастотные колебания, амплитуда которых характеризует боковой зазор. В реальном зубчатом колесе боковой зазор образуется в результате утонения зуба при смещении исходного режущего контура на зуб колеса. Это смещение измеряют на тангенциальных зубомерах (схема XII табл. 13.1), имеющих два базовых щупа 1 и 2, измерительный наконечник 3 и показывающий прибор 4. Перед измерением зубомер настраивают на заданный модуль по ролику расчетного диаметра.

С помощью тангенциальных зубомеров контролируют, по существу, положение постоянной хорды $a-a$ относительно линии выступов $b-b$, а с помощью кромочных зубомеров измеряют толщину зуба z на заданном расстоянии h от линии выступов (схема XIII табл. 13.1). Эти зубомеры имеют нониусные, микрометрические или индикаторные отсчетные устройства. В нониусных штангензубомерах требуемое положение постоянной хорды, т. е. координирующей губки 4, устанавливают с помощью нониусной пары 1—2, а измерения хорды осуществляют с помощью нониусной пары 7—6 путем введения измерительных наконечников 3 и 5 во впадины зубчатого венца.

Существуют различные приборы для контроля цилиндрических (с), конических (к), червячных (Г); червяков (Z) и прочих (R) колес станкового (S) и накладного (М) типов, разделяемых по классам точности на три группы: А, АВ и В. Интенсивно разрабатываются полуавтоматические и автоматические приборы, в том числе приборы активного контроля, использующие экранную оптику, цифровой отсчет, запись результатов измерения, машинную обработку результатов, управление производственным процессом и т. п.

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

14.1. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

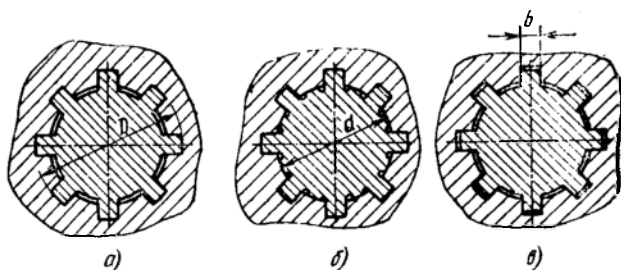
Для соединения втулок, шкивов, муфт, рукояток и других деталей машин с валами, когда к точности центрирования соединяемых деталей не предъявляют особых требований, применяют шпонки. Размеры, допуски и посадки большинства типов шпонок и пазов для них унифицированы для всех стран — членов СЭВ. Для получения различных посадок призматических шпонок установлены поля допусков на ширину b шпонок, пазов валов и втулок (ГОСТ 23360—78). Для ширины шпонки установлено поле допуска $h9$ (для высоты шпонки $h11$ и для длины $h14$), что делает возможным их централизованное изготовление независимо от посадок. Установлены следующие три типа шпоночных соединений: свободное, нормальное и плотное. Для *свободного соединения* установлены поля допусков ширины b для паза на валу $H9$ и для паза во втулке $D10$, что дает посадку с зазором; для *нормального соединения* — соответственно $N9$ и J_9 ; для *плотного соединения* — одинаковые поля допусков на ширину b для паза на валу и паза во втулке $P9$. Нормальные и плотные соединения имеют переходные посадки.

Контроль шпоночных соединений осуществляют комплексными калибрами [19]. Допуски калибров для шпоночных соединений регламентированы ГОСТ 24109—80, а их конструкции и размеры ГОСТ 24110—80 . . . ГОСТ 24121—80.

14.2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Вследствие смятия и среза шпонок, ослабления сечения валов и втулок пазами и образования концентраторов напряжений шпоночные соединения не могут передавать большие крутящие моменты. В результате перекосов и смещения пазов, а также контактных деформаций от радиальных сил в шпоночных соединениях возможен перекоз втулки на валу. Эти недостатки шпоночных соединений ограничивают область их применения и обуславливают замену их шлицевыми соединениями, которые передают большие крутящие моменты, имеют большее сопротивление усталости и высокую точность центрирования и направления. В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения делят на *прямобоочные*, *эвольвентные* и *треугольные*. Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев имеют существенные преимущества по сравнению с прямобоочными:

Рис. 14.1. Шлицевые соединения с прямым профилем



они могут передавать большие крутящие моменты, имеют на 10—40 % меньше концентрацию напряжений у основания зубьев, повышенную циклическую долговечность, обеспечивают лучшее центрирование и направление деталей, проще в изготовлении и т. п. Шлицевые соединения с треугольным профилем не стандартизованы; их применяют чаще всего вместо посадок с натягом, а также при тонкостенных втулках для передачи небольших крутящих моментов.

Допуски и посадки шлицевых соединений с прямоугольным профилем зубьев (ГОСТ 1139—80 (СТ СЭВ 187—75, СТ СЭВ 188—75)) определяются их назначением и принятой системой центрирования втулки относительно вала. Существуют три способа центрирования: по наружному диаметру D (рис. 14.1, а); по внутреннему диаметру d (рис. 14.1, б) и по боковым сторонам зубьев b (рис. 14.1, в).

Центрирование по внутреннему диаметру d целесообразно, когда втулка имеет высокую твердость и ее нельзя обработать чистой протяжкой (отверстие шлифуют на обычном внутришлифовальном станке) или когда могут возникнуть значительные искривления длинных валов после термической обработки. Способ обеспечивает точное центрирование и применяется обычно для подвижных соединений.

Центрирование по наружному диаметру D рекомендуется, когда втулку термически не обрабатывают или когда твердость ее материала после термической обработки допускает калибровку протяжкой, а вал — фрезерование до получения окончательных размеров зубьев. Такой способ прост и экономичен. Его применяют для неподвижных соединений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки.

