СПРАВОЧНИК

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

2

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

СПРАВОЧНИК
В 2-х ЧАСТЯХ

ШЕСТОЕ ИЗДАНИЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ
И ДОПОЛНЕННОЕ



ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

СПРАВОЧНИК

2

ЧАСТЬ

ЛЕНИНГРАД «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ 1983

ББК 34.41ц я2
Д68
УДК 621.753.1 + 621.753.2 (031

В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский

Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч./В. Д. Мягков, Д68 М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. — 6-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. Ч. 2. 448 с., ил.

В пер.: 2 руб.

Книга, представляющая собой 2-ю часть справочника, содержит материалы по расчету и применению допусков и посадок в машино- и приборостроении с учетом Единой системы допусков и посадок (ЕСДП), обязательной в странах—членах СЭВ. 6-е издание справочника по сравнению с предыдущим (1978 г.) дополнено данными вероятностных расчетов посадок, расчетов посадок для изделий, эксплуатируемых в районах с холодным климатом, расчетов размерных цепей, таблицами зазоров и натягов ЕСДП СЭВ, методикой замены допусков и посадок ОСТ на ЕСДП СЭВ, а также примерами оформления чертежей некоторых изделий.

Справочник предназначен для конструкторов, технологов и мастеров. Он может быть полезен студентам технических вузов.

Д $\frac{2203000000-853}{038(01)-83}$ 118—82

ББК 34.41ц я2
6П5.1

© Издательство Машиностроение, 1978 г., с изменениями

© Издательство Машиностроение, 1983 г., с изменениями

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначения		Наименование обозначений
основные	дополнительные	
$d_{н.с}$	—	Номинальный размер соединения
$D_и$	—	Размер, используемый при расчетах стандартных допусков и отклонений для данного интервала номинальных размеров
D	$D_н$, D_{max}, D_{min}, $D_д$, D_c	Размеры отверстия [номинальный, наибольший (максимальный), наименьший (минимальный), действительный, средний]
d	$d_н$, d_{max}, d_{min}, $d_д$, d_c	Размеры вала [номинальный, наибольший (максимальный), наименьший (минимальный), действительный, средний]
L	$L_н$, L_{max}, L_{min}, $L_д$, L_c	Длина элемента или координирующий размер [номинальная, наибольшая (максимальная), наименьшая (минимальная), действительная, средняя]
E	ES, EI, $E_д$, E_c	Отклонение размера отверстия (верхнее, нижнее, действительное, среднее)
e	es, ei, $e_д$, e_c	Отклонение размера вала (верхнее, нижнее, действительное, среднее)
Δ	ΔS, ΔI, $\Delta_д$, Δ_c	Отклонение размера (верхнее, нижнее, действительное, среднее)
S	S_{max}, S_{min}, $S_д$, S_c	Зазор [наибольший (максимальный), наименьший (минимальный), действительный, средний]
N	N_{max}, N_{min}, $N_д$, N_c	Натяг [наибольший (максимальный), наименьший (минимальный), действительный, средний]
T	T_D, T_d, T_S, T_N, T_L	Допуск (отверстия, вала, зазора, натяга, длины элемента)
IT	$IT1$, $IT2$ и т. д.	Допуск размера по соответствующему квалитету

Глава 3. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

3.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ, ТЕРМИНЫ, ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ

РАЗМЕРНАЯ ЦЕПЬ И ЕЕ ЗВЕНЬЯ

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

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей. Замкнутость размерной цепи приводит к тому, что размеры, входящие в размерную цепь, не могут назначаться независимо, т. е. значение и точность по крайней мере одного из размеров определяются остальными. Размерная цепь состоит из отдельных звеньев.

Звеном называется каждый из размеров, образующих размерную цепь.

Звеньями размерной цепи могут быть любые линейные или угловые параметры: диаметральные размеры, расстояния между поверхностями или осями, зазоры, натяги, перекрытия, мертвые ходы, отклонения формы и расположения поверхностей (осей) и т. д.

КЛАССИФИКАЦИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Размерные цепи классифицируются по ряду признаков (табл. 3.1).

ИСХОДНОЕ (ЗАМЫКАЮЩЕЕ) И СОСТАВЛЯЮЩИЕ ЗВЕНЬЯ

Любая размерная цепь имеет одно исходное (замыкающее) звено и два или более составляющих звеньев.

Исходным называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с техническими условиями. Понятие исходного звена используется при проектном расчете размерной цепи (см. с. 16).

В процессе обработки или при сборке изделия исходное звено получается обычно последним, замыкая размерную цепь. В этом случае такое звено именуется *замыкающим*. Понятие замыкающего звена используется при поверочном расчете размерной цепи (см. с. 16). Таким образом, замыкающее звено непосредственно не выполняется, а представляет собой результат выполнения (изготовления) всех остальных звеньев цепи.

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

На рис. 3.1 приведены примеры детальных размерных цепей, по которым в зависимости от простановки размеров на чертежах ступенчатого валика и планок (рис. 3.1, *а*) можно определить величину и точность замыкающего звена (звенья с индексом Σ).

На рис. 3.2, *а*, *б* показано несколько примеров сборочных размерных цепей, с помощью которых решаются задачи достижения заданной точности зазоров A_{Σ},

3.1. Классификация размерных цепей [4]

Классификационный признак	Название размерной цепи	Назначение, характеристика
Область применения	Конструкторская	Решается задача обеспечения точности при конструировании изделий
	Технологическая	Решается задача обеспечения точности при изготовлении изделий
	Измерительная	Решается задача измерения величин, характеризующих точность изделий
Место в изделии	Детальная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей одной детали
	Сборочная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей деталей, входящих в сборочную единицу
Расположение звеньев	Линейная	Звенья цепи являются линейными размерами. Звенья расположены на параллельных прямых
	Угловая	Звенья цепи представляют собой угловые размеры, отклонения которых могут быть заданы в линейных величинах, отнесенных к условной длине, или в градусах
	Плоская	Звенья цепи расположены произвольно в одной или нескольких параллельных плоскостях
	Пространственная	Звенья цепи расположены произвольно в пространстве
Характер звеньев	Скалярная	Все звенья цепи являются скалярными величинами (стр. 12)
	Векторная	Все звенья цепи являются векторными погрешностями (стр. 12)
	Комбинированная	Часть составляющих звеньев размерной цепи — векторные погрешности, остальные — скалярные величины
Характер * взаимных связей	Параллельно связанные	Размерные цепи (две или более), имеющие хотя бы одно общее звено
	Независимые	Размерные цепи, не имеющие общих звеньев

* Подробнее классификацию размерных цепей по этому признаку см. ГОСТ 16319—80.

B_Σ, C_Σ, E_Σ и размера D_Σ, являющихся здесь исходными звеньями[1]. Для упрощения решения размерных цепей последние часто изображают в виде размерных схем. На рис. 3.1, *б*, *в* и 3.2, *б* построены схемы соответствующих размерных цепей. В простых случаях схемы изображаются непосредственно на эскизах деталей или узлов.

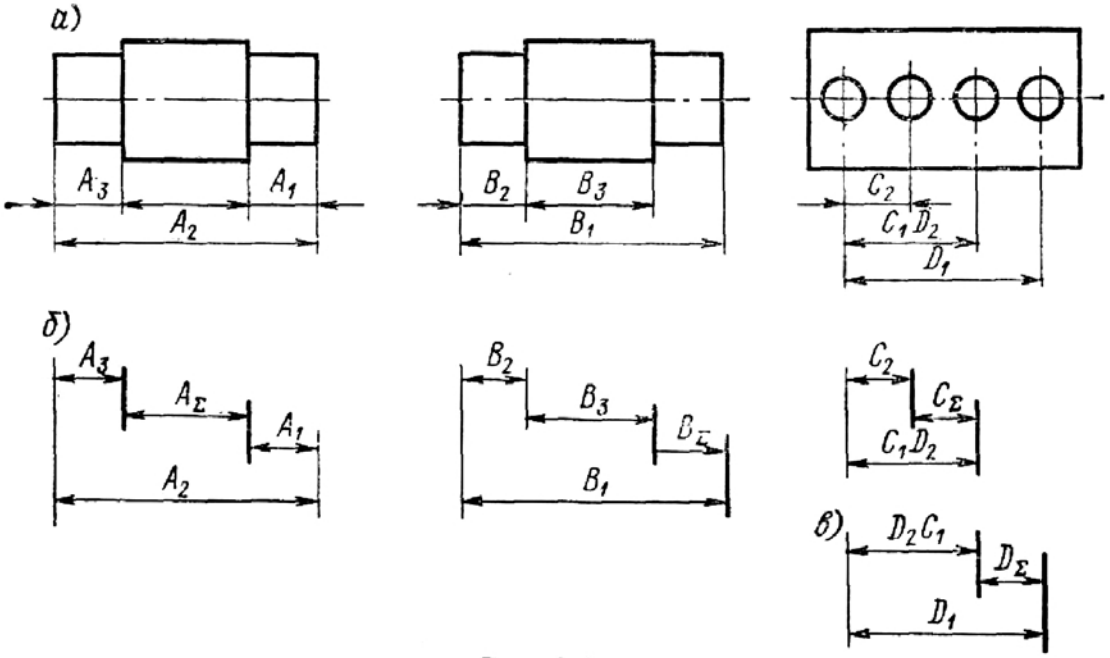


Рис. 3.1

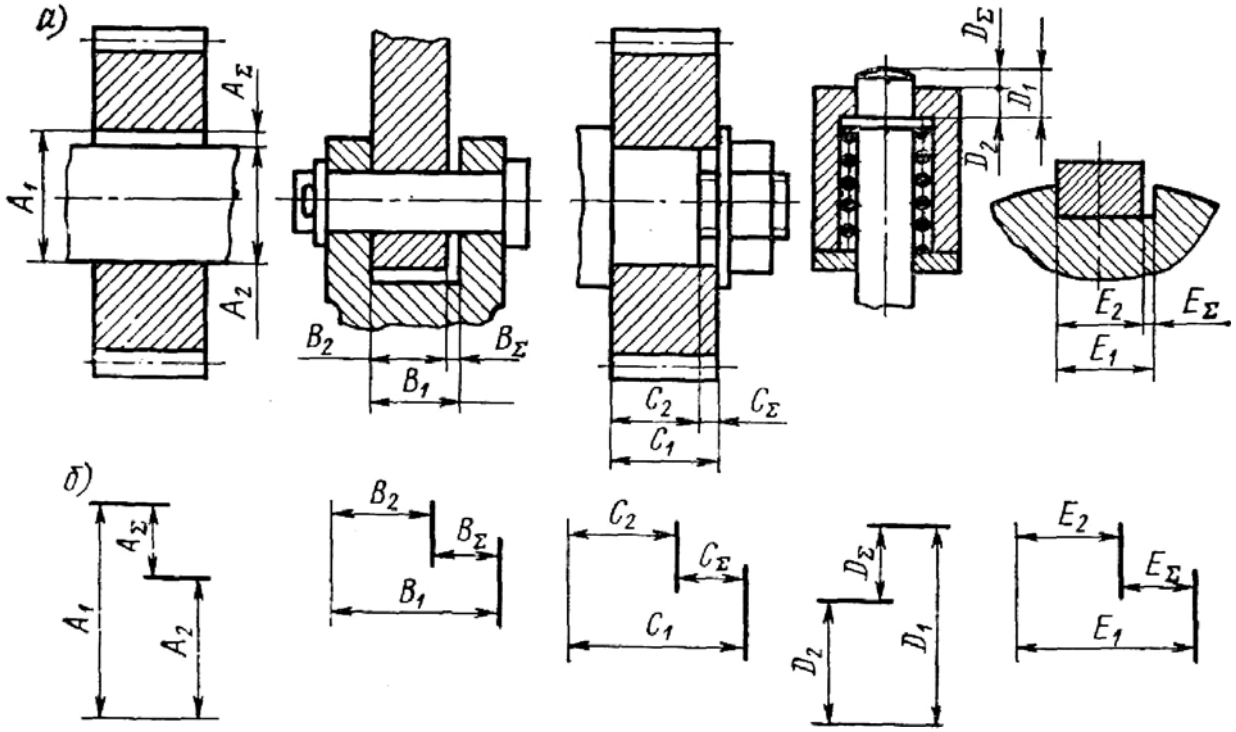


Рис. 3.2

УМЕНЬШАЮЩИЕ И УВЕЛИЧИВАЮЩИЕ ЗВЕНЬЯ

Составляющие звенья размерной цепи разделяются на две группы. К первой группе относятся звенья, с увеличением которых (при прочих постоянных) увеличивается и замыкающее звено. Такие звенья называются увеличивающими.

[1] На рабочих чертежах размеры исходных (замыкающих) звеньев (A_Σ, B_Σ, C_Σ и т. д.) не проставляются. На рис. 3.2 и других аналогичных рисунках они указаны как звенья размерных схем.

Ко второй группе относятся звенья, с увеличением которых уменьшается замыкающее звено. Такие составляющие звенья называются уменьшающими.

Параметры (размеры, допуски, отклонения) увеличивающих и уменьшающих звеньев обозначаются в дальнейшем с индексами соответственно «ув» и «ум».

На рис. 3.1 звенья A_2, B_1, C_1, D_1 являются увеличивающими, остальные звенья уменьшающие. На рис. 3.2 звенья A_1, B_1, C_1, D_1, E_1 — увеличивающие, звенья A_2, B_2, C_2, D_2, E_2 — уменьшающие.

В более сложных размерных цепях можно выявить увеличивающие и уменьшающие звенья, применив правило обхода по контуру. На схеме размерной цепи исходному звену предписывается определенное направление, обозначаемое стрелкой над буквенным обозначением звена (рис. 3.3, *а*). Это направление обычно согласовывается с расположением входящих в размерную цепь размеров на чертеже.

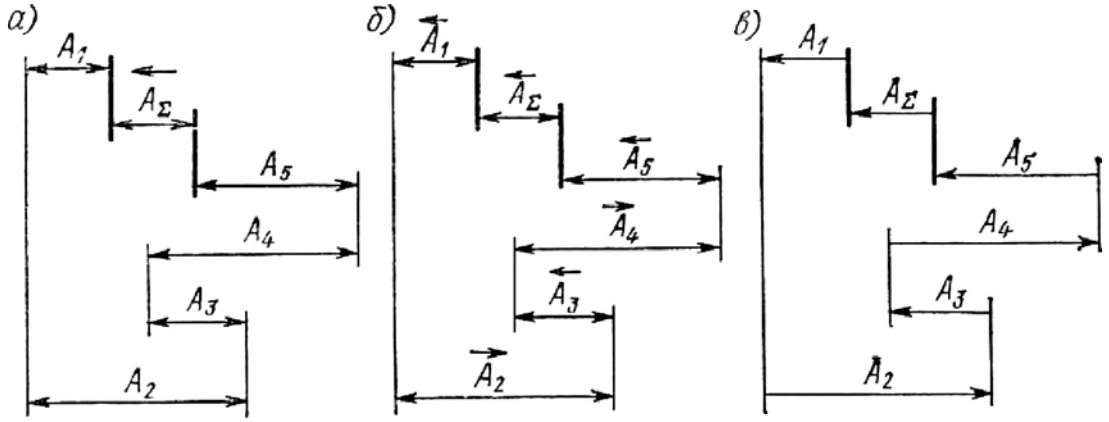


Рис. 3.3

Все составляющие звенья также обозначаются стрелками, начиная от звена, соседнего с исходным, и должны иметь один и тот же замкнутый поток направлений (рис. 3.3, *б*). Тогда все составляющие звенья, имеющие то же направление стрелок, что и у исходного звена, будут уменьшающими (A_1, A_3, A_5), а остальные звенья цепи — увеличивающими (A_2, A_4) [1].

Вместо стрелок над буквенными обозначениями звеньев удобно размерные схемы проставлять в виде совокупности векторов (стрелки указываются у одной стороны размера звена), направленных соответственно правилу обхода по контуру (рис. 3.3, *в*).

ВЫЯВЛЕНИЕ ЗВЕНЬЕВ И СОСТАВЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

При проведении размерного анализа рекомендуется выделять звенья и составлять размерные цепи, руководствуясь следующими замечаниями.

1. Должна быть четко сформулирована задача, для решения которой рассчитывается размерная цепь или несколько размерных цепей. В каждой размерной цепи может быть только одно исходное (замыкающее) звено.

2. Для выявления исходного звена необходимо установить требования к точности, которым должно удовлетворять изделие или сборочная единица. Эти требования можно разделить на две группы:

точность взаимного расположения деталей, сборочных единиц, обеспечивающая качественную работу изделия при эксплуатации, например: перпендикулярность оси вращения шпинделя вертикально-сверлильного станка рабочей

[1] По ГОСТ 16319—80 рекомендуется увеличивающие звенья обозначать стрелками над соответствующей размерной буквой, направленными вправо, а уменьшающие — стрелками, направленными влево. (Таким образом, для замыкающего звена стрелка должна быть направлена влево.)

поверхности стола; радиальное и осевое биения базовой поверхности вала; отклонение межосевого расстояния зубчатой или червячной передачи;

точность взаимного расположения деталей, сборочных единиц, обеспечивающая собираемость изделия, например: точность относительного положения валов, соединяемых муфтой.

По чертежам общих видов и сборочных единиц выявляются и фиксируются все требования к точности, которые должны быть выполнены при изготовлении и сборке изделия, т. е. выявляются все исходные (замыкающие) звенья. Так, для обеспечения нормальной работы коническо-цилиндрического редуктора (рис. 3.4) необходимо при изготовлении и сборке выполнить следующие требования к точности относительного положения деталей [4]:

а) вершины делительных конусов конических колес должны совпадать по трем взаимно перпендикулярным направлениям; смещения вершин делительных конусов шестерни и колеса (f_{AMr}) относительно осей вращения соответственно колеса и шестерни, а также непересечение осей вращения (f_{ar}) должны находиться в заданных пределах (три исходных звена);

б) угол между осями вращения конических колес должен быть выдержан в определенных пределах ($\pm E_{\Sigma}$, одно исходное звено);

в) действительное расстояние между осями вращающихся цилиндрических зубчатых колес не должно значительно отличаться от номинального (допускаемые отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$, одно исходное звено);

г) оси вращения цилиндрических зубчатых колес должны быть параллельны в плоскости чертежа (рис. 3.4, допуск на непараллельность осей f_x) и в плоскости, перпендикулярной к плоскости чертежа (допуск на перекос осей f_y); всего — два исходных звена;

д) для нормальной работы подшипников между крышками и торцами наружных колес подшипников при сборке необходимо обеспечить зазоры (H_{Σ}, J_{Σ}, M_{Σ}), достаточные для компенсации теплового расширения вала и не превышающие допустимой величины осевой игры валов [8, 10] (три исходных звена).

3. При выявлении исходных звеньев их номинальные размеры и допускаемые отклонения устанавливаются по стандартам, техническим условиям, на основании опыта эксплуатации аналогичных изделий, путем теоретических расчетов и специально поставленных экспериментов.

Допуск исходного звена устанавливается:

в конструкторских размерных цепях исходя из функционального назначения изделия или его механизма;

в технологических размерных цепях в соответствии с допуском на расстояние или относительный поворот поверхностей (осей) детали (деталей), которые необходимо получить при осуществлении технологического процесса обработки или сборки изделия;

в измерительных размерных цепях исходя из требуемой точности измерения для ограничения погрешности измеряемого размера.

4. Для нахождения составляющих звеньев после определения исходного звена следует идти от поверхностей (осей) деталей, образующих исходное звено, к основным базам (осям базирующих поверхностей) этих деталей, от них — к основным базам деталей, базирующих первые детали, и т. д. вплоть до образования замкнутого контура. Таким образом, можно выявить, последовательно связывая сопряженные размеры деталей, все составляющие звенья цепи, непосредственно влияющие на исходное звено. Все выявленные исходное (замыкающее) и составляющие звенья должны образовать замкнутый контур.

Несовпадения (зазоры, несоосности) поверхностей соединяемых деталей, если они возможны, учитываются отдельными звеньями.

Например, в размерной цепи J величина зазора J_{Σ} (рис. 3.4) зависит от относительного положения наружного кольца первого подшипника и упорного торца крышки (осевой зазор условно отнесен к этому подшипнику). В свою очередь, положение торца крышки относительно корпуса редуктора определяется

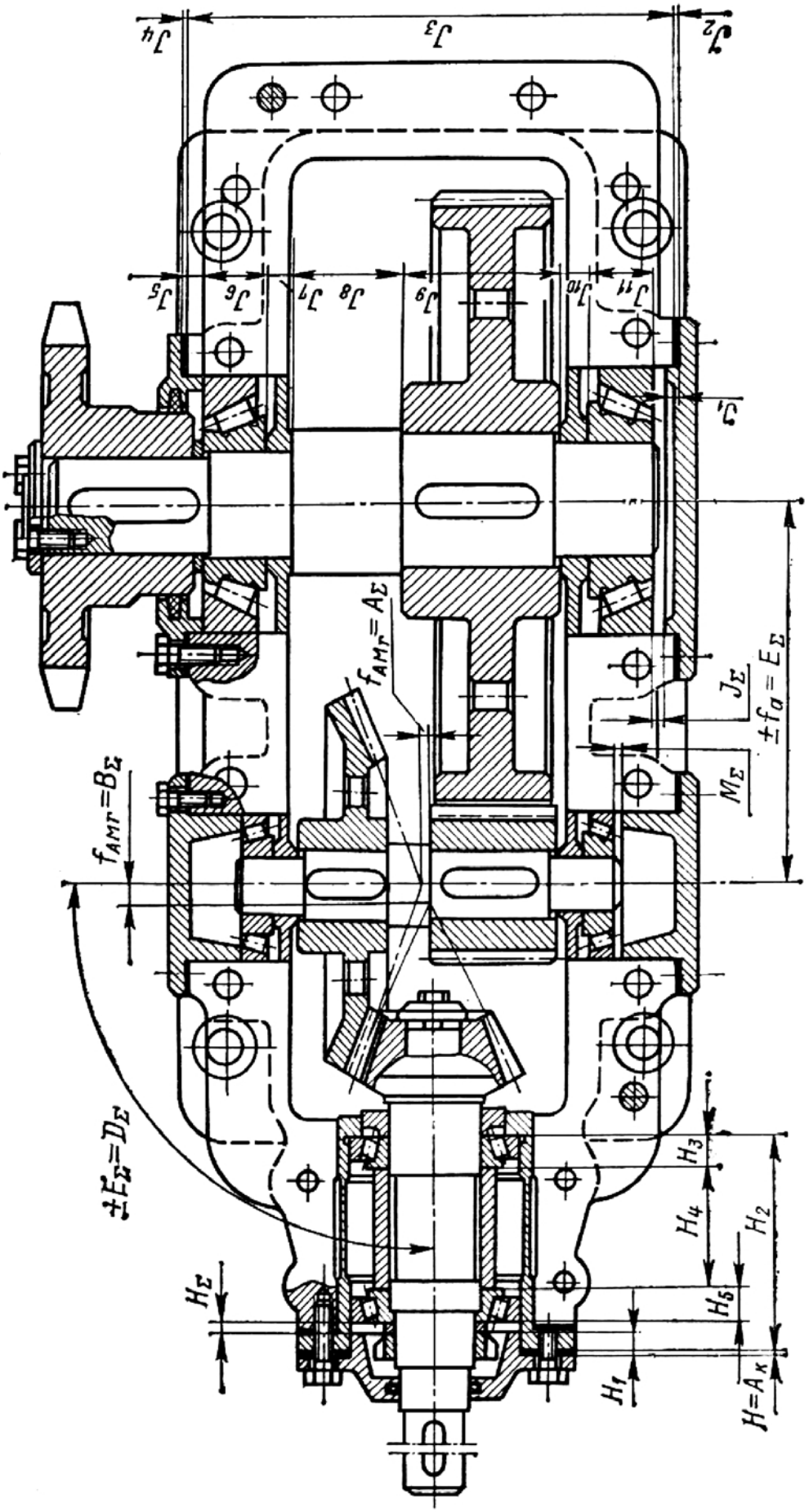

J_4
J_3
J_2
J_5
J_6
J_7
J_8
J_9
J_{10}
J_{11}
J_1
$f_{AMг}=A_\Sigma$
$f_{AMг}=B_\Sigma$
J_Σ
$\pm f_a=E_\Sigma$
M_Σ
$\pm E_\Sigma=D_\Sigma$
H_3
H_4
H_2
H_5
H_Σ
H_1
$H=A_к$

Рис. 3.4

расстоянием между торцовыми поверхностями крышки и толщиной прокладки. Следовательно, первым звеном J_1 является размер между торцовыми поверхностями крышки и вторым J_2—толщина прокладки между крышкой и корпусом. Третьим звеном цепи J_3 служит расстояние между стенками корпуса. Толщина прокладки J_4 определяет положение второй крышки относительно корпуса. Расстояние J_5 между торцовыми поверхностями второй крышки определяет положение торца, в который упирается наружное кольцо правого подшипника. Положение упорного торца внутреннего кольца второго подшипника зависит от отклонений монтажной высоты J_6 подшипника. Переходя последовательно от одной поверхности к другой, получим: J_7 — толщина кольца, J_8 — толщина буртика вала, J_9 — длина ступицы зубчатого колеса, J_{10} — толщина кольца, J_{11} — монтажная высота первого подшипника. Таким образом, мы пришли ко второй поверхности, образующей исходное звено. Схема цепи J приведена на рис. 3.5. На рис. 3.4 показаны аналогично выявленные составляющие звенья размерной цепи H.

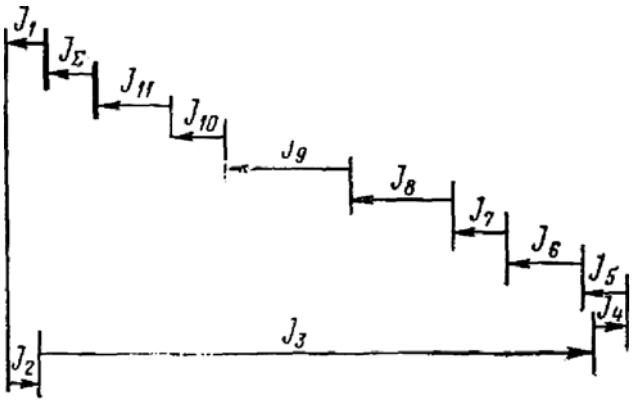


Рис. 3.5

В число составляющих звеньев необходимо включать размеры деталей, непосредственно влияющих на исходное (замыкающее) звено и стремиться к тому, чтобы от каждой детали в линейную цепь входил только один размер. (В плоских и пространственных цепях два и более размеров одной детали могут быть составляющими звеньями.) Каждая размерная цепь должна состоять из возможно меньшего числа звеньев (принцип «кратчайшей» размерной цепи).

5. При составлении схемы размерной цепи все ее составляющие звенья обозначаются прописными буквами латинского алфавита (кроме букв O, L, P, K)[1] с цифровым индексом (например, первая цепь A_1, A_2, A_3 и т. д., вторая B_1, B_2, B_3 и т. д.). Исходные (замыкающие) звенья обозначаются теми же буквами с индексом $\sum$ (например, исходное звено первой цепи A_Σ, второй — B_Σ). Числовой индекс составляющих звеньев определяет их порядковый номер в цепи (например, B_2 — второе звено размерной цепи). Звенья нумеруются (см. рис. 3.3, *б*) последовательно по направлению потока векторов составляющих звеньев, начиная со звена, соседнего с исходным (замыкающим).

Обозначения, термины и определения, используемые в размерных цепях, регламентированы ГОСТ 16319—80.

6. Среди линейных и угловых составляющих размеров цепи различают соответственно линейные и угловые зазоры (натяги). Линейным зазором называется расстояние между параллельными поверхностями или осями сопрягающихся деталей типа вал — отверстие (паз — выступ). Угловым зазором называется угол между поверхностями или осями сопрягающихся деталей.

При геометрическом расчете машин следует иметь в виду, что погрешности (ошибки, отклонения) в размерах деталей разделяются на скалярные (одномерные, простые), полностью определяемые одной характеристикой — своей величиной, и векторные (двухмерные), определяемые величиной (модулем) и направлением. К скалярным ошибкам относятся, например, отклонения длины вала, втулки, монтажной высоты подшипника, отклонения в расстоянии между осями и т. п. К векторным ошибкам относятся отклонения от соосности цилиндрических поверхностей, несоосность отверстий, радиальное биение поверхностей за счет эксцентриситета осей, биение торцовых поверхностей и т. п.

[1] Эти буквы используются в размерных цепях для обозначения других величин.

Векторные погрешности могут быть составляющими звеньями размерных цепей. Расчет векторных размерных цепей см. [5, 13, 14].

7. В числе составляющих звеньев цепи могут оказаться линейные или угловые зазоры, из-за которых может происходить относительное смещение деталей. Различают три варианта конструктивного исполнения соединений с зазорами: *I* — сопряжение вала (штыря) с отверстием, *II* — сопряжение вала (штыря) с пазом, *III* — сопряжение выступа с пазом (рис. 3.6).

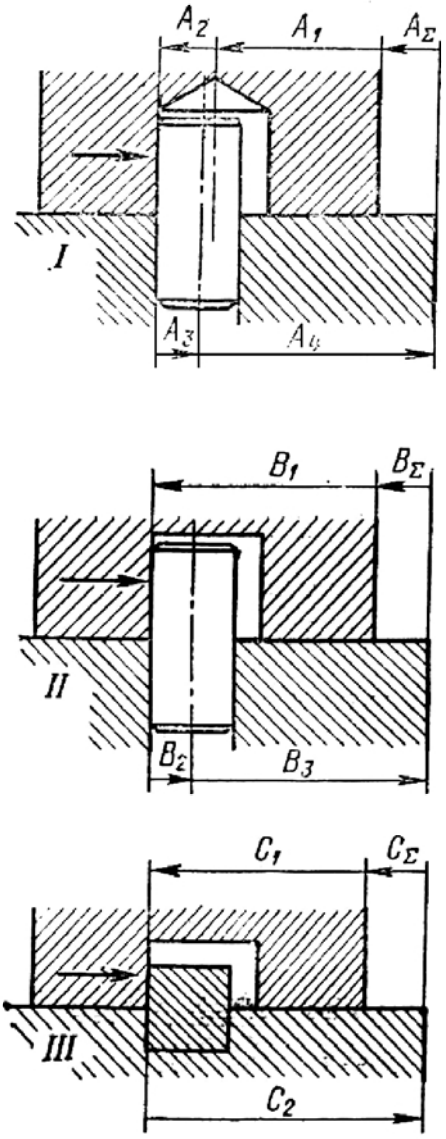


Рис. 3.6

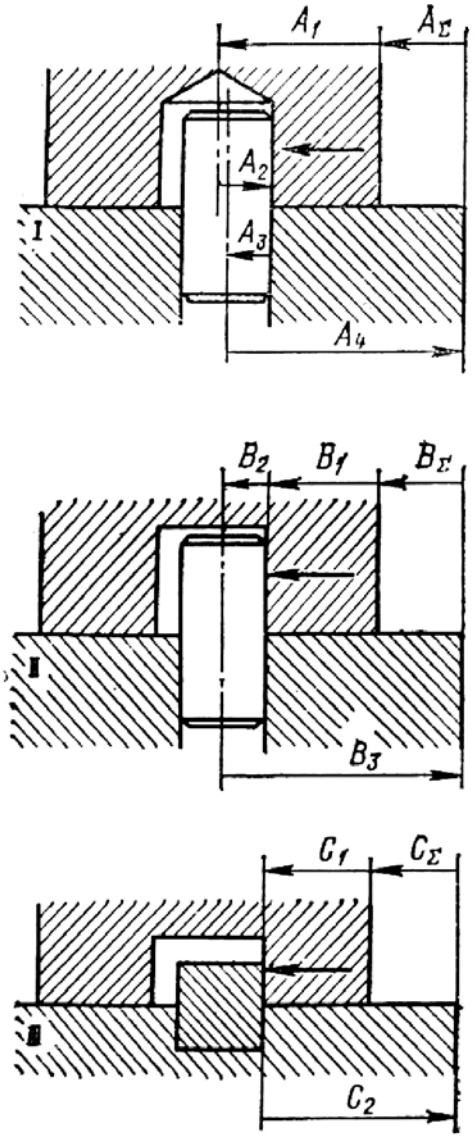


Рис. 3.7

Если в процессе сборки и эксплуатации зазоры полностью выбираются в одном направлении (под действием груза, рабочих усилий, пружин или любым другим способом), то размерные цепи для *II* и *III* вариантов составляются так, чтобы зазоры не оказывали влияния на величину замыкающего звена.

Схемы размерных цепей, зависящие от направления, в котором выбирается образующий зазор, представлены на рис. 3.6 и 3.7.

Если в процессе сборки или эксплуатации зазоры выбираются попеременно (при реверсивных движениях) в противоположных направлениях, то необходимо рассчитывать две размерные цепи (рис. 3.6 и 3.7). По результатам расчетов берутся такие наибольшие (из одной цепи) и наименьшие (из другой цепи) предельные отклонения замыкающего звена, при которых допуск его оказывается наибольшим. В некоторых случаях для уменьшения графических и расчетных работ эскиз и схема цепи строятся при номинальном положении деталей, но в местах

стыка осей вводится вектор несоосности, равный нулю с двумя симметричными отклонениями.

Если при сборке и эксплуатации положение деталей в поле зазора оказывается случайным (зазор полностью или частично выбирается в произвольном направлении), то для вероятностного расчета таких размерных цепей необходимо знать характер распределения деталей в поле зазора. В [5] рассматриваются некоторые частные случаи таких распределений: деталь примыкает к стенке отверстия равновероятно в любой точке, деталь занимает равновероятное положение в любой точке зазора и т. д.

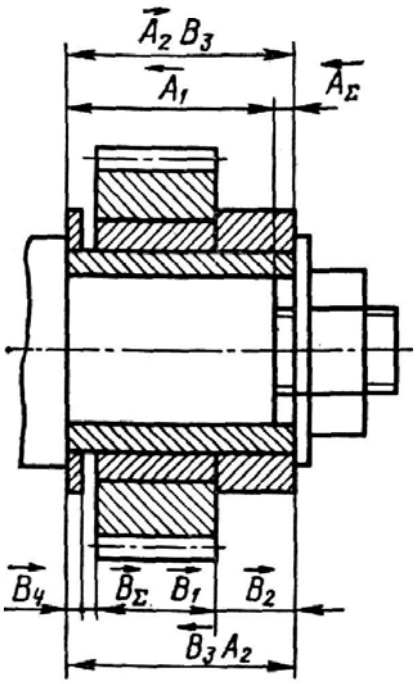


Рис. 3.8

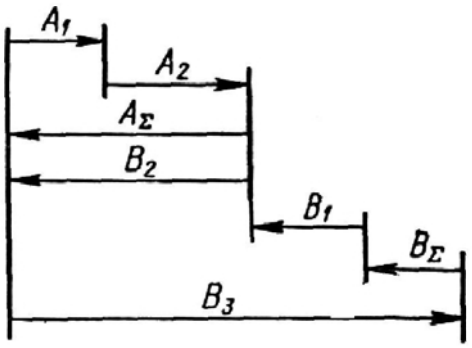


Рис. 3.9

8. В некоторых случаях один и тот же размер может входить в качестве звена в несколько размерных цепей (параллельно связанные цепи). Такие общие звенья обозначаются буквами соответствующих цепей. Например, звено, принадлежащее одновременно цепям A и B, будет обозначено теми же буквами с присвоенными им индексами (рис. 3.8, звено $A_2B_3 = B_3A_2$; рис. 3.1, *в*, звено $C_1D_2 = D_2C_1$).

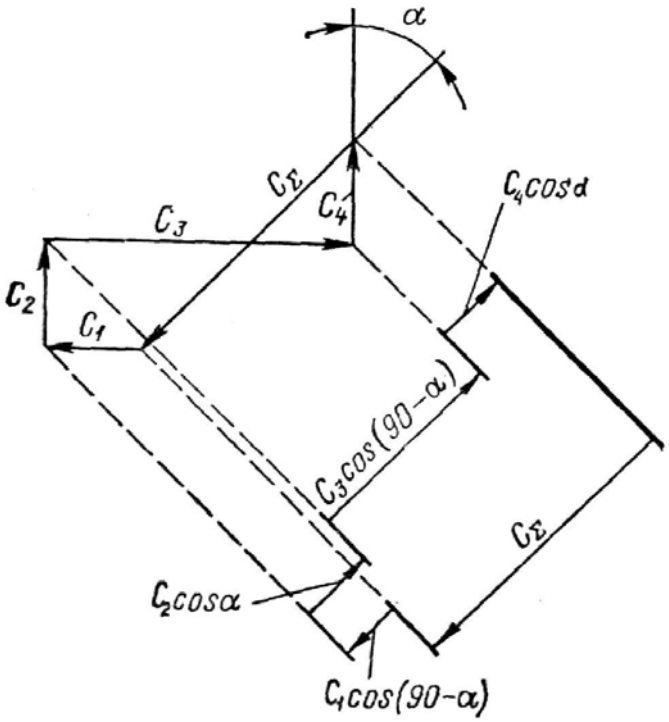


Рис. 3.10

В таких параллельно связанных цепях размеры и отклонения (допуски) общих звеньев должны быть одинаковыми, что достигается иногда несколькими перерасчетами. Для уменьшения подобных перерасчетов необходимо расчет связанных размерных цепей начинать с той цепи, для которой допуски общих звеньев окажутся наименьшими. Ориентировочно это можно установить, зная для каждой цепи допуск исходного звена и число составляющих звеньев.

Если исходным звеном размерной цепи является одно из составляющих звеньев другой (основной) размерной цепи, то такие цепи называются производными (рис. 3.9, размерная цепь B — основная, размерная цепь A — производная). Последовательность расчетов производной или основной цепи определяется характером решаемых задач (см. с. 15).

9. Произвольно расположенные в одной или нескольких параллельных плоскостях звенья плоской цепи проектируются на направление, совпадающее

с направлением замыкающего звена (рис. 3.10), т. е. плоская цепь приводится к линейной. При расчете плоских цепей следует учитывать не только погрешности (отклонения) линейных размеров, но и погрешности углов между ними, если последними нельзя пренебречь. Погрешности углов приводятся к линейному размеру замыкающего звена в виде дополнительных звеньев.

Произвольно расположенные в непараллельных плоскостях звенья пространственной цепи проектируются на три (или два) взаимно перпендикулярных направления, т. е. пространственная цепь также преобразуется к линейному виду (трем линейным цепям).

3.2. ЗАДАЧИ, РЕШАЕМЫЕ С ПОМОЩЬЮ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Расчет размерных цепей является необходимым этапом конструирования, производства и эксплуатации широкого класса изделий (машин, механизмов, приборов, аппаратов и т. п.). С помощью теории размерных цепей могут быть решены следующие конструкторские, технологические и метрологические задачи.

1. Установление геометрических и кинематических связей между размерами деталей, расчет номинальных значений, отклонений и допусков размеров звеньев.
2. Расчет норм точности и разработка технических условий на машины и их составные части.
3. Анализ правильности простановки размеров и отклонений на рабочих чертежах деталей.
4. Расчет межоперационных размеров, припусков и допусков, пересчет конструктивных размеров на технологические (при несовпадении конструктивных и технологических баз).
5. Обоснование последовательности технологических операций при изготовлении и сборке изделий.
6. Обоснование и расчет необходимой точности приспособлений.
7. Выбор средств и методов измерений, расчет достижимой точности измерений.

Полный расчет размерных цепей выполняется в процессе разработки рабочего проекта машины, предварительные расчеты следует производить еще при конструктивной отработке технического проекта.

ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ

Для проведения размерного анализа кроме размерной схемы составляется уравнение размерной цепи (вытекающее из условия замкнутости)

$$\xi_1 A_1 + \xi_2 A_2 + \cdots + \xi_{m+n} A_{m+n} = 0, \qquad (3.1)$$

где A_1, A_2, ..., A_{m+n} — номинальные значения всех звеньев размерной цепи; ξ_1, ξ_2, ..., ξ_{m+n} — коэффициенты, характеризующие расположение звеньев по величине и направлению, или передаточные отношения.

В размерных цепях с параллельными звеньями (линейные цепи)

$$|\xi_1| = |\xi_2| = \cdots = |\xi_{m+n}| = 1.$$

В плоских и пространственных размерных цепях (общий случай)

$$\xi_i = \frac{\partial A_\Sigma}{\partial A_i} \quad (i = 1, 2, \ldots, m+n).$$

Пользуясь правилом обхода по контуру (см. с. 9) для размерной цепи по рис. 3.3, получим следующее уравнение:

$$-A_1 + A_2 - A_3 + A_4 - A_5 - A_\Sigma = 0.$$

Все звенья цепи, имеющие однонаправленный поток векторов (размеров), записываются с одним произвольно выбранным знаком (+ или —). Решив уравнение относительно A_Σ, получим

$$A_\Sigma = (A_2 + A_4) - (A_1 + A_3 + A_5).$$

Для размерной цепи по рис. 3.10 из условия замкнутости составим уравнение

$$-C_1 \cos(90° - \alpha) + C_2 \cos\alpha + C_3 \cos(90° - \alpha) + C_4 \cos\alpha - C_\Sigma = 0.$$

Решив полученное уравнение относительно C_Σ, получим

$$C_\Sigma = [C_2 \cos\alpha + C_3 \cos(90° - \alpha) + C_4 \cos\alpha] - C_1 \cos(90° - \alpha).$$

В приведенных уравнениях линейной размерной цепи (рис. 3.3) абсолютные величины коэффициентов ξ_i равны единице. В уравнении плоской размерной цепи (рис. 3.10) $|\xi_i| = \cos\alpha$ или $|\xi_i| = \cos(90° - \alpha)$.

Передаточные отношения звеньев размерных цепей учитывают степень и направленность влияния составляющих звеньев на замыкающее звено. В линейных размерных цепях передаточные отношения увеличивающих звеньев равны +1, уменьшающих звеньев равны —1.

По рис. 3.1—3.9 можно установить, что для линейных размерных цепей номинальное значение замыкающего звена представляет собой разность между суммами номинальных значений увеличивающих и уменьшающих звеньев

$$A_\Sigma = \sum^{m} A_{\text{ув}} - \sum^{n} A_{\text{ум}}, \tag{3.2}$$

где m — число увеличивающих звеньев; n — число уменьшающих звеньев.

В общем случае номинальное значение замыкающего звена равно

$$A_\Sigma = \sum_{1}^{m+n} \xi_i A_i = \sum^{m} |\xi_{\text{ув}}| A_{\text{ув}} - \sum^{n} |\xi_{\text{ум}}| A_{\text{ум}}. \tag{3.3}$$

Выражения (3.2) и (3.3) являются основными уравнениями линейных и плоских размерных цепей.

ПРЯМАЯ И ОБРАТНАЯ

Размерные цепи используются для решения прямой и обратной задач, отличающихся последовательностью расчетов.

Прямая задача. По заданным номинальному размеру и допуску (отклонениям) исходного звена определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев размерной цепи. Такая задача относится к проектному расчету размерной цепи.

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

Решением обратной задачи проверяется правильность решения прямой задачи.

МЕТОДЫ ДОСТИЖЕНИЯ ЗАДАННОЙ ТОЧНОСТИ ИСХОДНОГО ЗВЕНА

Существуют следующие методы достижения заданной точности исходного звена (решения размерных цепей):

1) метод полной взаимозаменяемости;
2) вероятностный метод;
3) метод групповой взаимозаменяемости (селективной сборки);

4) метод пригонки;
5) метод регулирования.

Расчеты размерных цепей могут производиться:

а) методом максимума-минимума, при котором учитываются только предельные отклонения составляющих звеньев;

б) вероятностным методом, при котором учитываются законы рассеяния размеров деталей и случайный характер их сочетания на сборке. Совпадение действительных размеров деталей в цепи, выполненных равными предельным размерам, маловероятно. Поэтому, задаваясь некоторым допустимым процентом риска (процентом изделий, размеры замыкающих звеньев которых выйдут за установленные пределы), определяют возможное расширение полей допусков составляющих размеров.

Классификация применяемых методов достижения заданной точности исходного звена приведена в табл. 3.2.

ВЫБОР МЕТОДА ДОСТИЖЕНИЯ ЗАДАННОЙ ТОЧНОСТИ ИСХОДНОГО ЗВЕНА

При выборе метода достижения точности необходимо учитывать функциональное назначение изделия (машины, механизма, аппарата, прибора и т. д.), его конструктивные и технологические особенности, стоимость изготовления и сборки, эксплуатационные требования, тип производства, его организацию и другие факторы.

Заданная точность исходного звена должна достигаться с наименьшими технологическими и эксплуатационными затратами.

При прочих равных условиях рекомендуется выбирать в первую очередь такие методы достижения точности (решения размерных цепей), при которых сборка производится без подбора, пригонки и регулирования и собранные изделия отвечают всем требованиям взаимозаменяемости, т. е. использовать метод полной взаимозаменяемости или вероятностный метод.

Если применение указанных методов экономически нецелесообразно или технически невозможно, следует перейти к применению одного из методов неполной взаимозаменяемости (метода регулирования, или метода пригонки, или метода групповой взаимозаменяемости).

При исследовании вопроса о том, каким методом следует обеспечивать заданную точность исходного звена, можно ориентироваться на среднюю величину допуска составляющих звеньев или среднюю степень точности (квалитет) составляющих звеньев, последовательно проверяя возможность применения метода полной взаимозаменяемости, вероятностного метода, методов неполной взаимозаменяемости.

Среднее значение допуска T_c составляющих звеньев при заданном допуске исходного звена $[T_\Sigma]$ (метод полной взаимозаменяемости) для линейных цепей

$$T_c = \frac{[T_\Sigma]}{m+n}, \tag{3.4}$$

где $m+n$ — число составляющих звеньев.

Средняя степень точности (квалитет) составляющих звеньев (метод полной взаимозаменяемости) в числах единиц допуска a_c (коэффициент точности) может быть подсчитана по выражению [1]

$$a_c = \frac{[T_\Sigma]}{\sum_1^{m+n} i} = \frac{[T_\Sigma]}{\sum_1^{m+n} (0{,}45\sqrt[3]{D_и} + 0{,}001 D_и)}, \tag{3.5}$$

[1] Формула получена в предположении, что для составляющих звеньев справедлива та же зависимость допуска от номинального значения, что и для диаметральных размеров.