Центрирование по боковым сторонам зубьев b целесообразно при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, а также при реверсивном движении. Этот метод способствует более равномерному распределению нагрузки между зубьями, но не обеспечивает высокой точности центрирования и поэтому редко применяется.

Посадки шлицевых соединений назначают в системе отверстия по центрирующей цилиндрической поверхности и по боковым поверхностям впадин втулки и зубьев вала (т. е. по d и b или D и b или только по b). Допуски и основные отклонения размеров d , D , b шлицевого соединения назначают по ГОСТ 25346—82. Поля допу-

14.1. Поля допусков валов и втулок

Квалитет	Основные отклонения											
	валов								отверстий			
	d	e	f	g	h	i _s	k	n	D	F	H	Js
5				g5		js5						
6				g6	(h6)	js6		n6			H6	
7			f7		h7	js7	k7				H7	
8	d8	e8	f8		h8					F8	H8	
9	(d9)	e9	f9		h9				D9			
10	d10				(h10)				D10	F10		Js10

сков валов и втулок, установленные для шлицевых прямобоочных соединений (ГОСТ 1139—80), приведены в табл. 14.1.

Посадки назначают в зависимости от способа центрирования, например: H7/f7, H7/g6 для d , D9/h9; F10/f9 для b ; H7/f7, H7/g6 для D (дают соединения с зазором); H7/n6, H7/js6 для d и D (дают соединения с переходными посадками). При высоких требованиях к точности центрирования стремятся получить наименьшие зазоры по центрирующим диаметрам; это также увеличивает долговечность соединений.

Для *нецентрирующих диаметров* установлены следующие поля допусков: для D при центрировании по d или b a11 для вала и H12 для втулки; для d при центрировании по D или b H11 для втулки. При указанных полях допусков нецентрирующих диаметров создаются значительные зазоры, обеспечивающие сопряжения только по посадочным поверхностям и облегчающие сборку шлицевых соединений.

Обозначения шлицевых соединений валов и втулок должны содержать букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев и номинальные размеры d , D и b соединения вала и втулки, обозначения полей допусков или посадок диаметров, а также размера b , помещаемого после соответствующих размеров.

Пример условного обозначения соединения с числом зубьев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 36$ мм, наружным диаметром $D = 40$ мм, шириной зуба $b = 7$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру, посадкой по диаметру центрирования H7/e8 и по размеру b /D9/f8: $a - 8 \times 36H7/e8 \times 40H12/a11 \times 7D9/f8$; то же, при центриро-

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

Для ширины e впадины втулки установлено одно основное отклонение Н и степени точности 7, 9 и 11, для толщины s зуба вала установлены десять основных отклонений: а, е, d, f, g, h, k, п, р, (рис. 14.3, б) и степени точности 7—11. Посадки по боковым поверхностям зубьев предусмотрены только в системе отверстия.

При центрировании по наружному диаметру установлены два ряда полей допусков для центрирующих диаметров окружностей впадин втулки D_f и окружности вершин зубьев вала d_a : ряд 1 — Н7 для D_f и п6, j6, h6, g6, f7 для d_a ; ряд 2 — Н8 для D_f и п6, h6, f7 для d_a . Первый ряд следует предпочитать второму. Значения основных отклонений и допусков приведены в ГОСТ 25346—82. При этом центрирование поля допусков ширины впадины втулки — 9Н или 11Н, а толщины зуба вала s : 9h, 9g, 9d, 11с или 11а.

Допуски нецентрирующих диаметров при центрировании по боковым поверхностям зубьев принимают такими, чтобы в соединении исключить контакт по этим диаметрам.

Обозначения шлицевых соединений валов и втулок должны содержать номинальный диаметр соединения D ; модуль m ; обозначение посадки соединения (полей допусков вала и отверстия), помещаемое после размеров центрирующих элементов, и номер стандарта.

Пример обозначения соединения $D = 50$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по боковым сторонам зубьев, с посадкой по боковым поверхностям зубьев 9Н/9g: $50 \times 2 \times 9Н/9g$ ГОСТ 6033—80. Пример обозначения втулки того же соединения: $50 \times 2 \times 9Н$ ГОСТ 6033—80; то же, вала: $50 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033—80. Пример обозначения соединения $D = 50$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по D_f , с посадкой по диаметру центрирования Н7/g6: $50 \times Н7/g6 \times$ ГОСТ 6033—80. Пример обозначения втулки того же соединения $50 \times Н7 \times 2$ ГОСТ 6033—80; то же, вала: $50 \times g6 \times 2$.

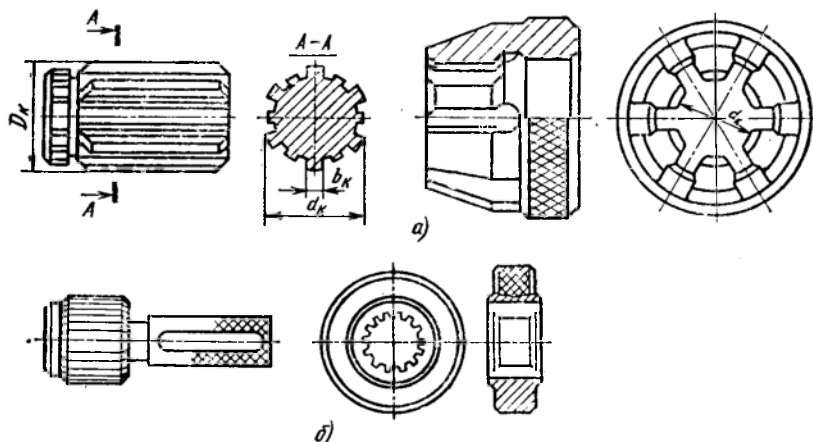


Рис. 14.4. Комплексные шлицевые калибры для контроля элементов прямобочных (а) и эвольвентных (б) соединений

14.3. КОНТРОЛЬ ТОЧНОСТИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шлицевые соединения контролируют комплексными проходными калибрами (рис. 14.4) и поэлементными непроходными калибрами. Контроль шлицевого вала или втулки комплексным калибром достаточен в одном положении, без перестановки калибра. Контроль поэлементным непроходным калибром необходим не менее чем в трех различных положениях. Если поэлементный непроходной калибр проходит в одном из этих положений, контролируемую деталь считают бракованной.