3.2. Классификация методов достижения заданной точности исходного звена (по ГОСТ 16319—80) [7]

Метод	Характеристика	Преимущества и недостатки	Области применения. Примеры
Полной взаимозаменяемости	Детали соединяются на сборке без пригонки, регулирования и подбора. При любом сочетании на сборке размеров деталей, изготовленных в пределах расчетных допусков, значения замыкающего звена не выходят за установленные пределы. Расчет размерной цепи производится методом максимума-минимума	Преимущества: простота и экономичность сборки; упрощение организации поточности сборочных процессов; возможность широкого кооперирования заводов; упрощение системы изготовления запасных частей и снабжения ими потребителей и др. Недостатки: допуски составляющих звеньев получаются меньшими (при прочих равных условиях), чем при всех остальных методах, что может оказаться неэкономичным	Обычно в индивидуальном и мелкосерийном производствах; при малой величине допуска на исходное звено и небольшом числе составляющих звеньев размерной цепи; при большой величине допуска на исходное звено
Вероятностный	Детали соединяются на сборке, как правило, без пригонки, регулировки, подбора, при этом у небольшого (заранее принятого) количества изделий (обычно 3 изделия на 1000, процент риска 0,27) значения замыкающих звеньев могут выйти за установленные пределы. Расчет размерной цепи производится вероятностным методом	Преимущества: те же, что и у метода полной взаимозаменяемости плюс экономичность изготовления деталей за счет расширенных полей допусков (по сравнению с методом полной взаимозаменяемости). Недостатки: возможны, хотя и маловероятны, дополнительные затраты на замену или подгонку некоторых деталей тех изделий, у которых значения замыкающего звена вышли за установленные пределы	Обычно в серийных и массовых производствах; при малой величине допуска исходного звена и относительно большом числе составляющих звеньев
Групповой взаимозаменяемости (селективной сборки)	Детали соединяются на сборке без пригонки и регулировки. Расчетное значение допуска ($T_{\text{гр}i}$) размера составляющего звена увеличивается в несколько раз до экономически целесообразного производственного допуска T_i, $T_i = n_{\text{гр}} T_{\text{гр}i}$. После изготовления детали рассортировываются по значениям действительных раз-	Преимущества: возможность достижения высокой точности замыкающего звена при экономически целесообразных производственных допусках размеров составляющих звеньев. Недостатки: увеличение незавершенного производства; дополнительные затраты на проверку и сортировку деталей; некоторое усложнение сборки и хранения деталей до сборки; усложнение снабжения запасными частями	Обычно в массовых и крупносерийных производствах для малозвенных (3—4 звена) размерных цепей. Подбор шариков и колец шарикоподшипников; подбор поршневых колец и поршней; в размерных цепях: палец—отверстие поршня — зазор, палец — отверстие верхней головки шатуна

	меров на ряд групп в пределах расчетного допуска. При сборке соединяют детали соответствующих (одинаковых) групп для получения размера замыкающего звена в заданных пределах. Расчет размерной цепи ведется обычно методом максимума-минимума		двигателя внутреннего сгорания — зазор и др.
Пригонки	Требуемая точность исходного звена достигается при сборке за счет пригонки заранее намеченной детали (компенсатора), на которую при механической обработке (под сборку) устанавливают определенный припуск. Величина необходимого съема припуска компенсатора определяется после предварительной сборки деталей и измерений. Расчет размерной цепи производится методом максимума-минимума или вероятностным методом	Преимущества: на составляющие звенья могут быть установлены экономически целесообразные допуски. Недостатки: значительное удорожание сборки и удлинение ее сроков; усложнение планирования производства; усложнение снабжения запасными частями	Чаще в индивидуальном и мелкосерийном производстве. Достижение совпадения центров передней и задней бабок некоторых токарных станков в вертикальной плоскости
Регулирования	Требуемая точность исходного звена достигается при сборке за счет изменения размера компенсирующего звена без снятия стружки. Изменение размера в сборке обеспечивается или специальными конструкциями (компенсаторов) с помощью непрерывных или периодических перемещений деталей по резьбе, клиньям, коническим поверхностям и т. д., или подбором сменных деталей типа прокладок, колец, втулок, Расчет размерной цепи производится методом максимума-минимума или вероятностным методом	Преимущества: на составляющие звенья назначаются экономически целесообразные допуски; возможность регулировки размера замыкающего звена не только при сборке, но и в эксплуатации (для компенсации износа); возможность обеспечения (в некоторых случаях) автоматичности регулирования точности. Недостатки: возможное усложнение конструкции изделия; увеличение (в некоторых случаях) количества деталей в размерной цепи; усложнение сборки из-за необходимости регулировки и измерений	Весьма широко распространено всех производствах, особенно для цепей, отличающихся высокой точностью. Достижение параллельности оси вала плоскости; обеспечение малых осевых перемещений вращающихся деталей (шпинделей станков, червяков, валов с зубчатыми колесами), а также минимального зазора между опорами и шейками шпинделей при работе станка и т. п.

где $[T_\Sigma]$ — допуск исходного звена, мкм; $D_и = \sqrt{D_{min} D_{max}}$ — среднее геометрическое интервала размеров, мм (см. с. 42, ч. 1).

В табл. 3.3 приведены значения единицы допуска $i = 0{,}45\sqrt[3]{D_и} + 0{,}001 D_и$ для диапазона размеров до 500 мм в ЕСДП СЭВ (5—16-й квалитеты).

Сопоставляя затем вычисленное значение a_c с коэффициентами точности квалитетов допусков ЕСДП (табл. 1.8, ч. 1), приближенно определяют средний квалитет допусков составляющих звеньев цепи (9, 10, 11-й и т. д.).

3.3. Значение $i = 0{,}45\sqrt[3]{D_и} + 0{,}001 D_и$ для интервалов диаметров в ЕСДП СЭВ

Интервалы диаметров, мм	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
i, мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Метод полной взаимозаменяемости может оказаться экономически целесообразным лишь для цепей малой точности или цепей с небольшим количеством звеньев. При других данных необходимая точность изготовления деталей может выйти не только за пределы экономической точности, но и за пределы достижимой точности.

В этом случае следует проверить возможность использования вероятностного метода, при котором средняя величина допуска может быть принята по табл. 3.4 или по выражениям (3.51), (3.52). Средний квалитет допусков определяют по выражению (3.53).

Как правило, допуски составляющих звеньев при вероятностном методе (по сравнению с методом полной взаимозаменяемости) получаются значительно большими (для малозвенных цепей — на 30—40 %, для многозвенных цепей — в 2 раза и более), что снижает стоимость изготовления деталей и удешевляет изделие. Подобные результаты расчетов размерных цепей (см. также с. 27, 44, 46; 79, 84) показывают, что вероятностный метод решения размерных цепей необходимо предпочитать методу полной взаимозаменяемости.

Возможное расширение полей допусков составляющих размеров тем значительней, чем больше число звеньев и больше принимаемый процент риска P (см. с. 36).

Полученный средний допуск или средняя степень точности (квалитет) составляющих звеньев оценивается с точки зрения выполнения его в производстве. При этом учитывается сложность и габаритные размеры деталей, предполагаемый технологический процесс изготовления и др.

Если же требуемая по расчету точность изготовления (средний допуск) деталей не соответствует условиям экономичного производства, то для достижения заданной точности исходного звена необходимо использовать методы неполной взаимозаменяемости.

При выборе метода групповой взаимозаменяемости, метода пригонки или метода регулирования наряду с данными табл. 3.2 рекомендуется учитывать следующее.

1. Расчет размерных цепей в таких случаях может производиться методом максимума-минимума или вероятностным методом.

Метод максимума-минимума применяется чаще при индивидуальном и мелкосерийном производстве изделий, при проектировании единичных устройств, приспособлений, штампов, для предварительных расчетов вспомогательного характера.

3.4. Значения средних допусков на составляющие звенья при расчете размерных цепей вероятностным методом ($P \approx 0{,}27$ %, $\lambda_i = 0{,}4$) [4]

Допуск исходного звена, мм	Средние значения допусков (мм) для числа составляющих звеньев																
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0,01	0,004	0,004	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,002	0,002	0,002							
0,02	0,008	0,007	0,007	0,006	0,006	0,005	0,005	0,005	0,005	0,004	0,004						
0,03	0,012	0,011	0,010	0,009	0,009	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007	0,006					
0,04	0,016	0,014	0,013	0,012	0,011	0,011	0,010	0,010	0,009	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007
0,05	0,020	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014	0,013	0,012	0,012	0,011	0,011	0,011	0,011	0,010	0,010	0,009	0,009
0,06	0,025	0,022	0,020	0,019	0,017	0,016	0,016	0,015	0,014	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012	0,011	0,011
0,07	0,029	0,025	0,024	0,022	0,020	0,019	0,018	0,017	0,017	0,016	0,015	0,015	0,014	0,014	0,014	0,013	0,013
0,08	0,033	0,029	0,027	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019	0,018	0,018	0,017	0,016	0,016	0,016	0,015	0,015
0,09	0,037	0,033	0,030	0,028	0,026	0,025	0,023	0,022	0,021	0,020	0,020	0,019	0,018	0,018	0,017	0,017	0,017
0,1	0,041	0,036	0,033	0,031	0,029	0,027	0,026	0,025	0,024	0,023	0,022	0,021	0,021	0,020	0,019	0,019	0,018
0,2	0,082	0,072	0,067	0,062	0,058	0,055	0,052	0,049	0,047	0,046	0,044	0,042	0,041	0,040	0,039	0,038	0,036
0,3	0,123	0,109	0,100	0,093	0,087	0,082	0,078	0,074	0,071	0,068	0,066	0,064	0,062	0,060	0,058	0,057	0,055
0,4	0,165	0,145	0,134	0,124	0,116	0,110	0,105	0,100	0,095	0,091	0,088	0,085	0,082	0,080	0,077	0,075	0,074
0,5	0,205	0,180	0,170	0,155	0,145	0,140	0,130	0,125	0,120	0,115	0,110	0,105	0,103	0,100	0,097	0,094	0,092
0,6	0,246	0,220	0,200	0,185	0,170	0,165	0,155	0,150	0,140	0,137	0,131	0,127	0,124	0,119	0,116	0,113	0,110
0,7	0,287	0,250	0,235	0,220	0,200	0,190	0,180	0,170	0,166	0,160	0,150	0,148	0,144	0,140	0,135	0,132	0,129
0,8	0,328	0,290	0,270	0,250	0,230	0,220	0,207	0,198	0,190	0,182	0,175	0,170	0,165	0,159	0,154	0,150	0,147
0,9	0,370	0,325	0,300	0,280	0,260	0,246	0,230	0,220	0,213	0,205	0,197	0,191	0,185	0,180	0,174	0,170	0,166
1,0	0,410	0,360	0,335	0,310	0,290	0,270	0,260	0,250	0,240	0,230	0,220	0,210	0,206	0,200	0,190	0,190	0,184
1,5	0,600	0,550	0,500	0,470	0,430	0,400	0,390	0,370	0,350	0,340	0,320	0,310	0,300	0,300	0,290	0,280	0,270
2,0	0,820	0,725	0,670	0,620	0,580	0,550	0,520	0,490	0,470	0,460	0,440	0,420	0,410	0,400	0,390	0,380	0,370
2,5	1,000	0,910	0,840	0,780	0,720	0,670	0,650	0,610	0,600	0,570	0,550	0,520	0,510	0,490	0,480	0,470	0,460
3,0	1,230	1,090	1,000	0,930	0,870	0,820	0,780	0,740	0,710	0,680	0,660	0,640	0,620	0,600	0,580	0,565	0,550
4,0	1,640	1,450	1,340	1,240	1,160	1,100	1,040	0,980	0,950	0,910	0,880	0,850	0,820	0,800	0,770	0,750	0,740
5,0	2,050	1,810	1,680	1,550	1,450	1,370	1,290	1,230	1,180	1,140	1,100	1,060	1,030	1,000	0,970	0,940	0,920

Вероятностный расчет размерных цепей применяется обычно при серийном и массовом производстве изделий. Существенным преимуществом этого метода расчета является возможное расширение полей допусков составляющих размеров.

2. Метод пригонки не рекомендуется применять, если имеется возможность использовать иные методы достижения заданной точности исходного звена. При этом методе для выполнения трудоемких сборочных, пригоночных работ требуется высококвалифицированный труд, работы трудно нормируются и механизируются и т. д. Разновидностью метода пригонки является совместная обработка сопрягаемых деталей, применяемая по необходимости там, где это определено конструкцией изделия (например, расстоянием между осями двух штифтов, входящих без зазора в две соединяемые этими штифтами планки).

3. Метод групповой взаимозаменяемости чаще применяют в размерных цепях высокой точности с небольшим числом составляющих звеньев. При использовании этого метода на составляющие звенья желательно устанавливать равные по величине допуски, кривые рассеяния размеров при обработке должны быть идентичны по форме и характеристикам, погрешности формы поверхностей деталей должны находиться в пределах групповых, а не производственных допусков.

4. Метод регулирования наиболее широко применяется в размерных цепях высокой точности с большим числом составляющих звеньев. При использовании метода регулирования заданная точность исходного звена может обеспечиваться не только при сборке, но и в процессе эксплуатации.

5. В необходимых случаях возможны сочетания различных методов достижения заданной точности исходных звеньев в изделии.

3.3. РАСЧЕТ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ МЕТОДОМ ПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Расчетные формулы

После составления основного уравнения размерной цепи (3.1) и решения его относительно A_Σ, т. е. после определения или проверки номинального значения замыкающего звена, его предельные размеры максимальные (с индексом max) и минимальные (с индексом min) можно определить по уравнениям:

$$A_{\Sigma\,\max} = \sum_{}^{m} A_{\text{ув}\,\max} - \sum_{}^{n} A_{\text{ум}\,\min}; \tag{3.6}$$

$$A_{\Sigma\,\min} = \sum_{}^{m} A_{\text{ув}\,\min} - \sum_{}^{n} A_{\text{ум}\,\max}. \tag{3.7}$$

Почленно вычитая из (3.6) выражение (3.7), получаем

$$A_{\Sigma\,\max} - A_{\Sigma\,\min} = \left(\sum_{}^{m} A_{\text{ув}\,\max} - \sum_{}^{m} A_{\text{ув}\,\min}\right) + \left(\sum_{}^{n} A_{\text{ум}\,\max} - \sum_{}^{n} A_{\text{ум}\min}\right). \tag{3.8}$$

При этом

$$A_{\Sigma\,\max} - A_{\Sigma\,\min} = T_\Sigma;$$

$$\sum_{}^{m} A_{\text{ув}\,\max} - \sum_{}^{m} A_{\text{ув}\,\min} = \sum_{}^{m} T_{\text{ув}};$$

$$\sum_{}^{n} A_{\text{ум}\,\max} - \sum_{}^{n} A_{\text{ум}\,\min} = \sum_{}^{n} T_{\text{ум}},$$

где T_Σ — допуск замыкающего звена; $T_{\text{ув}}$ — допуск увеличивающегося составляющего звена; $T_{\text{ум}}$ — допуск уменьшающего составляющего звена.

Тогда из выражения (3.8) найдем

$$T_\Sigma = \sum^{m+n} T_i, \tag{3.9}$$

где T_i — допуск i-го составляющего звена размерной цепи (увеличивающие и уменьшающие звенья).

Таким образом, *допуск замыкающего звена в линейных размерных цепях равен сумме допусков всех (увеличивающих и уменьшающих) звеньев.*

Анализируя формулу (3.9), можно наметить основные пути повышения точности замыкающего звена:

1) уменьшение допусков каждого из составляющих звеньев;

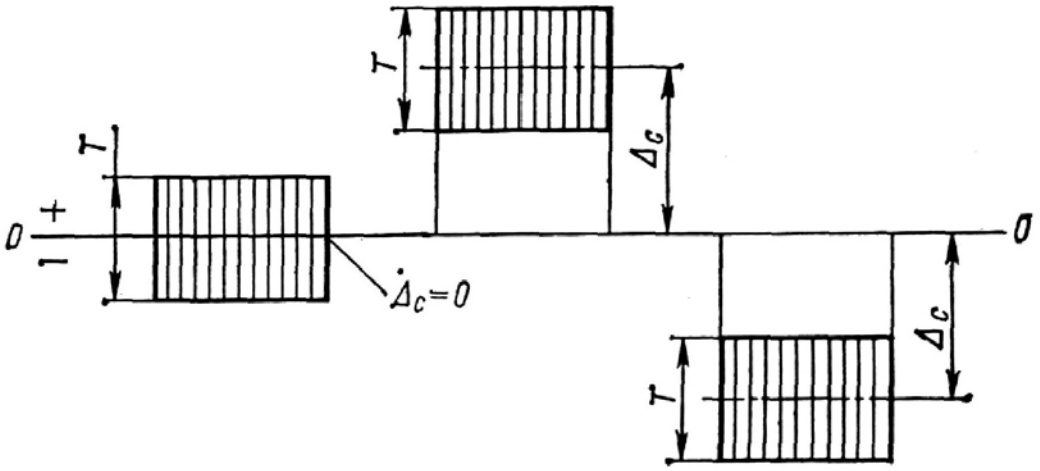


Рис. 3.11

2) сокращение числа звеньев в размерной цепи, т. е. уменьшение суммы $m + n$ (принцип «кратчайшей» цепи); чем меньше число составляющих, тем больше допуски на составляющие звенья при той же величине допуска на исходное (замыкающее) звено, тем меньше стоимость изготовления.

Как видно из формулы (3.9), при заданном малом допуске исходного звена можно принимать лишь незначительные по величине допуски составляющих звеньев, особенно при большом их числе.

При расчете размерных цепей оказывается удобным оперировать не предельными отклонениями ΔS (верхнее отклонение) и ΔI (нижнее отклонение), а средними отклонениями Δ_c (рис. 3.11)

$$\Delta_c = \frac{\Delta S + \Delta I}{2}. \tag{3.10}$$

Из выражений (3.6) и (3.7), определяющих зависимость между предельными размерами звеньев цепи, определим зависимость между их предельными отклонениями, для чего из выражений (3.6) и (3.7) вычтем последовательно выражение (3.2):

$$A_{\Sigma\,\max} - A_\Sigma = \left(\sum^{m} A_{\text{ув max}} - \sum^{m} A_{\text{ув}}\right) - \left(\sum^{n} A_{\text{ум min}} - \sum^{n} A_{\text{ум}}\right); \tag{3.11}$$

$$A_{\Sigma\,\min} - A_\Sigma = \left(\sum^{m} A_{\text{ув min}} - \sum^{m} A_{\text{ув}}\right) - \left(\sum^{n} A_{\text{ум max}} - \sum^{n} A_{\text{ум}}\right) \tag{3.12}$$

или

$$\Delta S_\Sigma = \sum^{m} \Delta S_{\text{ув}} - \sum^{n} \Delta I_{\text{ум}}; \tag{3.13}$$

$$\Delta I_\Sigma = \sum^{m} \Delta I_{\text{ув}} - \sum^{n} \Delta S_{\text{ум}}, \tag{3.14}$$

где ΔS_Σ, ΔI_Σ — верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена; $\Delta S_{ув}$, $\Delta I_{ув}$ — верхнее и нижнее отклонения увеличивающих звеньев; $\Delta S_{ум}$, $\Delta I_{ум}$ — верхнее и нижнее отклонения уменьшающих звеньев.

Сложив почленно выражения (3.13) и (3.14) и учитывая (3.10), получим

$$\Delta_{c\Sigma} = \sum_{}^{m} \Delta_{с.\,ув} - \sum_{}^{n} \Delta_{с.\,ум}, \tag{3.15}$$

где $\Delta_{c\Sigma}$ — среднее отклонение поля допуска замыкающего звена; $\Delta_{с.\,ув}$, $\Delta_{с.\,ум}$ — средние отклонения полей допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена можно находить также [кроме (3.13) и (3.14)] из выражений:

$$\Delta S_\Sigma = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2} T_\Sigma; \tag{3.16}$$

$$\Delta I_\Sigma = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} T_\Sigma. \tag{3.17}$$

Предельные размеры (максимальный и минимальный) замыкающего звена находят из выражений [см. также (3.6), (3.7)]:

$$A_{\Sigma max} = A_\Sigma + \Delta S_\Sigma; \tag{3.18}$$

$$A_{\Sigma min} = A_\Sigma + \Delta I_\Sigma, \tag{3.19}$$

где A_Σ — номинальный размер замыкающего звена, найденный из уравнения (3.2).

В формулах (3.13)—(3.19) и в дальнейшем во всех формулах значения отклонений входят со своими знаками (+ или —).

Прямая задача

При решении прямой задачи (формулировку задачи см. с. 16) известны предельные значения исходного звена (или эквивалентные величины — допуск, номинальный размер и среднее отклонение поля допуска) $[A_{\Sigma max}]$, $[A_{\Sigma min}]$ [1].

По заданной величине предельных размеров исходного звена выясняются: заданная величина его поля допуска

$$[T_\Sigma] = [A_{\Sigma\,max}] - [A_{\Sigma\,min}];$$

заданные значения его предельных отклонений при известном номинале $[A_\Sigma]$:

$$[\Delta S_\Sigma] = [A_{\Sigma max}] - [A_\Sigma];$$

$$[\Delta I_\Sigma] = [A_{\Sigma min}] - [A_\Sigma]$$

и заданное значение его среднего отклонения

$$[\Delta_{c\Sigma}] = \frac{[\Delta S_\Sigma] + [\Delta I_\Sigma]}{2}.$$

Далее, учитывая экономическую точность изготовления деталей по размерам, входящим в состав размерной цепи, допуск исходного звена $[T_\Sigma]$ распределяют между составляющими звеньями цепи.

Распределение допуска исходного звена между составляющими звеньями производят различными способами.

---

[1] Заданные значения параметров исходного звена в отличие от определяемых параметров замыкающего звена в дальнейшем указываются в квадратных скобках, например $[A_{\Sigma min}]$, $[A_{\Sigma max}]$, $[\Delta S_\Sigma]$, $[\Delta I_\Sigma]$, $[\Delta_{c\Sigma}]$ и т. д.

1. *Способ попыток* (пробных расчетов) заключается в том, что на составляющие звенья размерной цепи назначают экономически целесообразные допуски с учетом особенностей конструкции, опыта эксплуатации подобных изделий и т. д. и допуск замыкающего звена, вычисленный по формуле (3.9), сравнивают с допуском исходного звена $[T_\Sigma]$. При несовпадении сравниваемых величин вносят приемлемые с технологической точки зрения изменения в допуски T_i, проверяя выполнение неравенства

$$T_\Sigma \leqslant [T_\Sigma]. \tag{3.20}$$

2. При *способе равных допусков* допуски всех составляющих звеньев принимают одинаковыми

$$T_1 = T_2 = \cdots = T_i = \cdots = T_{m+n} = T_\text{с}. \tag{3.21}$$

Используя уравнение (3.9) и равенство (3.21), получим выражение (3.4) для расчета среднего допуска $T_\text{с}$. Полученный средний допуск $T_\text{с}$ корректируют для всех или некоторых составляющих звеньев в зависимости от их номинальных размеров, технологических особенностей изготовления, требований конструкции и т. д., проверяя при этом выполнение неравенства (3.20). Способ равных допусков рекомендуется для предварительного назначения допусков составляющих размеров (см. с. 17) с последующей их корректировкой или в тех размерных цепях, где составляющие размеры одного порядка и могут быть получены с примерно одинаковой экономической точностью.

3. При *способе одной степени точности* (квалитета) принимают, что все составляющие размеры выполнены с одной степенью точности (одного квалитета); допуск составляющих звеньев зависит только от номинального размера. Подставив зависимость $T = ai = a\left(0{,}45\sqrt[3]{D_\text{и}} + 0{,}001D_\text{и}\right)$ в формулу (3.9) и выполнив преобразования, получим выражение (3.5).

Вычисленные по формулам (3.5) значения $a_\text{с}$ сопоставляют с числом единиц по квалитетам (табл. 1.8, ч. 1), затем приближенно определяют среднюю степень точности (квалитет) составляющих звеньев цепи и их допуски. Допуски для охватывающих размеров рекомендуется, если это возможно, определять как для основного отверстия, а для охватываемых размеров — как для основного вала. Сумма допусков составляющих размеров должна отвечать неравенству (3.20).

Исходя из полученных таким образом допусков составляющих звеньев и предполагаемой технологии изготовления деталей по возможной финишной операции назначают предельные отклонения (ΔS, ΔI) и выясняют по выражению (3.10) средние отклонения $\Delta_\text{с}$ для каждого из составляющих звеньев цепи.

Далее по формуле (3.15) определяют среднее отклонение замыкающего звена $\Delta_{\text{с}\Sigma}$ и полученное его значение сравнивают с заданным $[\Delta_{\text{с}\Sigma}]$. При несовпадении сравниваемых величин в значения $\Delta_\text{с}$ ($\Delta_{\text{с. ув}}$; $\Delta_{\text{с. ум}}$) вносят некоторые изменения и по их новым значениям производят повторный расчет $\Delta_{\text{с}\Sigma}$, результаты которого вновь сравнивают с $[\Delta_{\text{с}\Sigma}]$. И так до совпадения сравниваемых величин.

Если подобные действия не приводят к решению, то в качестве исключения допустимо предельные отклонения назначать на все составляющие звенья цепи, кроме одного звена, называемого обычно *зависимым* (A_x).

Если зависимое звено выбрано из числа увеличивающих звеньев цепи, его отклонения определяются по следующим формулам:

$$\Delta_{\text{с}x\ \text{ув}} = \sum^{n} \Delta_{\text{с. ум}} - \sum^{m-1} \Delta_{\text{с. ув}} + [\Delta_{\text{с}\Sigma}]; \tag{3.22}$$

$$\left.\begin{aligned} \Delta S_{x\ \text{ув}} &= \Delta_{\text{с}x\ \text{ув}} + \frac{1}{2}T_x; \\ \Delta I_{x\ \text{ув}} &= \Delta_{\text{с}x\ \text{ув}} - \frac{1}{2}T_x. \end{aligned}\right\} \tag{3.23}$$

Если зависимое звено выбрано из числа уменьшающих звеньев цепи, его отклонения определяются по формулам:

$$\Delta_{cx\ ум} = \sum_{}^{m} \Delta_{с.\ ув} - \sum_{}^{n-1} \Delta_{с.\ ум} - [\Delta_{c\Sigma}]; \tag{3.24}$$

$$\left.\begin{aligned} \Delta S_{x\ ум} &= \Delta_{cx\ ум} + \frac{1}{2} T_x; \\ \Delta I_{x\ ум} &= \Delta_{cx\ ум} - \frac{1}{2} T_x. \end{aligned}\right\} \tag{3.25}$$

Правильность найденных отклонений зависимого звена может быть проверена по формуле

$$\Delta S_x - \Delta I_x = T_x, \tag{3.26}$$

где T_x был установлен при распределении допуска замыкающего звена.

3.5. Последовательность расчетов при решении прямой задачи методом полной взаимозаменяемости (по ГОСТ 16320—80)

Содержание этапа	Номер формулы
Формулировка задачи, выявление исходного звена, установление его номинального размера, предельных отклонений и значения допуска	—
Выявление составляющих звеньев цепи	—
Построение схемы размерной цепи и выявление уменьшающих и увеличивающих звеньев	—
Составление основного уравнения размерной цепи, расчет номинальных размеров составляющих звеньев	(3.2)
Расчет средней величины допуска или средней степени точности размеров составляющих звеньев	(3.4), (3.5)
Корректировка допусков и проверка правильности назначения допусков	(3.9), (3.20)
Назначение допускаемых отклонений на размеры составляющих звеньев цепи	—
Проверка правильности назначения предельных отклонений	(3.15), (3.16), (3.17)
Вычисление, если необходимо, предельных размеров замыкающего звена	(3.18), (3.19)

Так как рассчитанные предельные отклонения зависимого звена чаще всего не совпадают со стандартными, то в качестве зависимых рекомендуется выбирать такие звенья размерной цепи, которые наиболее просто изготовляются и измеряются универсальными средствами (например, размеры глубин, высот, толщин и пр.).

Найденные предельные отклонения всех составляющих звеньев указываются в рабочих чертежах деталей рассматриваемой размерной цепи.

Рекомендуемая последовательность расчетов при решении прямой задачи методом полной взаимозаменяемости приведена в табл. 3.5.

Обратная задача

При решении обратной задачи могут быть два варианта исходных данных (формулировку обратной задачи см. с. 16).

1. Заданы номинальные значения ($A_{ув}$, $A_{ум}$) и предельные отклонения ($\Delta S_{ув}$, $\Delta I_{ув}$, $\Delta S_{ум}$, $\Delta I_{ум}$) всех составляющих звеньев.

2. Заданы номинальные значения и предельные отклонения всех составляющих звеньев, а также предельные размеры $[A_{\Sigma\,max}]$, $[A_{\Sigma\,min}]$ исходного звена

(или эквивалентные им величины: номинальный размер $[A_\Sigma]$, предельные отклонения $[\Delta S_\Sigma]$, $[\Delta I_\Sigma]$).

В первом случае по исходным данным составляющих звеньев вычисляют предельные размеры замыкающего звена (номинальный размер, допуск, предельные отклонения).

Во втором случае по исходным данным составляющих звеньев вычисляют предельные размеры замыкающего звена $A_{\Sigma\,max}$, $A_{\Sigma\,min}$, а затем производят сравнение их с заданными значениями $[A_{\Sigma\,max}]$, $[A_{\Sigma\,min}]$ исходного звена. При этом:

$$\left.\begin{aligned} A_{\Sigma\,max} &\leqslant [A_{\Sigma max}]; \\ A_{\Sigma\,min} &\geqslant [A_{\Sigma\,min}]. \end{aligned}\right\} \qquad (3.27)$$

При невыполнении условий (3.27) необходимо скорректировать исходные величины составляющих звеньев, т. е. решить прямую задачу.

Если максимальный размер замыкающего звена существенно меньше заданного ($A_{\Sigma\,max} \ll [A_{\Sigma\,max}]$) и минимальный размер замыкающего звена существенно больше заданного ($A_{\Sigma\,min} \gg [A_{\Sigma min}]$), в таком случае возможно изменение исходных величин и увеличение допусков составляющих размеров. Рекомендуемая последовательность расчетов при решении обратной задачи методом полной взаимозаменяемости приведена в табл. 3.6.

3.6. Последовательность расчетов при решении обратной задачи методом полной взаимозаменяемости (по ГОСТ 16320—80)

Содержание этапа	Номер формулы
Постановка и формулирование задачи. Выделение замыкающего звена	—
Составление схемы размерной цепи и разбивка звеньев на увеличивающие и уменьшающие	—
Составление основного уравнения размерной цепи и расчет номинального размера замыкающего звена	(3.2)
Расчет среднего отклонения поля допуска замыкающего звена	(3.15)
Расчет величины поля допуска замыкающего звена. Если это необходимо, сопоставление с заданным значением	(3.9)
Определение предельных отклонений и предельных размеров замыкающего звена. Сопоставление, если это необходимо, с заданными значениями $[A_{\Sigma max}]$, $[A_{\Sigma min}]$	(3.16), (3.17), (3.18), (3.19)

Примеры расчетов

Пример 1. На рис. 3.12 показан узел крепления диска ротора *1* на валу *5*. Крутящий момент диску ротора передается через пальцы *4*, назначение которых состоит в том, чтобы защищать машину и двигатель от перегрузки. По служебному назначению устройства требуется, чтобы зазор между диском ротора и ступицей *3* был выдержан в пределах 0,1—0,3 мм. Ступица на валу крепится колпаком-гайкой *2*. Требуется определить допуски (отклонения) для всех размеров деталей, влияющих на величину указанного зазора (прямая задача, с. 16).

Задачу решаем в соответствии с рекомендуемой последовательностью расчетов при решении прямой задачи (см. табл. 3.5).

1. В данной задаче исходным звеном является зазор A_Σ. Принимаем номинальный размер этого зазора $A_\Sigma = 0$. Тогда, согласно заданию,

$$[A_{\Sigma max}] = 0{,}3 \text{ мм}; \quad [A_{\Sigma min}] = 0{,}1 \text{ мм};$$

$$[\Delta S_\Sigma] = +0{,}3 \text{ мм}; \quad [\Delta I_\Sigma] = +0{,}1 \text{ мм};$$

$$[\Delta_{c\Sigma}] = +0{,}2 \text{ мм}; \quad [T_\Sigma] = 0{,}2 \text{ мм}.$$

2. По рис. 3.12, *а* выделяем цепь размеров, влияющих на изменение замыкающего звена (в данном случае зазора A_Σ): A_1, A_2, A_3. Данную цепь можно

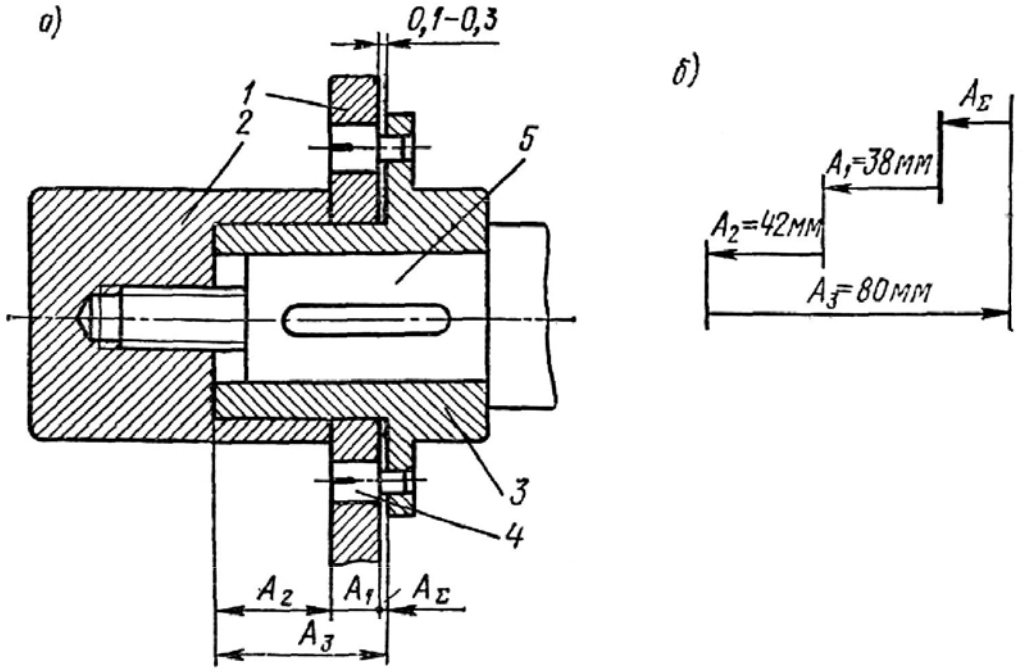


Рис. 3.12

считать состоящей из минимального числа составляющих звеньев (принцип кратчайшей цепи), так как оно равно числу деталей, участвующих своими размерами в размерной цепи.

3. Составляем схему размерной цепи (рис. 3.12, *б*). Увеличивающим является звено A_3, остальные звенья цепи — уменьшающие (с. 9).

4. Составляем уравнение размерной цепи по формуле (3.2) (линейная размерная цепь):

$$A_\Sigma = A_3 - (A_2 + A_1).$$

С учетом этого уравнения и принятого значения $A_\Sigma = 0$ назначаем номинальные размеры всех составляющих звеньев по конструктивным соображениям и расчетам на прочность: $A_1 = 38$ мм, $A_2 = 42$ мм; $A_3 = 80$ мм.

Номинальные размеры звеньев отмечаем на схеме размерной цепи (рис. 3.12, *б*) и производим проверку размеров по уравнению (3.2): $80 - 42 + 38 = 0 = [A_\Sigma]$. Следовательно, номинальные размеры составляющих звеньев назначены правильно.

В том случае, когда проверка дает неудовлетворительные результаты, в номинальные размеры одного или нескольких звеньев вносятся необходимые коррективы.

5. Рассчитаем допуски составляющих звеньев по способу одной степени точности (с. 25). По формуле (3.5) и табл. 3.3 определяем среднее число единиц допуска составляющих размеров

$$a_C = \frac{[T_\Sigma]}{\sum_1^3 (0{,}45\sqrt[3]{D_и} + 0{,}001D_и)} = \frac{200}{1{,}56 + 1{,}56 + 1{,}86} \approx 40.$$

По табл. 1.8, ч. 1 находим, что такое число единиц допуска соответствует примерно 9-му квалитету в ЕСДП. Примем, что в данных условиях такая точность целесообразна. Если же рассчитанная точность размеров не отвечает экономически рентабельным процессам обработки деталей, то необходимо или изменить конструкцию с целью уменьшения числа составляющих звеньев цепи, или применить другие методы достижения точности исходного звена.

3.7. Расчетная таблица к рис. 3.12

Обозначение звеньев	Возможная финишная технологическая операция	Размеры и отклонения, мм	Примечание
A_Σ	Сборка	$0^{+0,3}_{+0,1}$	По условию задачи
A_1	Токарная обработка	$38^{-0,170}_{-0,232}$	$38b9$
A_2	» »	$42 \pm 0,031$	$42 j_s 9$
A_3	» »	$80 \pm 0,037$	$80 j_s 9$

6. Таким образом, допуски составляющих размеров с учетом степени сложности изготовления принимаем: $T_1 = 0{,}062$ мм; $T_2 = 0{,}062$ мм; $T_3 = 0{,}074$ мм.

Проверяем правильность назначения допусков составляющих звеньев по уравнению (3.9):

$$T_\Sigma = 0{,}062 + 0{,}062 + 0{,}074 = 0{,}198 \text{ мм} < [T_\Sigma].$$

7. Назначаем допускаемые отклонения на все составляющие размеры исходя из экономической точности изготовления по возможной финишной операции.

Для ступенчатых размеров звеньев A_2 и A_3 назначаем симметричные отклонения, т. е. $\Delta_{C2} = \Delta_{C3} = 0$. Тогда среднее отклонение поля допуска $A_1 = A_x$ (3.24)

$$\Delta_{C1} = \Delta_{Cx} = 0 - 0 - [+0{,}2] = -0{,}2 \text{ мм}.$$

Предельные отклонения $A_1 = A_x$ (3.25):

$$\Delta S_1 = \Delta S_x = -0{,}2 + \frac{1}{2} 0{,}062 = -0{,}169;$$

$$\Delta I_1 = \Delta I_x = -0{,}2 - \frac{1}{2} 0{,}062 = -0{,}231.$$

Полученные отклонения близки к $38b9 \begin{pmatrix} -0{,}170 \\ -0{,}232 \end{pmatrix}$; $\Delta_{C1} = -0{,}201$ мм.

Принятые размеры и отклонения заносим в табл. 3.7.

8. Правильность назначения предельных отклонений проверяем по формулам (3.15), (3.16), (3.17):

$$\Delta S_\Sigma = \Delta_{c3} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2}) + \frac{1}{2} T_\Sigma = 0 - (-0{,}201 + 0) + \frac{1}{2} 0{,}198 = 0{,}3 \text{ мм};$$

$$\Delta I_\Sigma = \Delta_{c3} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2}) - \frac{1}{2} T_\Sigma = 0 - (-0{,}201 + 0) - \frac{1}{2} 0{,}198 =$$

$$= 0{,}102 \approx 0{,}1 \text{ мм},$$

т. е. предельные отклонения составляющих звеньев назначены правильно.

Пример 2. На рис. 3.13, *а* показана часть механизма специального транспортера.

Зубчатое колесо *1* вращается вместе с валом *2* в подшипниках *3*, закрепленных в планках кронштейна *4*. Необходимо, чтобы зазор между зубчатым колесом

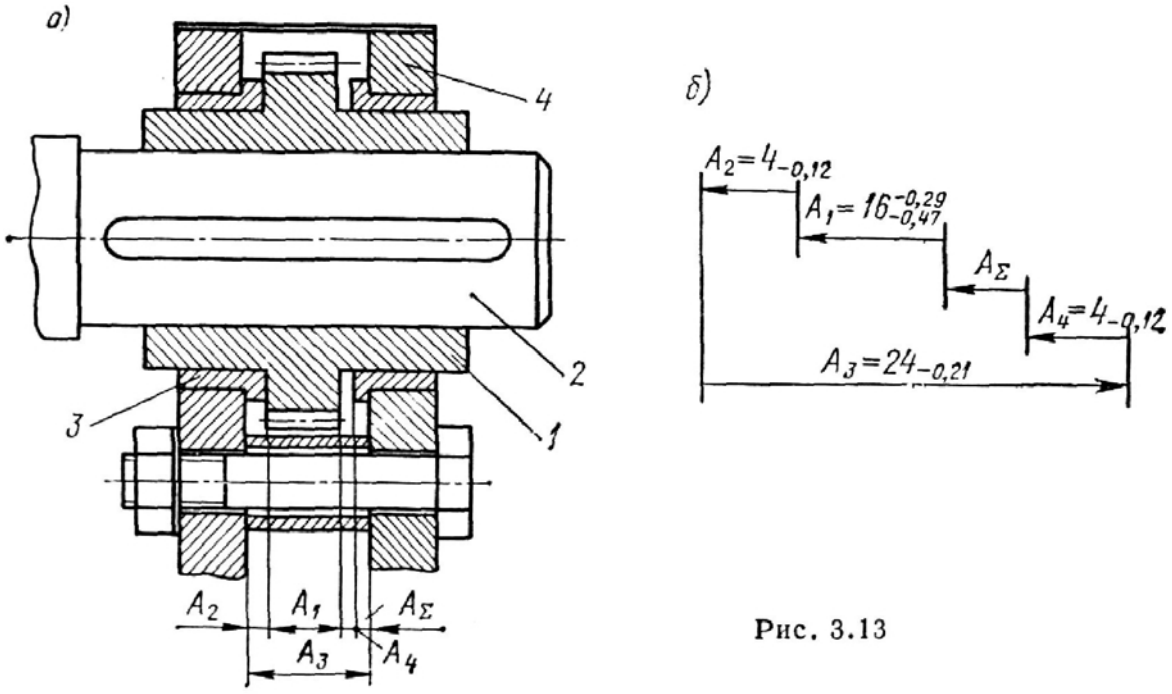


Рис. 3.13

и подшипниками был в пределах 0,05—0,75 мм (возможность свободного вращения и недопустимость большого осевого смещения). Требуется проверить возможность получения при сборке механизма зазора в заданных пределах: $[A_{\Sigma max}] = 0{,}75$ мм, $[A_{\Sigma min}] = 0{,}05$ мм, если детали на сборку поступают с отклонениями $A_1 = 16^{-0,29}_{-0,47}$; $A_2 = 4_{-0,12}$; $A_3 = 24_{-0,21}$; $A_4 = 4_{-0,12}$.

Последовательность расчета принимаем по табл. 3.6 (обратная задача).

1. Замыкающим звеном является в данном случае зазор A_Σ.

2. Составляем схему размерной цепи (рис. 3.13, *б*) и убеждаемся (см. с. 9), что увеличивающим звеном является A_3, уменьшающими звеньями — A_1, A_2, A_4.

3. Составляем основное уравнение размерной цепи (3.2)

$$A_\Sigma = A_3 - (A_1 + A_2 + A_4).$$

Номинальный размер замыкающего звена равен

$$A_\Sigma = 24 - (4 + 16 + 4) = 0.$$

4. По уравнению (3.10) рассчитываем средние отклонения полей допусков составляющих звеньев:

$$\Delta_{c1} = \frac{(-0{,}29) + (-0{,}47)}{2} = -0{,}38 \text{ мм};$$

$$\Delta_{c2} = \Delta_{c4} = \frac{0 + (-0{,}12)}{2} = -0{,}06 \text{ мм};$$

$$\Delta_{c3} = \frac{0 + (-0{,}21)}{2} = -0{,}105 \text{ мм}.$$

Среднее отклонение замыкающего звена вычисляем по формуле (3.15)

$$\Delta_{c\Sigma} = \Delta_{c3} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2} + \Delta_{c4}) = -0{,}105 - (-0{,}38 - 0{,}06 - 0{,}06) = +0{,}395.$$

5. Допуск замыкающего звена находим по формуле (3.9)

$$T_\Sigma = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 = 0{,}18 + 0{,}12 + 0{,}21 + 0{,}12 = 0{,}63 \text{ мм}.$$

Допуск исходного звена $[T_\Sigma] = [A_{\Sigma\max}] - [A_{\Sigma\min}] = 0{,}75 - 0{,}05 = 0{,}70$ мм.

Допуски составляющих звеньев можно оставить без изменения, так как $T_\Sigma = 0{,}63 < [T_\Sigma] = 0{,}70$ мм.

6. Предельные размеры замыкающего звена вычисляем по формулам (3.16) и (3.17):

$$\Delta S_\Sigma = A_{\Sigma\max} = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2} T_\Sigma = +0{,}395 + \frac{1}{2} 0{,}63 = +0{,}71 \text{ мм};$$

$$\Delta I_\Sigma = A_{\Sigma\min} = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} T_\Sigma = +0{,}395 - \frac{1}{2} 0{,}63 = +0{,}08 \text{ мм}.$$

Сравниваем полученные результаты с заданными:

$$A_{\Sigma\min} = 0{,}08 \text{ мм} > [A_{\Sigma\min}] = 0{,}05 \text{ мм};$$

$$A_{\Sigma\max} = 0{,}71 \text{ мм} < [A_{\Sigma\max}] = 0{,}75 \text{ мм}.$$

Следовательно, изменения предельных отклонений размеров составляющих звеньев не требуется.

3.4. РАСЧЕТ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ РАССЕЯНИЯ РАЗМЕРОВ ДЕТАЛЕЙ

Закон рассеяния устанавливает зависимость между числовыми значениями случайной величины (размеры детали) и частостью их появления y (плотностью вероятности p). Эмпирическую совокупность распределения размеров деталей в партии приблизительно можно описать соответствующим теоретическим законом рассеяния.

В теории размерных цепей наиболее часто применяются следующие основные законы рассеяния размеров деталей: нормальный закон, закон равной вероятности, закон треугольника, а также закон Максвелла и модуля разности нормально распределенных величин.

Нормальный закон (закон Гаусса)

Это наиболее часто встречающийся и применяемый в технических приложениях теоретический закон рассеяния случайных погрешностей. Характеризует рассеяние линейных и угловых размеров деталей при обработке их на настроенных станках (особенно станках-автоматах), если соблюдаются на производстве определенные условия (стабильность работы оборудования и приспособлений, несущественный износ режущего инструмента и др.).

Теоретическая кривая плотности вероятности (распределения размеров) нормального закона (рис. 3.14, кривая *1*) определяется уравнением

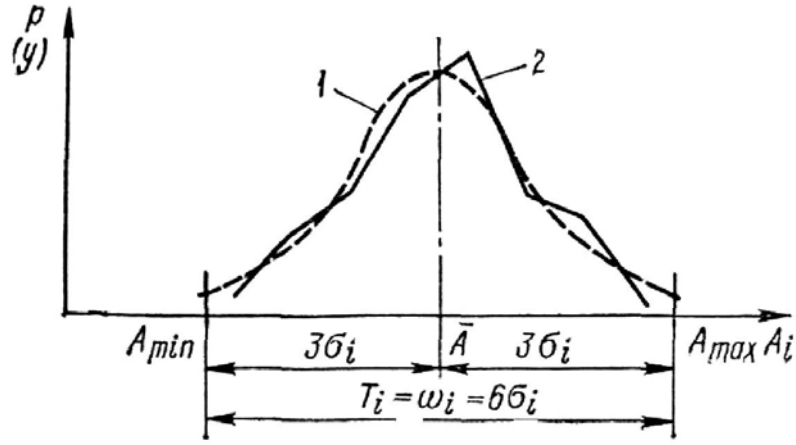


Рис. 3.14

$$p(y) = \frac{1}{\sigma_i \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{[A_i - M(A_i)]^2}{2\sigma_i^2}} \qquad (3.28)$$

где p — плотность вероятности (частость появления y) случайной величины (определенного размера); A_i — текущее значение случайной величины (размер); $M(A_i) \approx \bar{A}$ — математическое ожидание случайной величины, приблизительно равное среднему арифметическому значению размера; σ_i — среднее квадратичное отклонение случайной величины (размера).

Применительно к размерам деталей среднее арифметическое значение

$$\bar{A} = \sum_1^n A_{iд}/n \approx M(A_i), \qquad (3.29)$$

где $A_{iд}$ — действительные размеры (диаметры, длины), деталей (на рис. 3.14 кривая рассеяния *2* построена по действительным размерам деталей); n — число деталей в партии.