Допуски калибров для контроля шлицевых прямобочных соединений регламентированы ГОСТ 7951—80 (СТ СЭВ 355—76), допуски и виды калибров для контроля шлицевых эвольвентных соединений — ГОСТ 24969 81 (СТ СЭВ 2646—80).

ПРИЛОЖЕНИЕ

$$\text{Значения интеграла } \Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-z^2/2} dz$$

z	Φ (z)	z	Φ (z)	z	Φ (z)
1,98	0,4761	2,36	0,4909	2,76	0,4971
1,99	0,4767	2,38	0,4913	2,78	0,4973
2,00	0,4772	2,40	0,4918	2,80	0,4974
2,02	0,4783	2,42	0,4922	2,82	0,4976
2,04	0,4793	2,44	0,4927	2,84	0,4977
2,06	0,4803	2,46	0,4931	2,86	0,4979
2,08	0,4812	2,48	0,4934	2,88	0,4980
2,10	0,4821	2,50	0,4938	2,90	0,4981
2,12	0,4830	2,52	0,4941	2,92	0,4982
2,14	0,4838	2,54	0,4945	2,94	0,4984
2,16	0,4846	2,56	0,4948	2,96	0,4985
2,18	0,4854	2,58	0,4951	2,98	0,4986
2,20	0,4861	2,60	0,4953	3,00	0,49865
2,22	0,4968	2,62	0,4956	3,20	0,49931
2,24	0,4875	2,64	0,4959	3,40	0,49966
2,26	0,4881	2,66	0,4961	3,60	0,499841
2,28	0,4887	2,68	0,4963	3,80	0,499928
2,30	0,4893	2,70	0,4965	4,00	0,499968
2,32	0,4898	2,72	0,4967	4,50	0,499997
2,34	0,4904	2,74	0,4969	5,00	0,499997

ПРИЛОЖЕНИЕ

Программа расчета размерных цепей методом регулирования

С ПРОГРАММА РАСЧЕТА РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ НА ЭВМ ЕС
 С МЕТОДОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ
 С АЛГОРИТМИЧЕСКИЙ ЯЗЫК ФОРТРАН-IV (ОС ЕС ЭВМ)
 С ФОРТРАН—ПРОГРАММА СОСТАВЛЕНА СКВОРЦОВЫМ А. В.,
 С ФЕДОТОВЫМ Н. М. ПО АЛГОРИТМУ РАСЧЕТА РАЗМЕРНЫХ
 С ЦЕПЕЙ, ПРИВЕДЕННОМУ НА РИС. 11.13
 С ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:
 С М — ЧИСЛО ОДНОВРЕМЕННО РАССЧИТЫВАЕМЫХ ВАРИАНТОВ;
 С N — НОМЕР КОНКРЕТНОГО ВАРИАНТА;
 С K — ЧИСЛО ЗВЕНЬЕВ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ В ВАРИАНТЕ;
 С A(K) — МАССИВ НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ;
 С ES(K) — МАССИВ ВЕРХНИХ ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ;
 С EI(K) — МАССИВ НИЖНИХ ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ;
 С U(K) — МАССИВ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ;
 С AK(K) — МАССИВ КОЭФФ. ОТНОСИТЕЛЬНОГО РАССЕЯНИЯ;
 С AA — ЗАДАННОЕ ЗНАЧЕНИЕ НОМИНАЛЬНОГО РАЗМЕРА,
 С ESA — ЗАДАННОЕ ЗНАЧЕНИЕ ВЕРХНЕГО ОТКЛОНЕНИЯ,
 С EIA — ЗАДАННОЕ ЗНАЧЕНИЕ НИЖНЕГО ОТКЛОНЕНИЯ И
 С ТАА — ЗАДАННОЕ ЗНАЧЕНИЕ ДОПУСКА ИСХОДНОГО ЗВЕНА.
 С ВВОД И ВЫВОД НА ПЕЧАТЬ ЗНАЧЕНИЙ ИСХОДНЫХ

C ДАННЫХ

```

DIMENSION A(50),U(50),ES(50),EI(50),AK(50)
DOUBLE PRECISION Z,V,C,D
READ(5,1) M
PRINT 2,M
DO 11 I=1,M
READ(5,3) Z,V,C,D
PRINT 4,Z,V,C,D
READ(5,1) N,K
PRINT 5,N,K
READ(5,6) (A(J),J=1,K)
READ(5,6) (U(J),J=1,K)
READ(5,6) (ES(J),J=1,K)
READ(5,6) (EI(J),J=1,K)
READ(5,6) (AK(J),J=1,K)
PRINT 7
PRINT 8,(A(J),U(J),ES(J),EI(J),AK(J),J=1,K)
READ(5,6) AA,ESA,EIA
PRINT 9,AA,ESA,EIA

```

C 1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЗАМЫКАЮЩЕГО ЗВЕНА

C УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

C АО — НОМИНАЛЬНЫЙ РАЗМЕР,

C ТАО — ДОПУСК.

C ESAO — ВЕРХНЕЕ, EIAO — НИЖНЕЕ ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ И

C ЕС — СЕРЕДИНА ПОЛЯ ДОПУСКА ЗАМЫКАЮЩЕГО ЗВЕНА.