Среднее квадратичное отклонение, характеризующее рассеяние или разброс размеров, определяется выражением [1]

$$\sigma_i = \sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} [A_i - M(A_i)]^2 \, pdA} \approx \sqrt{\frac{\sum_1^n (A_i - \bar{A})^2}{n}}. \qquad (3.30)$$

За величину поля рассеяния принимают зону

$$\omega_i = \pm 3\sigma_i = 6\sigma_i. \qquad (3.31)$$

В пределах этой зоны будет находиться приблизительно 99,73 % деталей из партии и 0,27 % всех деталей будут иметь размеры, большие, чем $A_{max} = \bar{A} + 3\sigma$, и меньшие, чем $A_{min} = \bar{A} - 3\sigma$.

В общем случае поле (зона) рассеяния ω_i может не совпадать с полем допуска T_i. Как показано на рис. 3.14, $T_i = \omega_i$.

[1] При малых n ($n < 25$) в знаменатель дроби ставят $n - 1$.

Закон равной вероятности

Рассеяние размеров детали может быть приблизительно описано законом равной вероятности, если среди причин, вызывающих производственные погрешности, имеется одна, резко доминирующая по силе воздействия и равномерно изменяющаяся во времени (например, влияние равномерного значительного износа режущего инструмента или нагрева).

Плотность вероятности (частость появления размера) является в этом случае постоянной величиной (рис. 3.15)

$$p = \frac{1}{A_{\max} - A_{\min}} = \frac{1}{\omega}.$$

Математическое ожидание

$$M(A) = \frac{A_{\max} + A_{\min}}{2} \approx \overline{A}. \qquad (3.32)$$

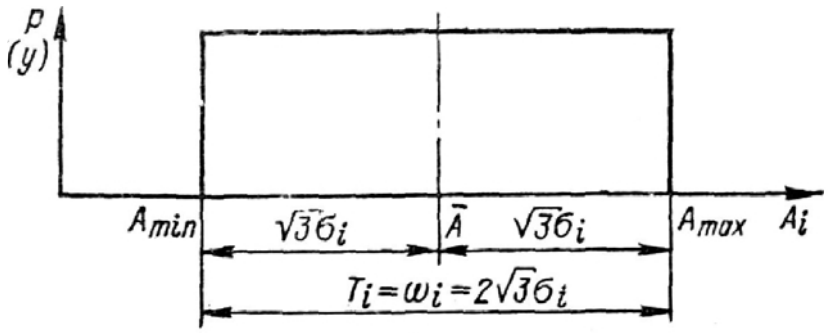


Рис. 3.15

Среднее квадратичное отклонение

$$\sigma_i = \sqrt{\int_{A_{\min}}^{A_{\max}} [A_i - M(A)]^2 \, p \, dA} = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{2\sqrt{3}} = \frac{\omega_i}{2\sqrt{3}}. \qquad (3.33)$$

При $\omega_i = T_i$ (рис. 3.15)

$$\sigma_i = \frac{T_i}{2\sqrt{3}}. \qquad (3.34)$$

Закон треугольника (Симпсона)

Закон треугольника может возникать при суммировании (сочетании) двух независимых случайных величин, распределение размеров которых подчиняется закону равной вероятности. Иногда этот закон применяется как упрощенное теоретическое описание кривых рассеяния, построенных по действительным размерам.

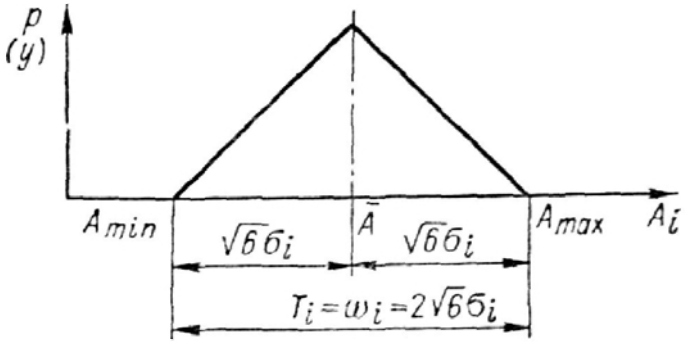


Рис. 3.16

Зависимость плотности вероятности (частости появления размера) имеет вид, показанный на рис. 3.16.

Математическое ожидание размера

$$M(A) = \frac{A_{\max} + A_{\min}}{2} \approx \overline{A}, \qquad (3.35)$$

Среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_i = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{2\sqrt{6}} = \frac{\omega_i}{2\sqrt{6}}. \qquad (3.36)$$

При $\omega_i = T_i$ (рис. 3.16)

$$\sigma_i = \frac{T_i}{2\sqrt{6}}. \qquad (3.37)$$

Нормальный закон распределения, законы равной вероятности и треугольника применяются при практических расчетах размерных цепей наиболее часто. Иногда используются также законы распределения эксцентриситета (несоосность цилиндрических номинально соосных поверхностей, непараллельность плоскостей и др.), закон модуля разности (несимметричность поверхностей, имеющих общую плоскость симметрии, отклонения расстояний от оси цилиндрической поверхности до базовой плоскости и т. д.) и другие законы [1, 6, 15].

Расчетные формулы

Для получения основных расчетных зависимостей вероятностного метода используют теоремы о математических ожиданиях и дисперсиях [3, 6].

Применяя теорему о математическом ожидании суммы случайных величин, получаем

$$M(A_\Sigma) = \sum_{1}^{m+n} M(A_i), \tag{3.38}$$

где $M(A_\Sigma)$, $M(A_i)$ — математические ожидания размеров (или их отклонений) соответственно замыкающего звена и i-го составляющего звена.

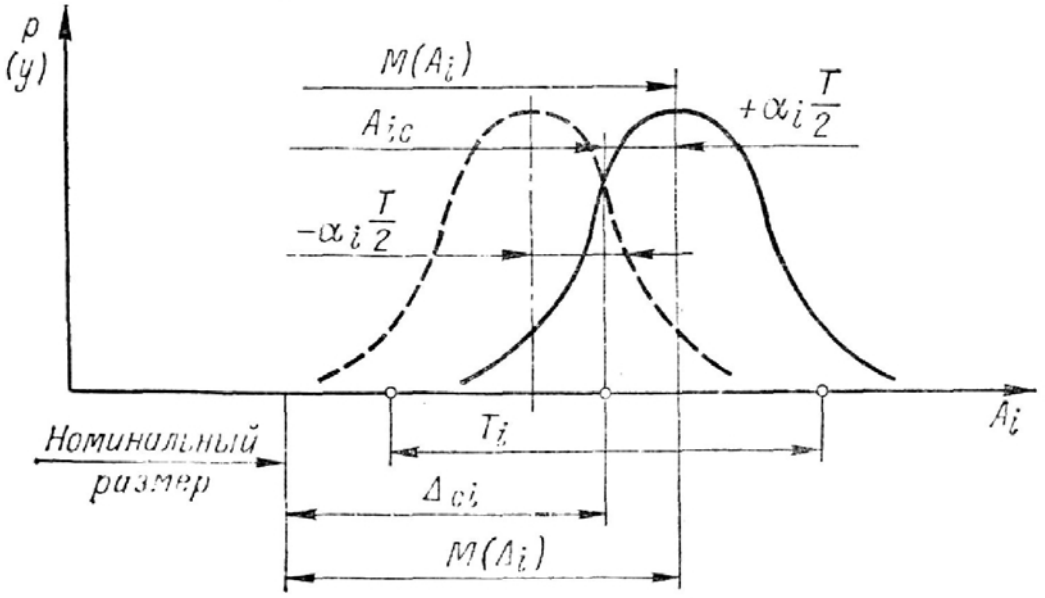


Рис. 3.17

При изготовлении деталей математическое ожидание (средний арифметический размер в партии) может не совпадать с серединой поля допуска. Величина такого несовпадения, выраженная в долях половины поля допуска (рассеяния) T_i, называется коэффициентом относительной асимметрии α_i [2] (рис. 3.17):

$$\alpha_i = \frac{M(A_i) - A_{ic}}{T_i/2} = \frac{M(\Delta_i) - \Delta_{ci}}{T_i/2}, \tag{3.39}$$

где $M(A_i)$ — математическое ожидание, средний арифметический размер i-го звена; A_{ic} — размер, соответствующий середине поля допуска; $M(\Delta_i)$ — координата математического ожидания; Δ_{ci} — координата середины поля допуска, среднее отклонение звена.

Подставив преобразованное относительно $M(A_i)$ и $M(\Delta_i)$ выражение (3.39) в (3.38), получим зависимость между средними ($A_{c\Sigma}$, $A_{с.\,ув}$, $A_{с.\,ум}$) размерами, соответствующими серединам полей допусков:

$$A_{c\Sigma} + \alpha_\Sigma \frac{T_\Sigma}{2} = \sum^{m} \left(A_{с.\,ув} + \alpha_{ув} \frac{T_{ув}}{2} \right) - \sum^{n} \left(A_{с.\,ум} + \alpha_{ум} \frac{T_{ум}}{2} \right), \tag{3.40}$$

и зависимость между средними отклонениями замыкающего звена $\Delta_{c\Sigma}$ и составляющих звеньев ($\Delta_{с.\,ув}\Delta_{с.\,ум}$)

$$\Delta_{c\Sigma}+\alpha_{\Sigma}\frac{T_{\Sigma}}{2}=\sum^{m}\left(\Delta_{с.\,ув}+\alpha_{ув}\frac{T_{ув}}{2}\right)-\sum^{n}\left(\Delta_{с.\,ум}+\alpha_{ум}\frac{T_{ум}}{2}\right). \quad (3.41)$$

Используя теорему о дисперсии $D(x_i)$ [1] суммы независимых случайных величин, можно написать

$$\sigma_{\Sigma}^2=\sum_{1}^{m+n}\sigma_i^2. \quad (3.42)$$

Для перехода от средних квадратичных отклонений к допускам или полям рассеяния используют коэффициенты относительного рассеяния k_i [2] и λ_i [12].

Коэффициент k_i, равный (при $\omega_i = T_i$)

$$k_i = 6\sigma_i/T_i, \quad (3.43)$$

характеризует степень отличия данного закона рассеяния размеров от нормального (рис. 3.14), для которого допуск или поле рассеяния равняются $6\sigma_i$, и, следовательно, $k_i = 1$.

Коэффициент относительного рассеяния λ_i, являющийся относительным средним квадратичным отклонением, равен (при $\omega_i = T_i$)

$$\lambda_i = 2\sigma_i/T_i. \quad (3.44)$$

Коэффициенты λ_i и k_i равны:

для нормального закона при $T_i = 6\sigma_i$ [см. (3.31)]

$$\lambda_i=\frac{2\sigma_i}{T_i}=\frac{2\sigma_i}{6\sigma_i}=\frac{1}{3};$$

$$k_i=\frac{6\sigma_i}{T_i}=\frac{6\sigma_i}{6\sigma_i}=1;$$

для закона равной вероятности при $T_i = 2\sqrt{3}\sigma_i$ [см. (3.34)]

$$\lambda_i=\frac{2\sigma_i}{T_i}=\frac{2\sigma_i}{2\sqrt{3}\sigma_i}=\frac{1}{\sqrt{3}};$$

$$k_i=\frac{6\sigma_i}{T_i}=\frac{6\sigma_i}{2\sqrt{3}\sigma_i}=\sqrt{3};$$

для закона треугольника при $T_i = 2\sqrt{6}\sigma_i$ [см. (3.37)]

$$\lambda_i=\frac{2\sigma_i}{T_i}=\frac{2\sigma_i}{2\sqrt{6}\sigma_i}=\frac{1}{\sqrt{6}};$$

$$k_i=\frac{6\sigma_i}{T_i}=\frac{6\sigma_i}{2\sqrt{6}\sigma_i}=\frac{\sqrt{6}}{2}.$$

В связи с тем что в государственных стандартах по размерным цепям (ГОСТ 16319—80, ГОСТ 16320—80, ГОСТ 19415—74, ГОСТ 19416—74) используется коэффициент λ_i, в дальнейшем в формулах и примерах расчетов употребляется только коэффициент относительного рассеивания λ_i. В случае необходимости применения коэффициента k_i, систематизация экспериментальных

[1] Дисперсия $D(x_i) = \sigma_i^2$ — наиболее употребительная мера рассеяния.

значений которого дана в [4, табл. 5], соответствующие расчетные формулы могут быть взяты в [4] или получены непосредственно по приведенной методике

Как следует из выражений (3.43) и (3.44), коэффициенты λ_i и k_i связаны простой зависимостью

$$\lambda_i = k_i/3. \tag{3.45}$$

Подставив преобразованное относительно σ_i выражение (3.44) в (3.42), получим

$$T_\Sigma = \frac{1}{\lambda_\Sigma}\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2}. \tag{3.46}$$

Рассеяние размеров замыкающего звена (см. с. 37) часто можно считать подчиняющимся нормальному закону, для которого (см. с. 35) $\lambda_\Sigma = \frac{1}{3}$. С учетом сказанного выражение (3.46) запишем в виде

$$T_\Sigma = 3\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2}. \tag{3.47}$$

При нормальном законе рассеяния размеров замыкающего звена 99,73 % размеров этого звена заключено в пределах поля допуска T_Σ, вычисленного по (3.47) или (3.46), т. е. процент риска P составляет всего 0,27. Если для каких-либо конкретных условий производства допустим иной процент выхода размера замыкающего звена за пределы его допуска, последний подсчитывается по формуле

$$T_\Sigma = t\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2}, \tag{3.48}$$

где t — коэффициент, зависящий от процента риска P [1] и принимаемый по табл. 3.8.

3.8. Значение коэффициента t при нормальном распределении размеров замыкающего звена для различных процентов риска P [4, 12]

P, %	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1	2	3	5	10	32
t	3,89	3,48	3,29	3	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

Формулу (3.48) используют при расчете многозвенных размерных цепей, а также любых размерных цепей, рассеяние размеров составляющих звеньев которых подчиняется нормальному закону.

Формулу (3.46) используют при расчете малозвенных цепей, в которых число составляющих звеньев менее шести и погрешности размеров которых распределены по закону, отличному от нормального ($\lambda_i \neq 1/3$).

---

[1] Процент риска справедлив, если математическое ожидание размера замыкающего звена совпадает с размером, соответствующим середине поля допуска (рассеяния), т. е. $\alpha_\Sigma = 0$.

Значения коэффициентов α_i и λ_i

Численные значения α_i и λ_i зависят от условий и масштаба производства и различны для разных категорий размеров, технологических операций и методов обработки.

В табл. 3.9 приведены для трех категорий размеров ориентировочные значения коэффициентов α_i и λ_i, принятые по материалам [4, 7]. (При этом зна-

3.9. Значения коэффициентов α_i и λ_i [4, 7]

Категории размеров	α_i	λ
Охватывающие	$(+0{,}25) \div (-0{,}25)$	0,37—0,47
Охватываемые	$(+0{,}3) \div (-0{,}2)$	0,33—0,47
Ступенчатые (уступы)	$(+0{,}2) \div (-0{,}2)$	0,33—0,47

Примечания: 1. Значения α_i рекомендуется принимать для охватывающих размеров отрицательные, для охватываемых — положительные, для ступенчатых — равные нулю. 2. Значения λ_i рекомендуется принимать при более жестких допусках (T_i) ближе к верхнему пределу, а при расширенных допусках — ближе к нижнему пределу.

чения k_i пересчитаны на λ_i.) Рекомендации по выбору численных значений этих коэффициентов приведены в примечаниях к таблице.

При предварительных расчетах коэффициенты λ_i принимаются равными:

$$\lambda_i = \frac{1}{\sqrt{3}} \approx 0{,}577 \quad \left(\lambda_i^2 = \frac{1}{3}\right),$$

если при расчете ничего не известно о характере кривой рассеяния размеров детали (для изделий мелкосерийного и индивидуального производства);

$$\lambda_i = \frac{1}{\sqrt{6}} \approx 0{,}408 \quad \left(\lambda_i^2 = \frac{1}{6}\right),$$

если предполагается, что рассеяние размеров близко к закону треугольника,

$$\lambda_i = \frac{1}{3} \approx 0{,}333 \quad \left(\lambda_i^2 = \frac{1}{9}\right),$$

если предполагается, что кривая рассеяния будет иметь нормальный характер (для изделий крупносерийного и массового производства).

При производственных расчетах фактические значения α_i и λ_i определяются экспериментально по результатам анализа точности технологических процессов. Методика определения оценок α_i, λ_i, а также ω_i приведена в ГОСТ 19416—74. Если расчетные и фактические значения α_i, λ_i и поля рассеяния ω_i (при $\omega_i \neq T_i$) не совпадают, то следует произвести корректировку принятых при расчетах по формулам (3.40), (3.41), (3.46), (3.47) допусков составляющих размеров с целью обеспечения заданной точности исходного звена.

Значения коэффициентов α_Σ и λ_Σ

Коэффициенты α_Σ и λ_Σ обычно рассчитываются для малозвенных размерных цепей с числом звеньев менее шести. Методы расчета α_Σ и λ_Σ установлены ГОСТ 19415—74.

Коэффициент относительной асимметрии замыкающего звена можно принимать $\alpha_\Sigma = 0$ при одном из следующих условий:

1) если законы рассеяния составляющих звеньев симметричны (т. е. $\alpha_i = 0$);

2) если число составляющих звеньев с однородными по величине допусками и любыми законами рассеяния не менее пяти.

Коэффициент относительного рассеяния замыкающего звена можно принимать $\lambda_\Sigma = 1/3$ [и использовать для расчетов формулу (3.48)] при одном из следующих условий:

1) если законы рассеяния составляющих звеньев нормальные (гауссовые), т. е. $\lambda_i = 1/3$;

2) если число составляющих звеньев с однородными по величине допусками и любыми симметричными законами рассеяния не менее пяти;

3) если число составляющих звеньев с однородными по величине допусками и любыми одновершинными законами рассеяния не менее восьми.

Если отсутствуют перечисленные условия, коэффициенты α_Σ и λ_Σ можно приблизительно определять по формулам (при $\omega_i = T_i$):

$$\alpha_\Sigma = \frac{0{,}59\left(\sum_{1}^{m} \alpha_{\text{ув}} T_{\text{ув}} - \sum_{1}^{n} \alpha_{\text{ум}} T_{\text{ум}}\right)}{\sum_{1}^{m+n} T_i}; \qquad (3.49)$$

$$\lambda_\Sigma = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{\sum_{1}^{m+n} T_i}\left(3\sqrt{\sum_{1}^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2} - \sqrt{\sum_{1}^{m+n} T_i^2}\right). \qquad (3.50)$$

Ошибка рассчитанных по формулам (3.49), (3.50) коэффициентов с вероятностью 0,98 не более 0,05 для α_Σ и 0,08 для λ_Σ.

Пример. Размерная цепь состоит из трех составляющих звеньев со следующими условно принятыми характеристиками:

увеличивающее звено A_1; $T_1 = 0{,}054$; $\alpha_1 = +0{,}1$; $\lambda_1 = 0{,}410$;

уменьшающее звено A_2; $T_2 = 0{,}1$; $\alpha_2 = +0{,}18$; $\lambda_2 = 0{,}371$;

уменьшающее звено A_3; $T_3 = 0{,}072$; $\alpha_3 = -0{,}2$; $\lambda_3 = 0{,}473$.

Определим α_Σ и λ_Σ. По формулам (3.49) и (3.50)

$$\alpha_\Sigma = \frac{0{,}59\,[0{,}1 \cdot 0{,}054 - 0{,}18 \cdot 0{,}1 - (-0{,}2) \cdot 0{,}072]}{0{,}054 + 0{,}1 + 0{,}072} = -0{,}0047 \approx 0;$$

$$\lambda_\Sigma = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{0{,}054 + 0{,}1 + 0{,}072} \times$$

$$\times \left(3\sqrt{0{,}41^2 \cdot 0{,}054^2 + 0{,}371^2 \cdot 0{,}1^2 + 0{,}473^2 \cdot 0{,}072^2} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{0{,}054^2 + 0{,}1^2 + 0{,}072^2}\right) \approx 0{,}357.$$

При числе звеньев в цепи не менее пяти и однородных по величине допусках замыкающее звено практически подчиняется нормальному или близкому к нему закону рассеяния. Тогда в формулах (3.40), (3.41) принимают $\alpha_\Sigma = 0$ и используют для расчета допуска замыкающего звена T_Σ формулу (3.48), принимая $\lambda_\Sigma = 1/3$ (при $P = 0{,}27\ \%$).

Прямая задача

При решении задачи (формулировку прямой задачи см. на с. 16) по известным предельным размерам исходного звена $[A_{\Sigma\max}]$, $[A_{\Sigma\min}]$ [1] выясняются $[T_\Sigma]$, $[\Delta S_\Sigma]$, $[\Delta I_\Sigma]$, $[\Delta_{c\Sigma}]$ аналогично изложенному на с. 24. Далее допуск исходного звена $[T_\Sigma]$ распределяют между составляющими звеньями цепи, добиваясь выполнения неравенства (3.20).

Распределение допуска исходного звена выполняют способами попыток, равных допусков, одной степени точности, характеристика и рекомендации к применению которых аналогичны изложенным для метода полной взаимозаменяемости (с. 25), а также способом экономического обоснования.

При способе равных допусков средний (равный) допуск составляющих размеров вычисляют по формуле [полученной из (3.48) при условии (3.21)]

$$T_c = \frac{[T_\Sigma]}{t\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_1^2}}. \tag{3.51}$$

Для приближенных расчетов используют формулу

$$T_c = \frac{[T_\Sigma]}{t\lambda_c\sqrt{m+n}}, \tag{3.52}$$

где λ_c — среднее значение коэффициентов относительного рассеяния составляющих звеньев.

При способе одной степени точности средний квалитет допусков составляющих звеньев в единицах допуска определяют по формуле [2] [полученной из (3.48) при условии $a_1 = \ldots a_i \ldots = a_{m+n} = a_c$]

$$a_c = \frac{[T_\Sigma]}{t\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 i^2}} = \frac{[T_\Sigma]}{t\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 \left(0{,}45\sqrt[3]{D_и} + 0{,}001D_и\right)^2}}, \tag{3.53}$$

где $[T_\Sigma]$ — допуск исходного звена, мкм; $i = 0{,}45\sqrt[3]{D_и} + 0{,}001D_и$ ($D_и$, мм) — единица допуска для интервалов размеров до 500 мм, 5—16 квалитетов, принимаемая по табл. 3.3.

Если отклонения составляющих размеров необходимо проставлять в системе ОСТа, то при этом способе средний класс точности размеров в числах единиц допуска вычисляют по формуле [2]

$$a_c = \frac{2[T_\Sigma]}{t\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 \left(\sqrt[3]{D_c}\right)^2}}, \tag{3.54}$$

где D_c — среднее арифметическое значение интервала размеров, в который входит данный составляющий размер.

При способе экономического обоснования допуски составляющих размеров назначаются таким образом, чтобы сумма стоимостей изготовления деталей,

---

[1] См. сноску на с. 24.
[2] См. сноску на с. 17.

размеры которых являются звеньями цепи, была наименьшей при выполнении (3.20). Для расчета допусков по этому способу необходимо располагать данными о затратах на обработку деталей с различными степенями точности.

Способ сложен и трудоемок, оправдывает себя в автоматизированном и массовом производстве, где затраты на расчет допусков окупятся экономией, полученной при изготовлении изделий.

Расчет допусков при данном способе может быть выполнен с использованием вычислительных машин. Находят такие комбинации значений допусков составляющих звеньев, при которых

$$\sum_{il} S_{il} \to \min, \tag{3.55}$$

где S_{il} — стоимость обработки детали (i-го звена) по варианту l (с определенной степенью точности). Подробнее о способе экономического обоснования допусков см. [4].

После определения допусков и предполагаемой технологии изготовления назначают предельные отклонения (ΔS_i; ΔI_i), выявляют значения коэффициентов α_Σ и λ_Σ и определяют T_Σ и $\Delta_{c\Sigma}$ по формулам (3.41), (3.48) или (3.46). При необходимости значения коэффициентов α_Σ, λ_Σ определяют по формулам (3.49), (3.50). Полученные значения $\Delta_{c\Sigma}$ и T_Σ сравнивают с исходными $[\Delta_{c\Sigma}]$, $[T_\Sigma]$ и при их несовпадении поступают аналогично изложенному на с. 25.