C 1.1. МЕТОД МАКСИМУМА-МИНИМУМА

```

АО=Ø.
ТАО=Ø.
ЕС=Ø.
ТА=Ø.
DO 2 J=1,K
АО=АО+U(J)*A(J)
ТАО=ТАО+ES(J)-EI(J)
ТА=ТА+(AK(J)*U(J)*(ES(J)-EI(J)))* * 2
ЕС=ЕС+U(J)*(ES(J)+EI(J))/2.
ESAO=ЕС+ТАО/2.
EIAO=ЕС-ТАО/2.

```

C ВЫВОД НА ПЕЧАТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ

C ЗАМЫКАЮЩЕГО ЗВЕНА МЕТОДОМ МАКСИМУМА-МИНИМУМА

```

PRINT 1Ø
PRINT 11,АО,ТАО,ЕС,ESAO,EIAO

```

C РАСЧЕТ

C ТАОКМ — ВЕЛИЧИНА КОМПЕНСАЦИИ;

C ААК — НОМИНАЛЬНЫЙ РАЗМЕР КОМПЕНСАТОРА.

```

ТАА=ESA-EIA
ТАОКМ=ТАО-ТАА
ААК=АО-АА

```

C 1.2. ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД

```

ТАО=SQRT(ТА)
ESAO=ЕС+ТАО/2.
EIAO=ЕС-ТАО/2.

```

C ВЫВОД НА ПЕЧАТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ

C ЗАМЫКАЮЩЕГО ЗВЕНА ТЕОР.-ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

```

PRINT 12,ТАО,ESAO,EIAO

```

C РАСЧЕТ

C ТАОКВ — ВЕЛИЧИНА КОМПЕНСАЦИИ;

C ЕСАК — СЕРЕДИНА ПОЛЯ ДОПУСКА КОМПЕНСАТОРА

```

ТАОКВ=ТАО-ТАА
ЕСАК=(ESA+EIA)/2.-ЕС

```

C 2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ КОМПЕНСИРУЮЩЕГО ЗВЕНА

C 2.1. МЕТОД МАКСИМУМА-МИНИМУМА

```
C УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:
```

```
C ESKM — ВЕРХНЕЕ ПРЕДЕЛЬНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ,
```

```
C ЕІKM — НИЖНЕЕ ПРЕДЕЛЬНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ
```

```
C КОМПЕНСИРУЮЩЕГО ЗВЕНА;
```

```
C L1 — ЧИСЛО СМЕННЫХ ПРОКЛАДOK;
```

```
C SM — ТОЛЩИНА СМЕННОЙ ПРОКЛАДКИ.
```

```
ESKM=ЕСAK+ТАОKM/2.
```

```
EIKM=ЕСAK-ТАOKM/2.
```

```
L1=TAOKM/TAA+i
```

```
SM=TAOKM/LI
```

```
C 2.2. ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД
```

```
C УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:
```

```
C ESKB — ВЕРХНЕЕ ПРЕДЕЛЬНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ,
```

```
C ЕІKB — НИЖНЕЕ ПРЕДЕЛЬНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ КОМПЕН-
```

```
C СИРУЮЩЕГО ЗВЕНА;
```

```
C L2 — ЧИСЛО СМЕННЫХ ПРОКЛАДОК;
```

```
C SB — ТОЛЩИНА СМЕННОЙ ПРОКЛАДКИ.
```

```
ESKB=ЕСAK+ТАОKB/2.
```

```
EIKB=ЕСAK-TAOKB/2.
```

```
L2=TAOKB/TAA+i
```

```
SB=TAOKB/L2
```

```
C ПЕЧАТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ
```

```
C КОМПЕНСИРУЮЩЕГО ЗВЕНА
```

```
PRINT I3,A AK,ECAK,T A O K M ,E S K M ,E I K M ,L I,S M ,
```

```
* TAO KB,ESKB,EIKB,L2,SB
```

```
PRINT I4
```

```
I FORMAT(2I6)
```

```
2 FORMAT(IØX,«ЧИСЛО РАССЧИТЫВАЕМЫХ ВАРИАНТОВ»,
```

```
* I6//)
```

```
3 FORMAT(4A8)
```

```
4 FORMAT(I2X,4A8)
```

```
5 FORMAT(IØX,«ВАРИАНТ»,I6,IØX,«ЧИСЛО ЗВЕНЬЕВ
```

```
* РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ»,I6//)
```

```
6 FORMAT(6F12.6)
```

```
7 FORMAT(29X,«A»,I5X,«U»,I4X,«ES»,I4X,«EI»,«AK»)
```

```
8 FORMAT(2ØX,5FI6.6)
```

```
9 FORMAT(I X,«НОМИНАЛЬНЫЙ РАЗМЕР ЗАМК АЮЩЕГО
```

```
* ЗВЕНА»,F12.6/I X,«ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ
```

```
* ESA=>, F1 Ø .5,5X, «EIA=>, FI Ø .5)
```

```
I Ø FORM AT(IØX,«МЕТОД МАКСИМУМА-МИНИМУМА») )
```

```
II FORM AT(IØX,«АО=>»,F12.6,2X,«T AO=>»,F12.6,2X,
```

```
* «EC=>»,F12.6,«ESA O=>»,F12.6,2X,«EIA O=>»,F12.6)
```

```
12 FORM AT(IØX,«ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫ Й МЕТО Д>/
```

```
* 2X,«T AO=>»,F12.6,2X,«ESA O=>»,F12.6,2X,«EIA O=>»,
```

```
+F12.6)
```

```
13 FORM AT(IØX,«ПАРА МЕТРЫ КОМПЕНСИРУЮЩЕГО ЗВЕНА>/
```

```
* IX,«Н ОМИ НАЛЬ НЫ й РАЗ МЕР=>»,FII.3/
```

```
* IX,«СЕРЕДИНА ПОЛЯ ДОПУСКА=>»,FI Ø.3/
```

```
* 5X,«МЕТОД МАКСИМУМА-МИНИМУМА:>/IX,TAK=>»,F6.3,
```

```
* IX,«ESAK=>»,F6.4,I X,«EIAK=>»,F6.3,I X,«Ч ИС ЛО
```

```
* П РО К ЛА D OK :>,I6,I X,«Т О Л Щ И Н А П РО К ЛА D KI:>»,F8.3/
```

```
* 5X,«ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫ Й МЕТО Д>:/
```

```
* IX,«TAK=>», F6.3,I X,«ESAK=>»,F6.3,I X,«EIAK=>»,F6.3,
```

```
* IX,«Ч ИС ЛО П РО К ЛА D OK :>,I6,I X,«Т О Л Щ И Н А П РО К ЛА D KI:>»,
```

```
* F8.3)
```

```
14 FORM AT(I X, * * * * *
```

```
* * * * *
```

```
II CONTINUE
```

```
STOP
```

```
END
```

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
2. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении/Б. С. Балашин, С. С. Волосов, В. П. Коротков и др. М.: Машиностроение, 1972. 615 с.
3. Горбунов А. В., Колесников А. С., Яковенко Е. Г. Экономико-математические методы в комплексной стандартизации. М.: Изд-во стандартов, 1982. 216 с.
4. Государственная система стандартизации. М.: Изд-во стандартов, 1978. 275 с.
5. Дальский А. М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 224 с.
6. Комплексная система управления качеством продукции. М.: Изд-во стандартов, 1979. 119 с.
7. Коротков В. П., Тайц Б. А. Основы метрологии и теории точности измерительных устройств. М.: Изд-во стандартов, 1978. 351 с.
8. Марков Н. Н., Ганевский Г. М. Конструкция, расчет и эксплуатация измерительных инструментов и приборов. М.: Машиностроение, 1981. 367 с.
9. Марков Н. Н. Взаимозаменяемость и технические измерения. Изд-во стандартов, 1983, с. 288.
10. Основы стандартизации в машиностроении/Под ред. В. В. Бойцова. М. Изд-во стандартов. 1983. 263 с.
11. Основы технологии машиностроения/В. М. Кован, В. С. Корсаков, А. Г. Косилова и др. М.: Машиностроение, 1977. 316 с.
12. Проников А. С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 591 с.
13. Решетов Д. Н. Детали машин. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1974. 655 с.
14. Тайц Б. А. Точность и контроль зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1972. 367 с.
15. Теория и проектирование контрольных автоматов/Л. Н. Воронцов, С. Ф. Корндорф, В. А. Трутень, А. В. Федотов. М.: Высшая школа, 1980. 560 с.
16. Феник Я. Основные принципы опережающей стандартизации промышленной продукции. М.: Изд-во стандартов, 1970. 128 с.
17. Фролов Г. Н. Точность изготовления упругих элементов приборов. М.: Машиностроение, 1966. 176 с.
18. Экономические основы стандартизации/Под ред. В. В. Бойцова. М.: Изд-во стандартов, 1975. 391 с.
19. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1975. 471 с.
20. Якушев А. И., Бежелукова Е. Ф., Плуталов В. Н. Допуски и посадки ЕСПД СЭВ. М.: Изд-во стандартов, 1978. 255 с.
21. Якушев А. И., Мустаев Р. Х., Мавлютов В. Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1979. 215 с.

Перечень ГОСТов

В учебнике использованы ГОСТы, действующие на 1 ноября 1985

ГОСТ	Стр.	ГОСТ	Стр.	ГОСТ	Стр.	ГОСТ	Стр.
1.0—68	30, 62	2.782—68	66	7951—80	339	16504—81	74, 113
1.5—68	30	2.784—70	66	8026—75	196		
1.7—78	30	2.797—81	66	8032—56	6	16530—83	74
1.15—82	30	2.801—74	66	8137—81	326	16531—83	74
1.16—78	30	2.803—77	66	8593—81	246	16775—71	241
1.18—78	30	3.1103—82	70	8724—81	277	16780—71	241
1.19—75	30	8.009—72	134	8908—81	246	17353—80	198
1.20—69	30	8.011—72	133	9000—81	277, 287	18833—73	118
1.21—75	30	8.051—81	137, 138			20779—81	81
1.22—76	30			9038—83	116, 196	20730—81	81
1.23—77	30	8.207—70	133			22315—77	73
1.25—76	30	8.401—81	115	9150—81	276, 287	23056—78	229
1.26—77	30	9.417—81	109, 115			23360—78	334
2.001—70	65, 116					24109—80	334
2.002—72	65	13.002—79	69	9378—78	199	24121—80	334
2.003—83	68	14.201—83	71	9484—81	294	24642—81	174
2.004—79	68	14.303—73	72	9562—81	294	24643—81	182
2.031—83	68	18.101—82	106	9696—82	118	24506—81	277
2.034—82	68	27.002—83	74, 86	10177—82	294	24739—81	294
2.101—68	65	520—71	232, 234	10197—70	118	24834—81	283, 290
2.111—68	66	533—76	38	10387—81	326		
2.113—75	67	577—68	118	10598—74	120	24853—81	243, 244
2.115—70	29	1139—80	335, 336	11709—81	277	24832—81	248
2.116—71	67, 89, 102			13755—81	302	24969—81	339
2.121—73	65	1643—81	304, 313, 319, 320	14028—68	122	25096—82	294
2.201—80	66			14682—79	154	25142—82	185
2.301—68	66, 67	1758—81	323, 324	14711—69	120	25307—82	248
2.302—68	67			14712—79	120	25346—82	6, 7, 10, 12, 141
2.307—68	8	2789—73	68, 185, 187	14807—69	242		206, 207, 247, 257, 335, 338
2.308—79	68, 182			14827—69	242		
2.309—73	68, 189	2875—75	116	14865—78	154		
2.320—82	66	3325—55	235, 237	14866—76	154		
2.401—68	66			15467—79	74, 83, 88		
2.401—68	66	3675—81	324, 325				
2.427—75	66			15893—77	92, 99		
2.501—68	66	4381—80	119	15895—77	74, 99		
2.503—74	66	4608—81	281, 287	16093—81	283, 286, 287	25347—82	12, 208
2.601—68	66	5368—81	326				210, 234, 257
2.609—79	66	5405—75	121	16263—70	74, 109, 110, 113	25348—82	12, 208
2.701—76	66	5584—75	118				
2.711—82	66	5641—82	196			25670—83	182, 212
2.723—68	66	6033—80	137, 338				
2.725—68	66						
2.743—82	68						
2.760—82	66	6211—81	275				
2.770—68	66	6636—69	6	16319—80	249, 268		
2.780—68	66	6933—81	120				