Если получающийся допуск замыкающего звена $T_\Sigma \neq [T_\Sigma]$ (или фактические отклонения некоторых составляющих размеров не соответствуют расчетным, $\omega_i \neq T_i$), то рекомендуется определить возможный процент риска P и оценить его приемлемость. Для этого рассчитывают коэффициент t

$$t = \frac{[T_\Sigma]}{\sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2}} \tag{3.56}$$

и по табл. 3.8 определяют P.

При несовпадении сравниваемых величин $\Delta_{c\Sigma}$ и $[\Delta_{c\Sigma}]$ допустимо в качестве исключения (если поиск стандартных отклонений ΔS_i и ΔI_i не приводит к решению) предельные отклонения назначать на все составляющие звенья, кроме одного звена, называемого, как и ранее (см. с. 25), зависимым.

Если зависимое звено выбрано из числа увеличивающих звеньев, то его среднее отклонение $\Delta_{cx\,\text{ув}}$ определяется по формуле

$$\Delta_{cx\,\text{ув}} = \sum^{n} \left(\Delta_{\text{с. ум}} + \alpha_{\text{ум}} \frac{T_{\text{ум}}}{2}\right) - \sum^{m-1} \left(\Delta_{\text{с. ув}} + \alpha_{\text{ув}} \frac{T_{\text{ув}}}{2}\right) + \\ + [\Delta_{c\Sigma}] + \alpha_\Sigma \frac{T_\Sigma}{2} - \alpha_{x\,\text{ув}} \frac{T_x}{2}. \tag{3.57}$$

Если зависимое звено выбрано из числа уменьшающих звеньев, то его среднее отклонение $\Delta_{cx\,\text{ум}}$ определяется по формуле

$$\Delta_{cx\,\text{ум}} = \sum^{m} \left(\Delta_{\text{с. ув}} + \alpha_{\text{ув}} \frac{T_{\text{ув}}}{2}\right) - \sum^{n-1} \left(\Delta_{\text{с. ум}} + \alpha_{\text{ум}} \frac{T_{\text{ум}}}{2}\right) - \\ - [\Delta_{c\Sigma}] - \alpha_\Sigma \frac{T_\Sigma}{2} - \alpha_{x\,\text{ум}} \frac{T_x}{2}. \tag{3.58}$$

Правильность найденного значения Δ_{cx} проверяют подстановкой Δ_{cx} в уравнение (3.41), при этом должно быть получено $\Delta_{c\Sigma} = [\Delta_{c\Sigma}]$.

После определения Δ_{cx} по формулам (3.23), (3.25) устанавливают (при известном T_x) предельные отклонения зависимого звена, которые и указывают в рабочем чертеже.

Аналогично изложенному (с. 26) в качестве зависимого звена следует выбирать такие звенья размерной цепи, которые наиболее просто изготовляются и измеряются универсальными средствами.

Рекомендуемая последовательность решения прямой задачи вероятностным методом приведена в табл. 3.10.

3.10. Последовательность расчетов при решении прямой задачи вероятностным методом (по ГОСТ 16320—80)

Содержание этапа	Номер формулы
Формулировка задачи, выявление исходного звена, установление его номинального размера $[A_\Sigma]$, предельных отклонений $[\Delta S_\Sigma]$, $[\Delta I_\Sigma]$ и величины допуска $[T_\Sigma]$	—
Выделение составляющих звеньев цепи	—
Построение схемы размерной цепи и выявление уменьшающих и увеличивающих звеньев	—
Составление основного уравнения размерной цепи, расчет номинальных размеров составляющих звеньев	(3.2)
Предварительный расчет допусков составляющих размеров при принятом проценте риска	(3.51), (3.52), (3.53), (3.54)
Определение значений α_i, λ_i и (при необходимости) α_Σ, λ_Σ исходя из предполагаемых законов рассеяния размеров каждого звена	(3.49), (3.50)
Корректировка предварительных допусков составляющих размеров и проверка правильности их назначения	(3.46), (3.48), (3.20)
Назначение предельных отклонений составляющих и проверка правильности их назначения	(3.41)
Расчет предельных размеров или предельных отклонений замыкающего звена, корректировка допусков по результатам анализа точности технологических процессов. Определение (в случае необходимости) процента риска для изделий, имеющих несколько размерных цепей	(3.18), (3.19), (3.16), (3.17), (3.59), (3.60)

При решении размерных цепей вероятностным методом следует учитывать, что процент риска P_j, принятый для определенной j-й размерной цепи (если в изделии несколько размерных цепей, $j = 1, 2, \ldots, f$), может существенно отличаться от общего процента риска всего изделия P_Σ (P_Σ — процент риска изделий, у которых значения замыкающего звена хотя бы одной из имеющихся в изделии f размерных цепей вышли за установленные пределы). Общий процент риска P_Σ равен (в %) [1]

$$P_\Sigma = 100\left[1 - \prod_{j=1}^{j=f}\left(1 - \frac{P_j}{100}\right)\right], \qquad (3.59)$$

где P_j — процент риска j-й размерной цепи.

Если проценты риска всех размерных цепей одинаковы: $P_1 = P_2 = \ldots = P_f = P$, то

$$P_\Sigma = 100\left[1 - \left(1 - \frac{P}{100}\right)^f\right]. \qquad (3.60)$$

В табл. 3.11 приведены значения P_Σ изделия, имеющего несколько размерных цепей, для каждой из которой $P = 0{,}27$ %.

[1] Формула справедлива, если размерные цепи изделия не имеют общих звеньев и замыкающие звенья могут считаться независимыми величинами.

3.11. Значение процента риска P_Σ в зависимости от числа размерных цепей, имеющихся в изделии (для каждой размерной цепи $P = 0{,}27\%$) [4]

Количество размерных цепей в изделии	1	2	3	4	5	6	7	8
P_Σ, %	0,27	0,54	0,81	1,08	1,34	1,61	1,87	2,14
Количество размерных цепей в изделии	9	10	11	12	13	14	15	
P_Σ, %	2,40	2,67	2,93	3,19	3,45	3,71	3,97	

Обратная задача

Последовательность решения обратной задачи вероятностным методом аналогична изложенной в табл. 3.6 для метода полной взаимозаменяемости.

После составления основного уравнения (3.2) и решения его относительно A_Σ, т. е. после определения номинального размера замыкающего звена, выясняют значения T_i и Δ_{ci} по допускаемым отклонениям, заданным в чертежах (или ω_i и среднее отклонение поля рассеяния по экспериментальным данным, см. с. 37), а также значения коэффициентов α_i, λ_i и (при необходимости) α_Σ, λ_Σ (см. с. 38). Затем по формулам (3.41), (3.46), (3.48) рассчитывают $\Delta_{c\Sigma}$ и T_Σ, которые сравнивают с исходными значениями $[\Delta_{c\Sigma}]$ и $[T_\Sigma]$ (если последние заданы).

Примеры расчетов

Пример 1. Для возможности сравнения с расчетом по методу полной взаимозаменяемости рассматриваем ту же размерную цепь (см. рис. 3.12). Задачу решаем в соответствии с рекомендуемой последовательностью расчетов при решении прямой задачи вероятностным методом (см. табл. 3.10).

1—4-й пункты аналогичны соответствующим пунктам решения методом полной взаимозаменяемости (см. с. 28).

5. Принимаем, что рассеяние размеров звеньев близко к нормальному закону, т. е. $\lambda_i \approx 1/3$ (см. с. 37), и, следовательно, $\lambda_\Sigma = 1/3$ (см. с. 38). Примем также $\alpha_i = 0$.

6. Рассчитаем допуски составляющих размеров по способу одной степени точности, принимая $P = 0{,}27\ \%$. Из табл. 3.8 при $P = 0{,}27\ \%$ находим коэффициент $t = 3$. По формуле (3.53) определяем среднее число единиц допуска составляющих звеньев ($[T_\Sigma] = 200$ мкм)

$$a_c = \frac{[T_\Sigma]}{t\sqrt{\sum_1^3 \lambda_i^2 i^2}} = \frac{200}{3\sqrt{(1/3)^2 \cdot 1{,}56^2 + (1/3)^2 \cdot 1{,}56^2 + (1/3)^2 \cdot 1{,}86^2}} \approx 69,$$

где i — единица допуска по табл. 3.3. Для размера $A_1 = 38$ мм $i_1 = 1{,}56$ мкм; для размера $A = 42$ мм $i_2 = 1{,}56$ мкм; для размера $A_3 = 80$ мм $i_3 = 1{,}86$ мкм.

По табл. 1.8, ч. 1 определяем, что полученное число единиц допуска $a_c = 69$ (по методу полной взаимозаменяемости $a_c = 40$, см. с. 29) соответствует примерно 10-му квалитету (для которого основной допуск равен $64i$).

Примем, что в данных условиях такая точность целесообразна. Если же требуемая по расчету точность составляющих размеров не отвечает экономически рентабельным процессам обработки, то следует либо изменить конструкцию

с целью уменьшения числа составляющих звеньев, либо принять больший процент риска P, либо применить иные методы достижения точности исходного звена: метод групповой взаимозаменяемости, метод регулирования и метод пригонки.

7. Таким образом, допуски 10-го квалитета для звеньев A_1, A_2, A_3 равны: $T_1 = T_2 = 0{,}1$ мм; $T_3 = 0{,}12$ мм.

Проверяем правильность назначения допусков составляющих звеньев по уравнению (3.48)

$$T_\Sigma = t\sqrt{\sum_1^3 \lambda_i^2 T_i^2} = 3\sqrt{(1/3)^2 \cdot 0{,}1^2 \cdot 2 + (1/3)^2 \cdot 0{,}12^2} \approx 0{,}185 \text{ мм}.$$

Оценим процент риска P, так как $T_\Sigma \neq [T_\Sigma]$. По формуле (3.57)

$$t = \frac{[T_\Sigma]}{\sqrt{\sum_1^3 \lambda_i^2 T_i^2}} = \frac{0{,}2}{\sqrt{(1/3)^2 \cdot 0{,}1^2 \cdot 2 + (1/3)^2 \cdot 0{,}12^2}} = 3{,}24.$$

По табл. 3.9 находим $P \approx 0{,}1\ \%$, что примерно в три раза меньше ранее принятого.

8. Назначаем предельные отклонения на все составляющие размеры исходя из экономической точности изготовления по возможной финишной операции. Для размера звена A_3 назначаем симметричные отклонения, т. е. $A_3 = 80 j_s 10$ и $\Delta_{c3} = 0$, для размеров звеньев A_1 и A_2 принимаем отклонения $A_1 = 38\,e10 = 38^{-0{,}05}_{-0{,}15}$; $A_2 = 42e10 = 42^{-0{,}05}_{-0{,}15}$. Отклонения заносим в табл. 3.12.

3.12. Расчетная таблица к рис. 3.12 (вероятностный метод)

Обозначение звеньев	Номинальные размеры, мм	Отклонения, мм				Допуски, мм	Характеристики рассеяния	
		—	ΔS	ΔI	Δ_c		α_i	λ_i
A_Σ	0	—	+0,3	+0,1	+0,2	0,2	0	0,33
A_1	38	$38e10$	−0,05	−0,15	−0,1	0,1	0	0,33
A_2	42	$42e10$	−0,05	−0,15	−0,1	0,1	0	0,33
A_3	80	$80 j_s 10$	+0,06	−0,06	0	0,12	0	0,33

Примечание. A_3 — увеличивающее звено; A_1 и A_2 — уменьшающие звенья.

Рассчитаем среднее отклонение замыкающего звена по формуле (3.41) [Δ_{ci} по формуле (3.10)]

$$\Delta_{c\Sigma} = \Delta_{c3} - (\Delta_{c1} + \Delta_{c2}) = 0 - (-0{,}1 - 0{,}1) = +0{,}2 \text{ мм} = [c_{\Delta\Sigma}].$$

9. Определим предельные размеры (отклонения) замыкающего звена по формулам:

$$\Delta S_\Sigma = A_{\Sigma\max} = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2} T_\Sigma = +0{,}2 + \frac{1}{2} \cdot 0{,}185 \approx 0{,}292 \text{ мм} < [A_{\Sigma\max}]$$

и

$$\Delta I_\Sigma = A_{\Sigma\min} = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} T_\Sigma = +0{,}2 - \frac{1}{2} \cdot 0{,}185 \approx 0{,}108 \text{ мм} > [A_{\Sigma\min}],$$

т. е. предельные отклонения составляющих звеньев назначены правильно.

Предположим, что в изделии имеется 10 размерных цепей, проценты риска которых $P_1 = 0{,}1\ \%$; $P_2 = 0{,}5\ \%$; $P_3 = P_4 = \ldots = P_9 = 0{,}27\ \%$; $P_{10} = 0{,}8\ \%$. По формуле (3.59) общий процент риска P_Σ равен

$$P_\Sigma = 100\left[1 - \prod_{j=1}^{10}\left(1 - \frac{P_i}{100}\right)\right] =$$

$$= 100\,[1 - (1 - 0{,}001)\,(1 - 0{,}005)\,(1 - 0{,}0027)^7\,(1 - 0{,}008)] \approx 3{,}3\ \%.$$

Если полученный процент риска слишком велик, следует изменить частные проценты риска, ужесточив допуски составляющих размеров некоторых или всех размерных цепей.

Сравнивая результаты решения данной размерной цепи (рис. 3.12) методом полной взаимозаменяемости (см. с. 29) и вероятностным методом, нетрудно заметить преимущество последнего. Допуски составляющих размеров при вероятностном методе оказались примерно на 61 % больше соответствующих допусков по методу полной взаимозаменяемости при практическом отсутствии риска появления бракованных изделий ($P = 0{,}1\ \%$).

Пример 2. Аналогично предыдущему примеру решим ранее рассмотренную размерную цепь (см. рис. 3.13) вероятностным методом.

1—3-й пункты аналогичны соответствующим пунктам решения по методу полной взаимозаменяемости (см. с. 30).

4. По уравнению (3.10) рассчитываем средние отклонения полей допусков составляющих звеньев и заносим их в табл. 3.13. По результатам анализа точности

3.13. Расчетная таблица к рис. 3.13 (вероятностный метод)

Обозначение звеньев	Номинальные размеры, мм	Отклонения, мм			Допуски, мм	Характеристики рассеяния	
		ΔS	ΔI	Δ_c		α	λ_i
$[A_\Sigma]$	0	+0,75	+0,05	+0,4	0,7	—	—
A_Σ	0	+0,594	+0,226	+0,41	0,368	+0,09	0,351
A_1	16	−0,29	−0,47	−0,38	0,18	−0,1±0,05	0,412
A_2	4	0	−0,12	−0,06	0,12	−0,14±0,039	0,382
A_3	24	0	−0,21	−0,105	0,21	+0,2±0,055	0,390
A_4	4	0	−0,12	−0,06	0,12	−0,16±0,039	0,405

Примечание. A_3 — увеличивающее звено; A_1, A_2, A_4 — уменьшающие звенья.

технологических процессов принимаем коэффициенты α_i и λ_i (табл. 3.13). По уравнениям (3.49) и (3.50) определим коэффициенты α_Σ и λ_Σ:

$$\alpha_\Sigma = \frac{0{,}59\,[(+0{,}2)\,0{,}21 - (-0{,}1)\,0{,}18 - (-0{,}14)\,0{,}12 - (-0{,}16)\,0{,}12]}{0{,}18 + 0{,}12 + 0{,}21 + 0{,}12} \approx$$

$$\approx +0{,}09$$

и

$$\lambda_\Sigma = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{0{,}18 + 0{,}12 + 0{,}21 + 0{,}12} \times$$

$$\times\left(3\sqrt{0{,}412^2 \cdot 0{,}18^2 + 0{,}382^2 \cdot 0{,}12^2 + 0{,}39^2 \cdot 0{,}21^2 + 0{,}405^2 \cdot 0{,}12^2} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{0{,}18^2 + 0{,}12^2 + 0{,}21^2 + 0{,}12^2}\right) \approx 0{,}351.$$

5. После допуска замыкающего звена определяем по формуле (3.46)

$$T_\Sigma = \frac{1}{\lambda_\Sigma}\sqrt{\sum_1^4 \lambda_i^2 T_i^2} = \frac{1}{0{,}351} \times$$

$$\times\sqrt{0{,}412^2\cdot 0{,}18^2 + 0{,}382^2\cdot 0{,}12^2 + 0{,}39^2\cdot 0{,}21^2 + 0{,}405^2\cdot 0{,}12^2} = 0{,}368 \text{ мм}.$$

6. Среднее отклонение замыкающего звена вычисляем по формуле (3.41)

$$\Delta_{c\Sigma} = \left(\Delta_{c3} + \alpha_3\frac{T_3}{2}\right) - \left[\left(\Delta_{c1} + \alpha_1\frac{T_1}{2}\right) + \left(\Delta_{c2} + \alpha_2\frac{T_2}{2}\right) + \right.$$

$$\left. + \left(\Delta_{c4} + \alpha_4\frac{T_4}{2}\right)\right] - \alpha_\Sigma\frac{T_\Sigma}{2} = \left(-0{,}105 + 0{,}2\frac{0{,}21}{2}\right) -$$

$$-\left(-0{,}38 - 0{,}1\frac{0{,}18}{2}\right) - \left(-0{,}06 - 0{,}14\frac{0{,}12}{2}\right) -$$

$$-\left(-0{,}06 - 0{,}16\frac{0{,}12}{2}\right) - 0{,}09\frac{0{,}368}{2} = +0{,}41.$$

С учетом доверительного интервала α_i, последовательно подставляя в уравнение (3.41) $\alpha_{i\,\max}$ и $\alpha_{i\,\min}$, определим максимальное и минимальное значения $\Delta_{c\Sigma} = +0{,}410 \pm 0{,}015$.

7. Предельные размеры замыкающих звена определим по формулам:

$$\Delta S_\Sigma = A_{\Sigma\,\max} = \Delta_{c\Sigma} + \frac{1}{2}T_\Sigma = +0{,}41 + \frac{1}{2}0{,}368 = +0{,}594 \text{ мм};$$

$$\Delta I_\Sigma = A_{\Sigma\,\min} = \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2}T_\Sigma = +0{,}41 - \frac{1}{2}0{,}368 = +0{,}226 \text{ мм}.$$

Результаты заносим в табл. 3.13.

С учетом максимального (+0,425) и минимального (+0,41 — 0,015 = = +0,395) значений $\Delta_{c\Sigma}$, $A_{\Sigma\,\max} = 0{,}609$ мм, $A_{\Sigma\,\min} = 0{,}211$ мм.

Сопоставим полученные результаты с заданными:

$$A_{\Sigma\,\max} = 0{,}594\ (0{,}609) \text{ мм} < [A_{\Sigma\,\max}] = 0{,}75 \text{ мм};$$

$$A_{\Sigma\,\min} = 0{,}226\ (0{,}211) \text{ мм} > [A_{\Sigma\,\min}] = 0{,}05 \text{ мм}.$$

Следовательно, заданные значения исходного звена во всех случаях обеспечиваются, и имеется возможность расширить допуски составляющих размеров (примерно в 1,9 раза), так как $T_\Sigma = 0{,}368$ мм $< [T_\Sigma] = 0{,}7$ мм. Сравнивая результаты решения размерной цепи (рис. 3.13) методами полной взаимозаменяемости (см. с. 31) и вероятностным, убеждаемся, как и в предыдущем примере (см. с. 44), в преимуществе вероятностного метода.

При постоянных величинах допусков составляющих звеньев допуск замыкающего звена ($T_{\Sigma\,\text{вер.м}} = 0{,}368$ мм) по вероятностному методу оказался в 1,71 раза меньше соответствующего допуска ($T_{\Sigma\,\text{полн. взм}} = 0{,}63$ мм) по методу полной взаимозаменяемости. Следовательно, требуемая точность исходного звена вероятностным методом достигается с меньшими затратами на изготовление деталей, так как допуски составляющих размеров при этом методе могут быть, по крайней мере, в 1,71 раза больше существующих.

УПРОЩЕННЫЙ РАСЧЕТ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

Основными препятствиями для широкого внедрения вероятностного метода решения размерных цепей в практику работы конструкторов и технологов являются:

1) относительная сложность расчета, что часто приводит к большой затрате времени;

2) отсутствие обоснованных данных по выбору коэффициентов α_i и λ_i (или k_i).

С целью исключения подобных затруднений в некоторых отраслях машино- и приборостроения успешно внедрены упрощенные варианты методов вероятностного расчета, также обеспечивающие возможность ощутимого расширения допусков составляющих звеньев цепи [11].

При упрощенном варианте расчета формула (3.46) преобразуется к следующему виду:

$$T_\Sigma = \frac{k_c}{\sqrt{m+n}} \sum_1^{m+n} T_i, \qquad (3.61)$$

где k_c — среднее значение коэффициента относительно рассеяния k_i (см. с. 35).

Погрешности такого упрощения компенсируются увеличенным значением эмпирического коэффициента k_c. Например, в приборостроении [11] при исследовании различных сочетаний деталей с размерами от 1,5 до 1500 мм и точностью изготовления от 3 до 7-го класса среднее значение коэффициента оказалось $k_c = 1{,}35$, а для расчета размерных цепей принят коэффициент $k_c = 1{,}5$ — наибольший из получившихся при экспериментах.

Подставив в формулу (3.61) $k_c = 1{,}5$, получим окончательную упрощенную формулу

$$T_\Sigma = \theta \sum_1^{m+n} T_i, \qquad (3.62)$$

где $\theta = 1{,}5/\sqrt{m+n}$ — коэффициент, зависящий от числа составляющих звеньев цепи и принимаемый по табл. 3.14.

3.14. Значения коэффициента θ в формуле (3.62) [11]

Число составляющих звеньев	3	4	5	6—8	9—12	Св. 12
θ	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4

Таким образом, при упрощенном варианте расчета для суммирования допусков составляющих звеньев вместо формул (3.46), (3.48) применяется (3.62).

В приборостроении упрощенный вариант расчета рекомендуется даже при мелкосерийном производстве деталей. В других отраслях промышленности или на отдельных заводах в связи с различной технологической оснащенностью, характером и объемом производства могут быть получены иные значения k_c, которыми в таких случаях и следует пользоваться.

Пример. Определим T_Σ упрощенным вариантом вероятностного метода для механизма специального транспортера (см. рис. 3.13).

Ранее (см. с. 31) значение T_Σ было определено методом максимума-минимума (полной взаимозаменяемости): $T_{\Sigma\,\text{полн. взм}} = 0{,}63$ мм и вероятностным методом (см. с. 45): $T_{\Sigma\,\text{вер. м}} = 0{,}368$ мм.

При упрощенном расчете вероятностным методом по формуле (3.62) и табл. 3.14 найдем

$$T_\Sigma = \theta \sum_1^4 T_i = 0{,}8\,(0{,}18 + 0{,}12 + 0{,}21 + 0{,}12) \approx 0{,}5 \text{ мм}.$$

Сопоставляя результаты, видим, что по сравнению с вероятностным методом упрощенный расчет дает увеличенное значение T_Σ, но оба варианта расчета (упрощенный и точный) вероятностным методом по сравнению с расчетом методом максимума-минимума дают значительно меньшие значения T_Σ. В некоторых случаях при производствах с отлаженным технологическим процессом $k_\text{с}$ в формуле (3.61) можно принимать равным 1,2—1,4. Тогда результаты расчетов упрощенным методом будут весьма близки к неупрощенным вероятностным расчетам.

3.5. РАСЧЕТ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ МЕТОДАМИ НЕПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

МЕТОД ГРУППОВОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ (СЕЛЕКТИВНОЙ СБОРКИ)

Расчетные формулы

При селективной сборке расчет размерной цепи выполняют обычно методом максимума-минимума (см. с. 22), основные расчетные формулы которого — (3.9) и (3.15).