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Аббе принцип 142, 299

Автоблокировщик 165

Автоподналадчик 165

Автотолератор 165

Агрегатирование 54

Б

База 171, 184

Биение:

радиальное 180, 307

торцовое 181

Бочкообразность 173, 176

В

Вал 9

— основной 9

Вариация показаний 134

Величина случайная законы распределения 90

Взаимозаменяемость 4

внешняя 5

внутренняя 5

неполная (ограниченная) 4

полная 4

функциональная 17

Волнистость поверхности 173, 192

Воспроизводимость 114

Высота волнистости 192

— неровностей профиля 186

— — — максимальная 187

Д

Датчик 149

Деление шкалы 111

Диаметр резьбы средний приведенный 281

Диапазон:

измерений 112

показаний 111

Длина базовая 185

— нормированного участка 175

— общей нормали 308, 318

— оценки 185

— профиля опорная 187

— свинчивания 278, 294

Долговечность 86

Допуск 8

зависимый 181

конструктивный 25

независимый 182

посадки 10

технологический 97

функциональный 25

эксплуатационный 25

Е

Единица допуска 14

З

Вазор 9

боковой в зубчатой передаче 315, 319

наибольший 9

наименьший 9

рабочий 237

средний 9

функциональный 214

Запас прочности:

технологический 26, 228

при эксплуатации 26, 228

— точности технологический 97, 98

Внак качества Государственный 103

Звено размерной цепи:

замыкающее 250

исходное 250

компенсирующее 265

составляющее 250

увеличивающее 250

уменьшающее 250

Зона контроля 113

И

Измерение 109

абсолютное 111

косвенное 110

относительное 111

прямое 110

Интенсивность нагрузки 237

Интервал 15

— доверительный 94

К

Калибры 240

контрольные 241

непроходные 240

проходные 240

рабочие 241

Качество продукции 83, 88

аттестация 88, 102

категории 102

управление 100, 101

Квалиметрия 83

Квалитет 15

Классы точности

измерительных средств 115

подшипников 232

резьбы 285

Классификация 51

Колеса зубчатые вид сопряжения 316

Компенсация погрешности диаметральной 279

половины угла профиля 280

шага резьбы 279

Контроль 109, 97

Контур исходный 303

дополнительное смещение 317, 318

номинальное положение 317

Конусообразность 173, 176
Коэффициент:
запаса точности 27, 168, 217
межпроектной унификации 58
применимости по типоразмерам 58
увеличения точности 168

Л

Линия базовая 185
— профиля средняя 185
— выступов 187
— контроля (измерения) 113
— нулевая 9

М

Мера длины:
концевая 110, 116
штриховая 116
Метод:
базового агрегата 57
измерения 110
дифференциальный 111, 297
комплексный 111, 295
непосредственной оценки 111
нулевой 111
позэлементный 111
противопоставления 111
совпадений 111
сравнения с мерой 111
максимума и минимума 251
подобия 22
пригонки 267
прецедентов 22
расчетный 23
регулирования 264
секционирования 157
селективной сборки 262
теоретико-вероятностный 259
Метрология 109

Н

Надежность 85
— точностная 86
Наконечник:
базовый 113, 300
измерительный 113, 300
координирующий 113
опорный 113
Наработка 86
Натяг 9
наибольший 10
наименьший 10
расчетный 224, 226
средний 10
функциональный 227

О

Объект 6
— контроля 113
Овальность 173, 175
Огранка 173, 175

Окружность прилегающая 174
Отверстие 9
— основное 9
Отказ 85
Отклонение:
верхнее предельное 8
действительное 8
нижнее предельное 8
основное 204
осевых шагов 313
от круглости 175
от параллельности 315, 178
от симметричности 180
от соосности 179, 181
от цилиндричности 176
позиционное 180
половины угла профиля резьбы 28
профиля 186
— среднее арифметическое 186
— продольного сечения 176
расположения поверхностей 178
формы заданного профиля 17
шага зацепления 311
— резьбы 278

П

Параметр:
главный 46
основной 46
функциональный 17
Передача зубчатая:
коническая 323
отсчетная 302
силовая 303
скоростная 302
цилиндрическая 303
червячная 324
Перекося осей 315, 178
Плавность работы передач 309
Плоскость контроля 113
— прилегающая 175
Поверхность:
контролируемая 113
номинальная 171
реальная 171
Погрешность:
измерения 95, 113, 131
абсолютная 114
дополнительная 115
инструментальная 114
относительная 114
систематическая 85, 114, 132, 134
— поправка 114
случайная 85, 114, 133, 134
грубая 93, 114
динамическая 114
основная 115
метода измерения 114
направления зуба 314
настройки 114
обката 306, 307

отсчитывания 114
 передачи:
 кинематическая 303
 циклическая 302, 309
 профиля зуба 312
 шага зубчатого колеса 306
 Подшипники:
 качения 231
 — виды нагружения 235, 236
 — допуски и посадки 232—234
 — классы точности 231, 232
 скольжения 212
 Показатели:
 качества продукции 83
 кинематической точности 321
 контакта зубьев 316, 317
 плавности работы 322
 Поле допуска 9
 диаметра резьбы 284, 286
 калибра 244
 конуса 247
 круглости 175
 на износ калибра 243
 параллельности 178
 плоскостности 177
 предпочтительное 208
 прямолинейности 177
 резьбы 284
 соосности 180
 цилиндричности 176
 Посадка 9
 с зазором 10, 283
 с натягом 10, 222, 228
 переходная 10, 220
 Предел непроходной 7
 — проходной 7
 Принцип:
 взаимосвязки стандартов 43
 динамичности 45
 инверсии 139, 326
 комплексности и оптимального ограни-
 чения 42, 101
 кратчайшей цепи 144
 обеспечения функциональной взаи-
 мозаменяемости 17, 43
 предпочтительности 43
 системности 42
 Преобразователь измерительный 149, 150
 Профиль поверхности 171
 — зуба 302
 — резьбы метрической 276
 — — трапецеидальной 294
 — — упорной 294
 Пятно контакта 303, 313
 Р
 Размах 92
 Размер:
 действительный 6
 калибра исполнительный 244

номинальный 6
 предельный 7
 расчетный 11
 текущий 171
 Расстояние измерительное межосевое
 номинальное 308
 Результат:
 измерения 114, 133
 наблюдения 114
 Резьба:
 дюймовая 275
 кинематическая 275
 — трапецеидальная 293
 — прямоугольная 275
 крепежная 275
 метрическая 276, 277
 — длины свинчивания 285
 — классы точности 285
 — посадки с зазором 283
 — — с натягом 287
 — — переходные 290
 — предельные контуры 278
 — приведенный средний диаметр 281
 — степень точности 285
 трубная 275
 — цилиндрическая 275
 — коническая 275
 упорная 275, 294
 Ресурс назначенный 86
 Ряд:
 конструктивный 47, 49
 параметрический 46
 предпочтительных чисел 44
 типоразмерный 47
 С
 Сборка селективная 262, 263
 Седлообразность 173, 176
 Симплификация 51
 Систематизация 51
 Система:
 вала 13
 допусков и посадок 12
 отверстия 13
 средней линии 173
 Совместимость 6
 Соединения:
 конические 246
 резьбовые 275
 шлицевые 334
 — прямобочные 335
 — эвольвентные 337
 шпоночные 334
 цилиндрические гладкие 204
 Сортность продукции 104
 Способ:
 допусков одного качества 256
 равного влияния 262
 равных допусков 255
 Средства измерений 110

бесконтактные 113
контактные 113
образцовые 110
рабочие 110
специальные 117
стабильность 113
универсальные 117
— контроля:
активного 149, 165
пассивного 149
Стандарт 29
государственный 34
отраслевой 34
предприятия 35
республиканский 34
Стандарты:
виды 35
категории 33
Стандартизация 29
комплексная 59
международная 38, 39
опережающая 63
Степень точности 182, 284, 302, 346
Схема поверочная 110
Сходимость результатов измерений 114
Т
Тейлора принцип 141, 242
Температура нормальная 16
Типизация 51
конструкторских изделий 52
технологических процессов 52
Точность:
действительная 12
изготовления 11
измерения 133
нормированная 11
У
Унификация 50
внутриразмерная 52
заводская 52
межразмерная 52
межтиповая 52
отраслевая 52
Уровень:
взаимозаменяемости 5
качества продукции 88

Условия технические 29

Ф

Фланк 312

Функция влияния 135

Х

Характеристика градуировочная 1
— метрологическая 134

Ц

Цилиндр прилегающий 175

Цена деления шкалы 111

Центрирование:

по боковым сторонам зубьев 3;

по внутреннему диаметру 335

по наружному диаметру 335

Цепь размерная 249

измерительная 250

конструкторская 250

линейная 249

плоская 249

подетальная 249

пространственная 250

сборочная 249

технологическая 250

угловая 249

Ч

Частота зубцовая 309

Чувствительность измерительного при-
бора 112

абсолютная 112

относительная 113

Ш

Шаг неровностей 187

— волнистости 193

Шероховатость поверхности 173

оптимальная 194

параметры 186, 187

Э

Эргономика 86

Эталон 110

Эффект экономический 81

Эффективность стандартизации 81

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Основные понятия о взаимозаменяемости и системах допусков и посадок	4
1.1. Понятие о взаимозаменяемости и ее видах	4
1.2. Понятие о номинальном, действительном и предельных размерах, предельных отклонениях, допусках и посадках	6
1.3. Единые принципы построения систем допусков и посадок для типовых соединений деталей машин и других изделий	12
1.4. Функциональная взаимозаменяемость	17
1.5. Принципы выбора допусков и посадок	22
Глава 2. Основные понятия о стандартизации	29
2.1. Государственная система стандартизации	29
2.2. Краткие сведения о международной стандартизации	38
Глава 3. Методические основы стандартизации	42
3.1. Принципы, определяющие научную организацию работ по стандартизации	42
3.2. Стандартизация параметрических рядов машин	46
3.3. Унификация и агрегатирование машин. Показатели уровня унификации и стандартизации	50
3.4. Комплексная и опережающая стандартизация	59
3.5. Комплексные системы общетехнических стандартов	65
3.6. Классификация и кодирование технико-экономической информации	74
3.7. Стандартизация изделий и сборочных единиц по негеометрическим параметрам	76
3.8. Роль унификации, агрегатирования и стандартизации в повышении качества машин и экономичности их производства. Экономическая эффективность стандартизации	79
Глава 4. Стандартизация и качество машин	83
4.1. Понятие о качестве и показателях качества продукции	83
4.2. Методы оценки уровня качества машин. Оптимальный уровень качества	88
4.3. Статистические показатели качества продукции	89
4.4. Статистические методы управления качеством продукции	97
4.5. Системы управления качеством продукции	100
4.6. Аттестация качества промышленной продукции	102
4.7. Математическая модель оптимизации параметров объектов стандартизации	106
Глава 5. Метрология и технические измерения	109
5.1. Общие понятия	109
5.2. Эталоны. Меры длины и угловые меры	115
5.3. Универсальные измерительные средства	117
	349