Число групп ($n_\text{гр}$), на которые рассортировываются детали, обработанные с экономически приемлемыми допусками, определяется при заданном допуске $[T_\Sigma]$ исходного звена по формуле (с округлением до целого числа)

$$n_\text{гр} = \frac{\sum_1^{m+n} T_i}{[T_\Sigma]}, \tag{3.63}$$

где T_i — экономически приемлемые производственные допуски составляющих звеньев.

Обычно $n_\text{гр}$ принимают в пределах от 2 до 5 и лишь в отдельных случаях (производство подшипников) $n_\text{гр} = 10 \div 15$.

Допуск составляющего размера (групповой допуск) в пределах группы равен

$$T_{\text{гр}\,i} = T_i / n_\text{гр}, \tag{3.64}$$

и, как следует из (3.63) и (3.64),

$$\sum_1^{m+n} T_{\text{гр}\,i} = [T_\Sigma]. \tag{3.65}$$

При решении размерной цепи методом групповой взаимозаменяемости рекомендуется соблюдать равенство сумм допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев

$$\sum^m T_\text{ув} = \sum^n T_\text{ум}; \quad \sum^m T_\text{гр. ув} = \sum^n T_\text{гр. ум}. \tag{3.66}$$

При невыполнении условия (3.66) не обеспечивается однотипность (однородность) соединений, т. е. в этом случае предельные размеры замыкающих

звеньев в различных группах не совпадают. На рис. 3.18, *а*, *б* показаны поля допусков отверстий (A_1) и валов (A_2), образующих подвижную посадку (отверстие — вал—зазор, трехзвенная размерная цепь). Если допуски отверстия и вала равны $T_1(T_D) = T_2(T_d)$, то предельные размеры зазоров в группах *1*, *2*, *3*, *4* совпадают (рис. 3.18, *а*), и при $T_1 \neq T_2$ (рис. 3.18, *б*) однородность соединений не достигается, так как $S_{max\,4} \geqslant S_{max\,3} > S_{max\,2} > S_{max\,1}$ и $S_{min\,4} > S_{min\,3} > S_{min\,2} > S_{min\,1}$.

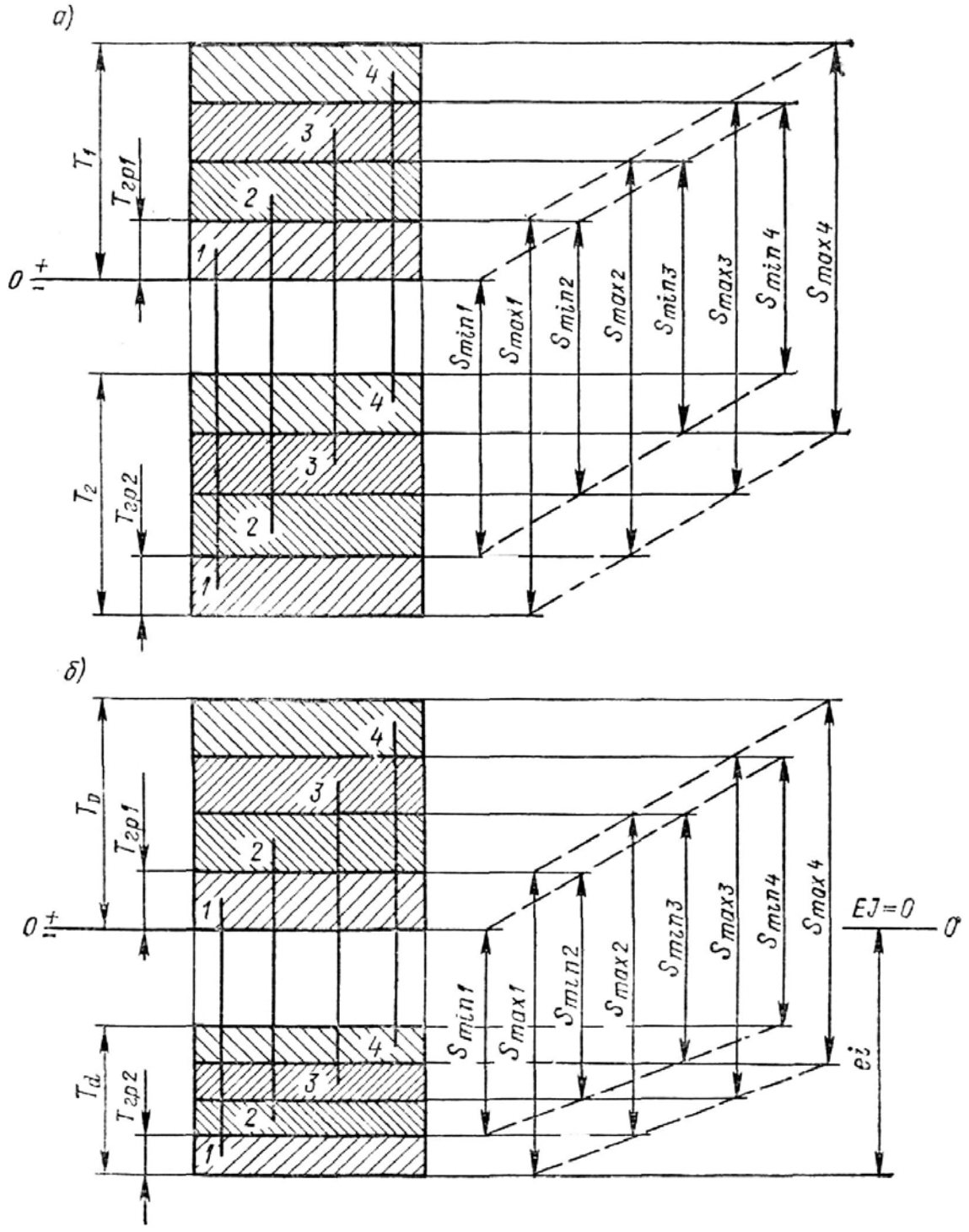


Рис. 3.18

Используя условие (3.66) и формулу (3.63), получаем

$$\sum_{}^{m} T_{ув} = \sum_{}^{n} T_{ум} = \frac{1}{2} n_{гр} [T_\Sigma]. \qquad (3.67)$$

При условии (3.64) из (3.67) найдем

$$\sum^{m} T_{\text{гр. ув}} = \sum^{n} T_{\text{гр. ум}} = \frac{1}{2}[T_\Sigma]. \tag{3.68}$$

Средний (равный) допуск увеличивающих звеньев из (3.67) равен

$$T_{\text{с. ув}} = \frac{n_{\text{гр}}}{2m}[T_\Sigma] \tag{3.69}$$

и, соответственно, средний (равный) допуск уменьшающих звеньев

$$T_{\text{с. ум}} = \frac{n_{\text{гр}}}{2n}[T_\Sigma]. \tag{3.70}$$

Аналогично средние групповые допуски составляющих (увеличивающих и уменьшающих) звеньев равны:

$$T_{\text{гр. ув}} = \frac{[T_\Sigma]}{2m}; \tag{3.71}$$

$$T_{\text{гр. ум}} = \frac{[T_\Sigma]}{2n}. \tag{3.72}$$

Средние отклонения полей допусков замыкающих звеньев в сортировочных группах равны (1-я группа — обычно такая группа, для которой предельные размеры являются наименьшими из всех групп, рис. 3.18):

1-я группа

$$\Delta_{\text{с }\Sigma 1} = \sum^{m} \Delta_{\text{с. ув1}} - \sum^{n} \Delta_{\text{с. ум1}}; \tag{3.73}$$

2-я группа

$$\Delta_{\text{с }\Sigma 2} = \sum^{m} \Delta_{\text{с. ув2}} - \sum^{n} \Delta_{\text{с. ум2}},$$

где

$$\Delta_{\text{с. ув2}} = \Delta_{\text{с. ув1}} + T_{\text{гр. ув}}{}^{1}; \qquad \Delta_{\text{с. ум2}} = \Delta_{\text{с. ум1}} + T_{\text{гр. ум}}{}^{1};$$

$$\Delta_{\text{с }\Sigma 2} = \Delta_{\text{с }\Sigma 1} \pm \left(\sum^{m} T_{\text{гр. ув}} - \sum^{n} T_{\text{гр. ум}} \right); \tag{3.74}$$

3-я группа

$$\Delta_{\text{с }\Sigma 3} = \sum^{m} \Delta_{\text{с. ув3}} - \sum^{n} \Delta_{\text{с. ум3}} = \Delta_{\text{с }\Sigma 2} + \left(\sum^{m} T_{\text{гр. ув}} - \sum^{n} T_{\text{гр. ум}} \right) =$$

$$= \Delta_{\text{с }\Sigma 1} + 2\left(\sum^{m} T_{\text{гр. ув}} - \sum^{n} T_{\text{гр. ум}} \right); \tag{3.75}$$

. . . . . .

$n_{\text{гр}}$-группа

$$\Delta_{\text{с }\Sigma n_{\text{гр}}} = \Delta_{\text{с }\Sigma 1} + (n_{\text{гр}} - 1) \cdot \left(\sum^{m} T_{\text{гр. ув}} - \sum^{n} T_{\text{гр. ум}} \right). \tag{3.76}$$

---

[1] В приведенных и аналогичных последующих выражениях знак плюс ставится, если средние отклонения последующих 2, 3-й и т. д. групп больше предыдущих. В противоположном случае групповые допуски $T_{\text{гр}}$ вычитаются.

Анализируя формулы (3.73)—(3.76), легко заметить, что $\Delta_{c\Sigma 1} = \Delta_{c\Sigma 2} = \ldots = \Delta_{\Sigma n_{гр}}$ (и однородность соединения в группах обеспечивается), если при назначении допусков выполнено условие (3.66).

В противном случае предельные размеры замыкающих звеньев в различных группах не совпадают. При переходе от одной группы к другой с большим порядковым номером, если $\sum^{m} T_{гр.\,ув} > \sum^{n} T_{гр.\,ум}$, размеры замыкающего звена увеличиваются (зазор возрастает, натяг уменьшается), а если $\sum^{m} T_{гр.\,ув} < \sum^{n} T_{гр.\,ум}$, размеры замыкающего звена уменьшаются (зазор уменьшается, натяг возрастает).

Разность между величинами зазоров или натягов в соседних группах тем больше, чем больше $\left(\sum^{m} T_{гр.\,ув} - \sum^{n} T_{гр.\,ум}\right)$ и больше число сортировочных групп $n_{гр}$.

Предельные отклонения замыкающего звена в группах определяют по формулам (для i-й группы $i = 1, 2, 3, \ldots, n_{гр}$):

$$\left.\begin{aligned} \Delta S_{\Sigma i} &= \Delta_{c\,\Sigma i} + \frac{1}{2}\sum_{1}^{m+n} T_{гр\,i}; \\ \Delta I_{\Sigma i} &= \Delta_{c\,\Sigma i} - \frac{1}{2}\sum_{1}^{m+n} T_{гр\,i}. \end{aligned}\right\} \qquad (3.77)$$

Предельные размеры замыкающего звена рассчитывают по формулам (3.18), (3.19).

Для трехзвенной размерной цепи типа отверстие — вал — зазор S предельные размеры зазоров[1] в группах равны (рис. 3.18, *б*):

1-я группа

$$S_{min\,1} = EI - \left(ei + \frac{T_d}{n_{гр}}\right); \qquad (3.78)$$

$$S_{max\,1} = S_{min\,1} + \frac{1}{n_{гр}}(T_D + T_d); \qquad (3.79)$$

2-я группа

$$S_{min\,2} = S_{min\,1} + \frac{1}{n_{гр}}(T_D - T_d); \qquad (3.80)$$

$$S_{max\,2} = S_{min\,2} + \frac{1}{n_{гр}}(T_D + T_d) = S_{min\,1} + \frac{2}{n_{гр}}T_D = S_{max\,1} + \frac{1}{n_{гр}}(T_D - T_d); \qquad (3.81)$$

[1] Обозначения в формулах (3.78)—(3.93) см. на с. 5.

3-я группа

$$S_{\min 3} = S_{\min 1} + \frac{2}{n_{гр}}(T_D - T_d); \tag{3.82}$$

$$S_{\max 3} = S_{\min 3} + \frac{1}{n_{гр}}(T_D + T_d) = S_{\min 1} + \frac{2}{n_{гр}} T_D + \frac{1}{n_{гр}}(T_D - T_d) =$$

$$= S_{\max 1} + \frac{2}{n_{гр}}(T_D - T_d); \tag{3.83}$$

. . . . . .

$n_{гр}$-группа

$$S_{\min n_{гр}} = S_{\min 1} + \frac{n_{гр} - 1}{n_{гр}}(T_D - T_d); \tag{3.84}$$

$$S_{\max n_{гр}} = S_{\min 1} + \frac{2}{n_{гр}} T_D + \frac{n_{гр} - 2}{n_{гр}}(T_D - T_d) =$$

$$= S_{\max 1} + \frac{n_{гр} - 1}{n_{гр}}(T_D - T_d). \tag{3.85}$$

Анализируя зависимости (3.79)—(3.85), можно заметить:

1) при $T_D > T_d$ наибольшие зазоры ($S_{\max n_{гр}} > \ldots > S_{\max 2} > S_{\max 1}$ и $S_{\min n_{гр}} > \ldots > S_{\min 2} > S_{\min 1}$) получаются в последней ($n_{гр}$) группе; следовательно, максимальный зазор в соединении $S_{\max} = S_{\max n_{гр}}$ и минимальный зазор $S_{\min} = S_{\min 1}$ (см. рис. 3.18, *б*);

2) при $T_D < T_d$ наибольшие зазоры получаются в 1-й группе; следовательно, максимальный зазор в соединении $S_{\max} = S_{\max 1}$ и минимальный зазор $S_{\min} = S_{\min n_{гр}}$.

Для размерной цепи типа: отверстие—вал—натяг предельные размеры натягов в группах равны:

1-я группа

$$N_{\min 1} = ei - \left(EI + \frac{T_D}{n_{гр}}\right); \tag{3.86}$$

$$N_{\max 1} = N_{\min 1} + \frac{1}{n_{гр}}(T_d + T_D); \tag{3.87}$$

2-я группа

$$N_{\min 2} = N_{\min 1} + \frac{1}{n_{гр}}(T_d - T_D); \tag{3.88}$$

$$N_{\max 2} = N_{\min 1} + \frac{2}{n_{гр}} T_d = N_{\max 1} + \frac{1}{n_{гр}}(T_d - T_D); \tag{3.89}$$

3-я группа

$$N_{\min 3} = N_{\min 1} + \frac{2}{n_{гр}}(T_d - T_D); \tag{3.90}$$

$$N_{\max 3} = N_{\min 1} + \frac{2}{n_{гр}} T_d + \frac{1}{n_{гр}}(T_d - T_D) = N_{\max 1} + \frac{2}{n_{гр}}(T_d - T_D); \tag{3.91}$$

. . . . . .

$n_{гр}$-группа

$$N_{\min n_{гр}} = N_{\min 1} + \frac{n_{гр} - 1}{n_{гр}} (T_d - T_D); \tag{3.92}$$

$$N_{\max n_{гр}} = N_{\min 1} + \frac{2}{n_{гр}} T_d + \frac{n_{гр} - 2}{n_{гр}} (T_d - T_D) =$$

$$= N_{\max 1} + \frac{n_{гр} - 1}{n_{гр}} (T_d - T_D). \tag{3.93}$$

По зависимостям (3.86)—(3.93) можно сделать следующие выводы:

1) при $T_D > T_d$ наибольшие натяги ($N_{\max 1} > N_{\max 2} > \ldots > N_{\max n_{гр}}$ и $N_{\min 1} > N_{\min 2} > \ldots > N_{\min n_{гр}}$) получаются в 1-й группе; следовательно, максимальный натяг в соединении $N_{\max} = N_{\max 1}$ и минимальный натяг $N_{\min} = N_{\min n_{гр}}$;

2) при $T_d > T_D$ наибольшие натяги получаются в последней ($n_{гр}$) группе; следовательно, максимальный натяг в соединении $N_{\max} = N_{\max n_{гр}}$ и минимальный натяг $N_{\min} = N_{\min 1}$.

Для уменьшения объема незавершенного производства необходимо, чтобы количество соединяемых на сборке деталей одноименных групп было одинаково. Это достигается, если кривые рассеяния размеров деталей близки (сходны) по форме и по коэффициентам α_i и λ_i. При несходности кривых рассеяния уменьшения объема незавершенного производства можно достигнуть за счет деления производственного допуска на неравные части.

Примеры расчетов

На рис. 3.19 приведена схема четырехзвенной размерной цепи. Требуется обеспечить предельные размеры исходного звена $[A_{\Sigma\max}] = 0{,}04$ мм, $[A_{\Sigma\min}] = 0{,}01$ мм и назначить допуски (отклонения) составляющих звеньев.

Задачу решаем методом групповой взаимозаменяемости.

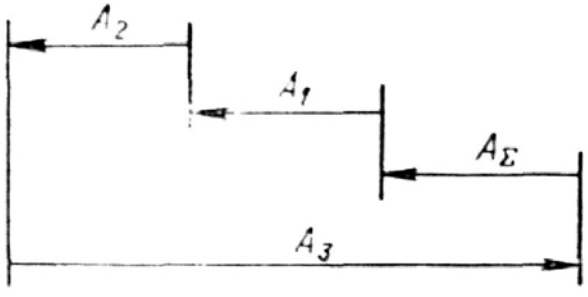


Рис. 3.19

1. Определяем допуск и среднее отклонение исходного звена

$$[T_\Sigma] = [A_{\Sigma\max}] - [A_{\Sigma\min}] =$$

$$= 0{,}04 - 0{,}01 = 0{,}03 \text{ мм}.$$

Принимаем номинальный размер исходного звена $[A_\Sigma] = 0$; тогда, согласно заданию, $[\Delta S_\Sigma] = +0{,}04$ мм; $[\Delta I_\Sigma] = +0{,}01$ мм; $[\Delta_{c\Sigma}] = +0{,}025$ мм.

2. Определяем увеличивающие и уменьшающие звенья (см. с. 9): A_3 — увеличивающее звено; A_2, A_1 — уменьшающие звенья.

3. Составляем уравнение размерной цепи $A_\Sigma = A_3 - (A_2 + A_1)$. Принимаем номинальные размеры составляющих звеньев: $A_3 = 12$ мм, $A_2 = 9$ мм, $A_1 = 3$ мм.

Проверяем по уравнению (3.2) правильность назначения номинальных размеров:

$$A_\Sigma = 12 - (9 + 3) = 0 = [A_\Sigma].$$

4. Определяем средний допуск составляющих звеньев по формуле (3.4)

$$T_c = \frac{[T_\Sigma]}{3} = \frac{0{,}03}{3} = 0{,}01 \text{ мм}.$$

Примем, что такая величина среднего допуска не отвечает экономически рентабельным процессам обработки деталей, поэтому для достижения заданной точности исходного звена применим метод селективной сборки.

5. Назначаем производственные допуски звеньев, соответствующие экономической точности обработки (табл. 3.15): $T_3 = 0{,}043$ мм; $T_2 = 0{,}022$ мм; $T_1 = 0{,}014$ мм.

6. Определяем число групп по формуле (3.63)

$$n_{\text{гр}} = \frac{\sum_1^3 T_i}{[T_\Sigma]} = \frac{0{,}043 + 0{,}022 + 0{,}014}{0{,}03} =$$

$$= 2{,}63.$$

Принимаем $n_{\text{гр}} = 3$.

7. Корректируем производственные допуски с учетом рекомендуемого соотношения (3.68)

$$T_3 = T_2 + T_1 = \frac{1}{2} n_{\text{гр}} [T_\Sigma].$$

Тогда $T_3 = {}^1/_2 \cdot 3 \cdot 0{,}03 = 0{,}045$ мм; $T_2 + T_1 = 0{,}045$ мм.

Принимаем $T_2 = 0{,}03$ мм и $T_1 = 0{,}015$ мм.

Рассчитываем групповые допуски составляющих звеньев по формуле (3.64): $T_{\text{гр}3} = 0{,}015$ мм; $T_{\text{гр}2} = 0{,}01$ мм, $T_{\text{гр}1} = 0{,}005$ мм.

Производственные и групповые допуски заносим в табл. 3.15.

8. Производим расчет средних отклонений замыкающего звена в группах ($\Delta_{c\,\Sigma 1}$, $\Delta_{c\Sigma 2}$, $\Delta_{c\Sigma 3}$).

В соответствии с уравнением данной размерной цепи формула (3.15)

$$\Delta_{c\,\Sigma 1} = \Delta_{c31} - (\Delta_{c21} + \Delta_{c11}).$$

Принимаем среднее отклонение третьего звена в 1-й группе $\Delta_{c\,31} = +0{,}0075$ мм, второго звена в 1-й группе $\Delta_{c21} = -0{,}015$ мм, первого — $\Delta_{c\,11} = -0{,}0025$ мм.

Проверяем правильность назначения отклонений по формуле (3.15):

$$+ 0{,}0075 - (-0{,}015 - 0{,}0025) =$$

$$= + 0{,}025 \text{ мм} = [\Delta_{c\,\Sigma}].$$

3.15. Расчетная таблица к рис. 3.19

Обозначение звеньев	Номинальное размер, мм	Допуски, мм		Отклонения, мм, по группам									
				1			2			3			
		T_i	$T_{\text{гр}i}$	ΔS_{i1}	ΔI_{i1}	Δ_{ci1}	ΔS_{i2}	ΔI_{i2}	Δ_{ci2}	ΔS_{i3}	ΔI_{i3}	Δ_{ci3}
A_Σ	0	0,09	0,03	+0,04	+0,01	+0,025	+0,04	+0,01	+0,025	+0,04	+0,01	+0,025
A_3	12	0,045	0,015	+0,015	0	+0,0075	+0,03	+0,015	+0,0225	+0,045	+0,03	+0,0375
A_2	9	0,03	0,01	−0,01	−0,02	−0,015	0	−0,01	−0,005	+0,01	0	+0,005
A_1	3	0,015	0,005	0	−0,005	−0,0025	+0,005	0	+0,0025	+0,01	+0,005	+0,0075

Примечание. A_3 — увеличивающее звено; A_2, A_1 — уменьшающие звенья.

Вычисляем предельные отклонения звеньев в 1-й группе по формулам:

$$\Delta S_{i1} = \Delta_{ci1} + \frac{1}{2} T_{\text{гр}\, i};$$

$$\Delta I_{i1} = \Delta_{ci1} - \frac{1}{2} T_{\text{гр}\, i};$$

$$\Delta S_{31} = \Delta_{c31} + \frac{1}{2} T_{\text{гр3}} = +0{,}0075 + \frac{1}{2} \cdot 0{,}015 = +0{,}015 \text{ мм};$$

$$\Delta I_{31} = \Delta_{c31} - \frac{1}{2} T_{\text{гр3}} = +0{,}0075 - \frac{1}{2} \cdot 0{,}015 = 0;$$

$$\Delta S_{21} = \Delta_{c21} + \frac{1}{2} T_{\text{гр2}} = -0{,}015 + \frac{1}{2} \cdot 0{,}01 = -0{,}01 \text{ мм};$$

$$\Delta I_{21} = \Delta_{c21} - \frac{1}{2} T_{\text{гр2}} = -0{,}015 - \frac{1}{2} \cdot 0{,}01 = -0{,}02 \text{ мм};$$

$$\Delta S_{11} = \Delta_{c11} + \frac{1}{2} T_{\text{гр1}} = -0{,}0025 + \frac{1}{2} \cdot 0{,}005 = 0;$$

$$\Delta I_{11} = \Delta_{c11} - \frac{1}{2} T_{\text{гр1}} = -0{,}0025 - \frac{1}{2} \cdot 0{,}005 = -0{,}005 \text{ мм}.$$

Далее по формулам (3.75), (3.76) убеждаемся, что $\Delta_{c\,\Sigma 2} = \Delta_{c\,\Sigma 3} = [\Delta_{c\,\Sigma}]$.