5.4. Методы планирования измерений	13
5.5. Критерии оценки погрешностей измерения	13
Г л а в а 6. Принципы построения средств измерения и контроля	13
6.1. Выбор точности	13
6.2. Принцип инверсии	13
6.3. Принципы построения средств измерения и контроля	14
6.4. Принцип совмещения функций контроля с функциями управления технологическими процессами	14
Г л а в а 7. Автоматизация процессов измерения, контроля, выбора и обработки результатов	14
7.1. Автоматизированные приспособления	14
7.2. Контрольные полуавтоматические машины и автоматические системы	16
7.3. Устройства активного контроля и самонастраивающиеся контрольные системы	16
7.4. Автоматизация обработки результатов измерений и проектирования процессов контроля	16
Г л а в а 8. Нормирование, методы и средства измерения и контроля отклонений формы, расположения, шероховатости и волнистости поверхностей деталей	17
8.1. Классификация отклонений геометрических параметров деталей	17
8.2. Система нормирования отклонений формы и расположения поверхностей деталей	17
8.3. Обозначение на чертежах допусков формы и расположения поверхностей деталей	18
8.4. Система нормирования и обозначения шероховатости поверхности	18
8.5. Волнистость поверхностей деталей	19
8.6. Влияние шероховатости, волнистости, отклонений формы и расположения поверхностей деталей на взаимозаменяемость и качество машин	19
8.7. Методы и средства измерения и контроля отклонений формы, расположения и шероховатости поверхностей	19
Г л а в а 9. Взаимозаменяемость, методы и средства измерения и контроля гладких цилиндрических соединений	20
9.1. Основные эксплуатационные требования и система допусков и посадок гладких цилиндрических соединений	20
9.2. Обозначение предельных отклонений и посадок на чертежах	21
9.3. Расчет и выбор посадок	21
9.4. Применение ЭВМ для расчета посадок	22
9.5. Система допусков и посадок для подшипников качения	23
9.6. Калибры гладкие для размеров до 500 мм	24
Г л а в а 10. Допуски углов. Взаимозаменяемость конических соединений	24
10.1. Система допусков углов	24
10.2. Система допусков и посадок конических соединений	24
10.3. Методы и средства контроля углов и конусов	24
Г л а в а 11. Расчет допусков размеров, входящих в размерные цепи	24
11.1. Классификация размерных цепей. Основные термины и определения	24

11.2. Метод расчета размерных цепей, обеспечивающий полную взаимозаменяемость	251
11.3. Теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей	259
11.4. Метод групповой взаимозаменяемости. Селективная сборка	262
11.5. Методы регулирования и пригонки	264
11.6. Расчет плоских и пространственных размерных цепей	267
11.7. Применение ЭВМ для решения размерных цепей	268
Глава 12. Взаимозаменяемость, методы и средства измерения и контроля резьбовых соединений	275
12.1. Основные эксплуатационные требования к резьбовым соединениям	275
12.2. Основные параметры и краткая характеристика крепежных цилиндрических резьб	275
12.3. Общие принципы обеспечения взаимозаменяемости цилиндрических резьб	277
12.4. Системы допусков и посадок метрических резьб	283
12.5. Влияние точности изготовления резьбы на прочность резьбовых соединений	290
12.6. Характеристика и взаимозаменяемость кинематических резьб	293
12.7. Методы и средства контроля и измерения точности цилиндрических резьб	295
Глава 13. Взаимозаменяемость, методы и средства измерения и контроля зубчатых и червячных передач	302
13.1. Основные эксплуатационные и точностные требования к зубчатым передачам	302
13.2. Система допусков для цилиндрических зубчатых передач	303
13.3. Допуски зубчатых конических передач	323
13.4. Допуски червячных цилиндрических передач	324
13.5. Методы и средства измерения и контроля зубчатых колес и передач	326
Глава 14. Взаимозаменяемость шпоночных и шлицевых соединений	334
14.1. Допуски и посадки шпоночных соединений	334
14.2. Допуски и посадки шлицевых соединений	334
14.3. Контроль точности шлицевых соединений	339
Приложение 1	340
Приложения 2	340
Список литературы	343
Перечень ГОСТов	344
Предметный указатель	345

УЧЕБНИК

*Александр Иванович Якушев, Лев Николаевич Воронцов,
Николай Михайлович Федотов*

ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Редактор *О. Ф. Корсун*
Художественный редактор *С. С. Водчиц*
Технический редактор *Ф. П. Мельниченко*
Корректоры *Л. Л. Георгиевская и О. В. Мишина*

ИБ № 4300

Сдано в набор 11.06.86. Подписано в печать 04.06.86. Т-04988. Формат 60×90¹/₁₆.
Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 22,0.
Усл. кр.-отт. 22,0. Уч.-изд. л. 25,22. Тираж 198 000 (2-й завод 40001—80000 экз.), Заказ 156.
Цена 1 р. 20 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение».
107076, Москва, Стрёминский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
193144, г. Ленинград, ул. Менделеевская, 10.