Средние отклонения звеньев во 2-й группе определяем по формулам:

$$\Delta_{ci2} = \Delta_{ci1} + T_{\text{гр}\, i};$$

$$\Delta_{c32} = \Delta_{c31} + T_{\text{гр3}} = 0{,}0075 + 0{,}015 = +0{,}0225 \text{ мм};$$

$$\Delta_{c22} = \Delta_{c21} + T_{\text{гр2}} = -0{,}015 + 0{,}01 = -0{,}005 \text{ мм};$$

$$\Delta_{c12} = \Delta_{c11} + T_{\text{гр1}} = -0{,}0025 + 0{,}005 = +0{,}0025 \text{ мм}.$$

Аналогично вычисляем средние отклонения в 3-й группе и затем предельные отклонения звеньев во 2 и 3-й группах. Полученные данные заносим в табл. 3.15.

Таким образом, детали требуется изготовить с отклонениями: $12^{+0{,}045}$; $9^{+0{,}01}_{-0{,}02}$; $3^{+0{,}010}_{-0{,}005}$.

МЕТОД ПРИГОНКИ

Определение величины компенсации

Для достижения необходимой точности в пределах заданных отклонений исходного звена размер одного из звеньев, называемого компенсирующим, преднамеренно изменяется. При этом детали, размеры которых являются составляющими данной цепи, изготовляются с экономически приемлемыми в данных производственных условиях допусками.

Изменение размера компенсатора при сборке осуществляется шлифовкой, подрезкой, опиловкой, шабровкой, притиркой и другими способами пригонки компенсирующих деталей (колец, втулок, планок, корпусов и т. п.).

При выборе способа пригонки (шлифование, точение и т. д.) следует учитывать, что точность изменения (получения) размера компенсатора при сборке $T_{пр}$ не должна превышать заданного допуска исходного звена $[T_\Sigma]$

$$T_{пр} \leqslant [T_\Sigma]. \tag{3.94}$$

В качестве пригоняемых могут быть выбраны детали, размеры которых являются составляющими цепи, или дополнительно вводимые в размерную цепь детали при условии сохранения уравнения (3.2), для чего одно или несколько составляющих звеньев соответственно корректируются.

Требуемая величина изменения размера компенсирующего звена, называемая величиной компенсации $T_к$, может быть определена по уравнению

$$T_к = T_\Sigma - [T_\Sigma], \tag{3.95}$$

где T_Σ — допуск замыкающего звена, определяемый с учетом допуска компенсирующего звена по формулам (3.9) или (3.48).

Определение размера заготовки компенсатора

Для обеспечения пригонки необходимо расположить поле допуска $T_{комп}$ заготовки компенсатора относительно его номинального размера $A_к$ таким образом, чтобы обеспечить на компенсирующем звене достаточный слой материала (припуск на пригонку). Расположение поля допуска $T_{комп}$ будет зависеть от характера компенсирующего звена (увеличивающее или уменьшающее) и направленности изменения размера компенсатора при пригонке (увеличивается размер или уменьшается).

Если компенсирующее звено входит в число уменьшающих звеньев цепи, то для определения требуемой величины среднего отклонения поля допуска компенсатора из уравнения (3.18) определим (рис. 3.20)

$$\Delta_{с.\,в.\,ум} = \Delta'_{с\Sigma} - [\Delta_{с\Sigma}] + \frac{1}{2} T_к, \tag{3.96}$$

где $\Delta_{с.\,в.\,ум}$ — среднее отклонение поля допуска $T_{комп}$ компенсирующего звена, необходимое для получения максимального размера исходного звена (верхний предел компенсации); $\Delta'_{с\Sigma}$ — среднее отклонение поля допуска замыкающего звена, рассчитанное без учета компенсирующего звена по формулам (3.15) или (3.41).

Если компенсирующее звено имеет предварительно назначенное среднее отклонение $\Delta_{с.\,к}$, то для получения $\Delta_{с.\,в.\,ум}$ следует к $\Delta_{с.\,к}$ прибавить поправку $\Delta_{в.\,ум}$ (рис. 3.20), равную

$$\Delta_{в.\,ум} = \Delta_{с\Sigma} - [\Delta_{с\Sigma}] + \frac{1}{2} T_к, \tag{3.97}$$

где $\Delta_{с\Sigma}$ — среднее отклонение поля допуска замыкающего звена, рассчитанное с учетом компенсирующего звена.

Из уравнения (3.19) можно определить

$$\Delta_{с.\,н.\,ум} = \Delta'_{с\Sigma} - [\Delta_{с\Sigma}] - \frac{1}{2} T, \tag{3.98}$$

где $\Delta_{с.\,н.\,ум}$ — среднее отклонение поля допуска $T_{комп}$ компенсирующего звена, необходимое для получения минимального размера исходного звена (нижний предел компенсации).

Поправка к предварительно назначенному среднему отклонению $\Delta_{с.к}$ поля допуска компенсирующего звена в этом случае равна

$$\Delta_{н.ум} = \Delta_{с\Sigma} - [\Delta_{с\Sigma}] - \frac{1}{2} T_к. \qquad (3.99)$$

Таким образом, для компенсатора, размер которого уменьшается при пригонке (охватываемый размер или размер уступа), средний размер за-

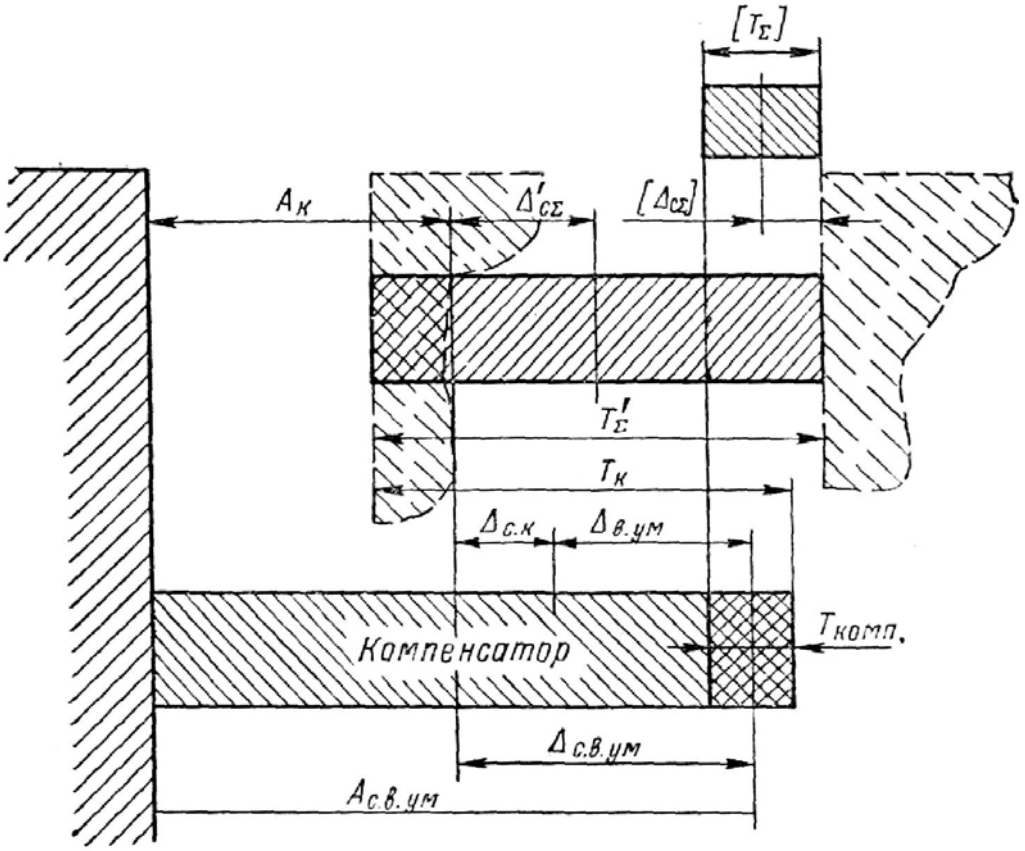


Рис. 3.20

готовки (рис. 3.20) определяется по формуле (уменьшающее компенсирующее звено)

$$A_{с.в.ум} = A_к + \Delta_{с.к} + \Delta_{с\Sigma} - [\Delta_{с\Sigma}] + \frac{1}{2} T_к, \qquad (3.100)$$

где $A_к$ — номинальный размер (заготовки) компенсатора в соответствии с уравнением (3.2).

Для компенсатора, размер которого увеличивается при пригонке (охватывающий размер или размер уступа), средний размер заготовки $A_{с.н.ум}$ определяется по формуле (уменьшающее компенсирующее звено)

$$A_{с.н.ум} = A_к + \Delta_{с.к} + \Delta_{с\Sigma} - [\Delta_{с\Sigma}] - \frac{1}{2} T_к. \qquad (3.101)$$

Если компенсирующее звено находится в числе увеличивающих звеньев цепи, то, рассуждая аналогично, можно получить, что средний размер заготовки компенсатора определяется по формулам:

$$A_{с.в.ув} = A_к + \Delta_{с.к} + [\Delta_{с\Sigma}] - \Delta_{с\Sigma} + \frac{1}{2} T_к \qquad (3.102)$$

для компенсаторов, размеры которых уменьшаются при пригонке, и

$$A_{\text{с. н. ув}} = A_{\text{к}} + \Delta_{\text{с. к}} + [\Delta_{\text{с}\Sigma}] - \Delta_{\text{с}\Sigma} - \frac{1}{2} T_{\text{к}} \qquad (3.103)$$

для компенсаторов, размеры которых увеличиваются при пригонке.

Предельные размеры заготовки компенсатора:

$$A_{\text{к max}} = A_{\text{с}} + \frac{1}{2} T_{\text{комп}}; \qquad (3.104)$$

$$A_{\text{к min}} = A_{\text{с}} - \frac{1}{2} T_{\text{комп}}, \qquad (3.105)$$

где $A_{\text{с}}$ — средний размер заготовки компенсатора, определяемый в зависимости от различных условий по формулам (3.100), или (3.101), или (3.102), или (3.103).

Примеры расчетов

По данным примера 1 (см. с. 27) и рис. 3.12, рассчитаем размерную цепь узла крепления ротора. Расчет размерной цепи выполняем методом максимума-минимума. Задачу решаем в такой последовательности.

1—4-й пункты аналогичны соответствующим пунктам решения методом полной взаимозаменяемости (см. с. 28).

5. Определяем по формуле (3.5) среднее число единиц допуска составляющих размеров (см. п. 5, с. 29) и из табл. 1.8, ч. 1 находим, что рассчитанное число единиц допуска соответствует 9-му квалитету. Предположим, что это не отвечает экономически рентабельным процессам обработки деталей, поэтому, если изменение конструкции с целью уменьшения числа составляющих звеньев цепи (как в данном случае) нежелательно, для решения цепи используем метод пригонки.

6. Выбираем компенсатор для пригонки. В качестве компенсирующего принимаем 2-е звено (см. рис. 3.12). Требуемую точность исходного звена будем обеспечивать за счет подрезки ($T_{\text{пр}} \approx 0{,}05$ мм и $T_{\text{пр}} < [T_{\Sigma}]$) колпака-гайки *2* по торцовой поверхности, прилегающей к ротору *1* (см. рис. 3.12).

7. Назначаем допускаемые отклонения на размеры составляющих звеньев. Установим на составляющие звенья экономически целесообразные допуски (табл. 3.16).

8. Определяем величину компенсации. По формуле (3.9) находим допуск замыкающего звена

$$T_{\Sigma} = \sum_{1}^{3} T_i = 0{,}39 + 0{,}39 + 0{,}46 = 1{,}24 \text{ мм}.$$

3.16. Расчетная таблица к рис. 3.12

Обозначение звеньев	Возможная финишная технологическая операция	Размеры и отклонения, мм		Примечания
		предварительные	окончательные	
A_{Σ}	Сборка	—	$0^{+0,3}_{+0,1}$	По условию задачи
A_1	Токарная обработка	$38_{-0,39}$	$38_{-0,39}$	$39h13$
$A_2 = A_{\text{к}}$	» »	$42 \pm 0{,}195$	$42^{+0,71}_{+0,32}$	$T_{\text{к}} = 1{,}04$ мм
A_3	» »	$80 \pm 0{,}23$	$80 \pm 0{,}23$	$80 j_s 13$

По формуле (3.95) определяем величину компенсации

$$T_к = T_\Sigma - [T_\Sigma] = 1{,}24 - 0{,}2 = 1{,}04 \text{ мм}.$$

9. Определяем размер заготовки компенсатора. Средний размер заготовки компенсатора вычисляем по формуле (3.100), так как компенсирующее звено входит в число уменьшающих звеньев (см. п. 3, с. 28) и размер компенсатора уменьшается в процессе пригонки (см. п. 6 и рис. 3.12).

Предварительно определяем среднее отклонение поля допуска замыкающего звена по формуле (3.15)

$$\Delta_\Sigma = \Delta_{сз} - (\Delta_{с1} + \Delta_{с.к}) = 0 - (-0{,}195 + 0) = +0{,}195 \text{ мм}.$$

Тогда средний размер заготовки компенсатора

$$A_{с.в.ум} = A_{2с} = A_2 + \Delta_{с.к} + \Delta_{с\Sigma} - [\Delta_{с\Sigma}] + \frac{1}{2} T_к =$$

$$= 42 + 0 + (+0{,}195) - (+0{,}2) + \frac{1}{2} \cdot 1{,}04 = 42{,}515 \text{ мм}.$$

В рабочем чертеже компенсирующей детали указываем размер $42{,}515 \pm 0{,}195$ или $42^{+0{,}71}_{+0{,}32}$. Возможный съем металла (при подрезках) $T_к = 1{,}04$ мм (см. рис. 3.20).

МЕТОД РЕГУЛИРОВАНИЯ

Подвижные и неподвижные компенсаторы

Для достижения требуемой точности замыкающего звена используют неподвижные или подвижные компенсаторы.

В качестве неподвижных компенсаторов обычно применяют комплекты (наборы) деталей (сменных колец, втулок, шайб и т. д.), подбираемых при сборке, или наборы прокладок одинаковой (или разной) толщины (см. рис. 3.29—3.32; 3.37). Набор сменных деталей состоит из нескольких групп (ступеней), количество которых определяется требуемой величиной компенсации $T_к$ и допуском исходного звена $[T_\Sigma]$.

Размеры компенсирующих деталей соседних ступеней должны отличаться не более чем на величину допуска $[T_\Sigma]$, и толщина прокладки s в наборе должна быть

$$s \leqslant [T_\Sigma]. \qquad (3.106)$$

При малой величине допуска $[T_\Sigma]$ и невозможности обеспечить соотношение (3.106) применяют прокладки разных (s', s'') близких между собой толщин, используя в сборке разность их размеров ($s' > [T_\Sigma]$, $s'' > [T_\Sigma]$)

$$s' - s'' \leqslant [T_\Sigma].$$

В зависимости от фактически полученной величины компенсации в данной размерной цепи подбирают сменную деталь соответствующей ступени или изменяют (добавляют, убирают) количество прокладок.

В качестве подвижных компенсаторов используют устройства и детали, за счет регулировки (перемещения или поворота) которых достигается необходимый размер замыкающего звена.

Перемещение (поворот) компенсатора в пределах величины компенсации осуществляется по резьбе, по конической поверхности, эксцентриком, по направляю-

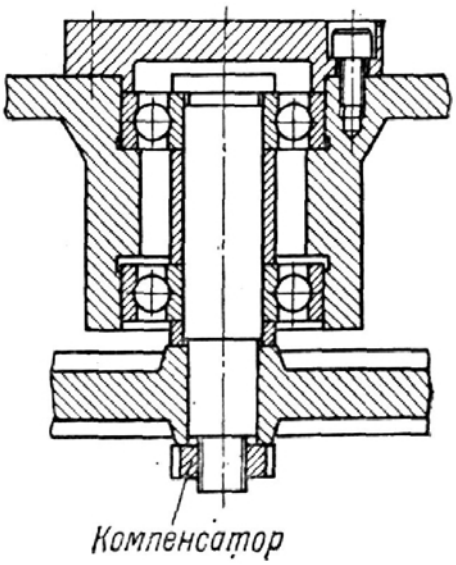


Рис. 3.21
Осевой зазор устраняется завинчиванием гайки

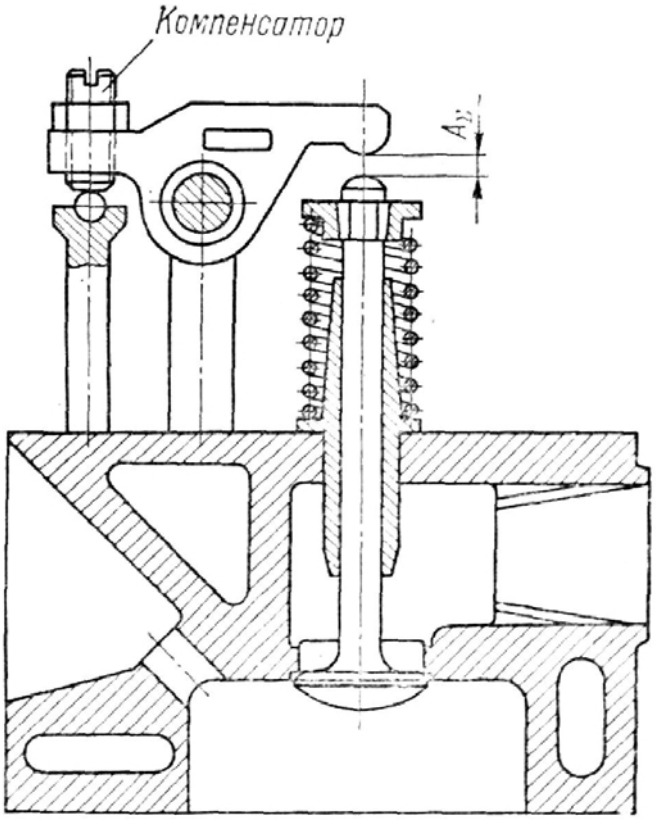


Рис. 3.22
Требуемый зазор A_Σ достигается перемещением винта

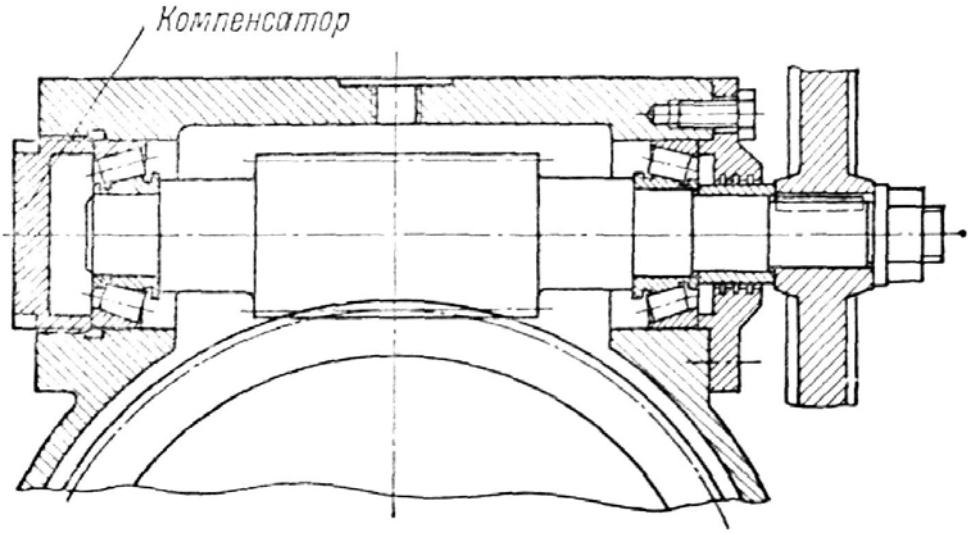


Рис. 3.23

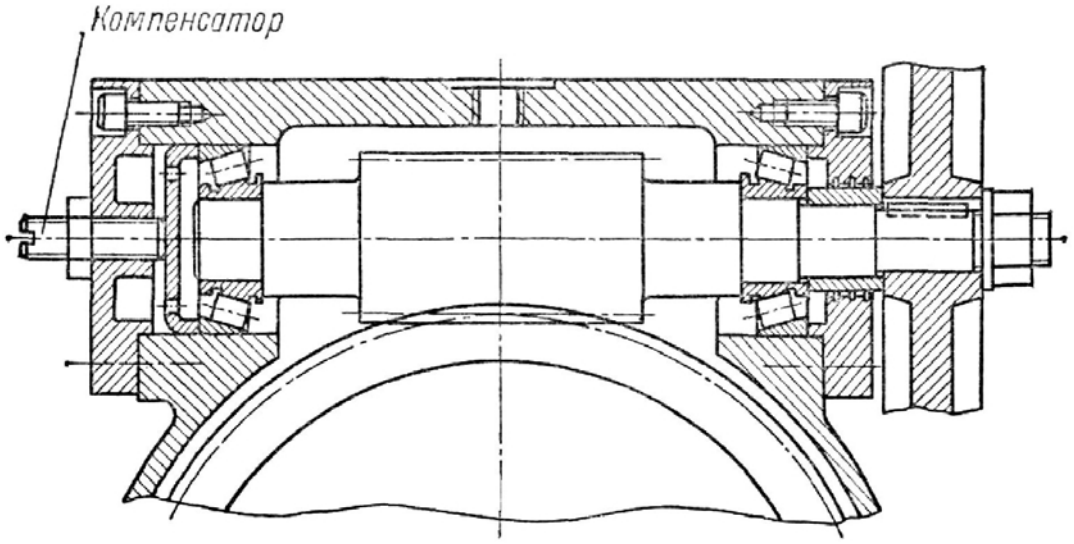


Рис. 3.24
Регулирование осевой игры подшипников происходит за счет перемещения резьбовых деталей (см. также рис. 3.23

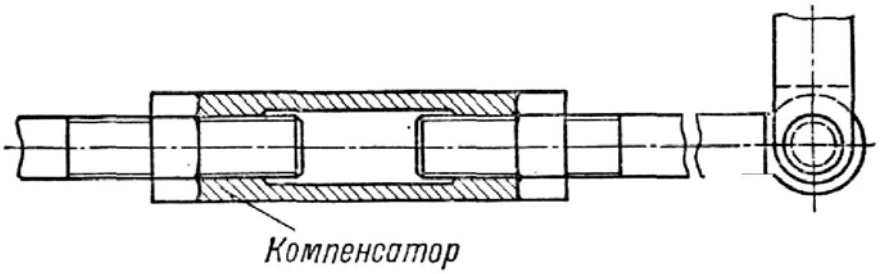


Рис. 3.25
Изменение длины тяги достигается поворотом резьбовой стяжки

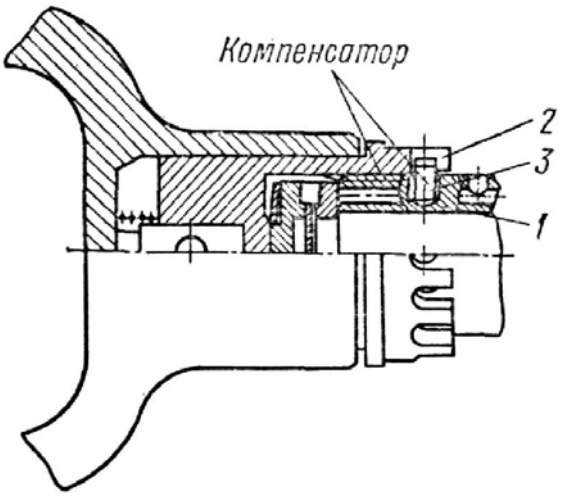


Рис. 3.26
Зазоры в отбойном молотке устраняются свинчиванием звена промежуточного *2* и ствола *1*, которые стопорятся штифтом *3*. Штифт устанавливается в одно из отверстий корпуса и прорезь на промежуточном звене. Число отверстий на единицу меньше числа прорезей

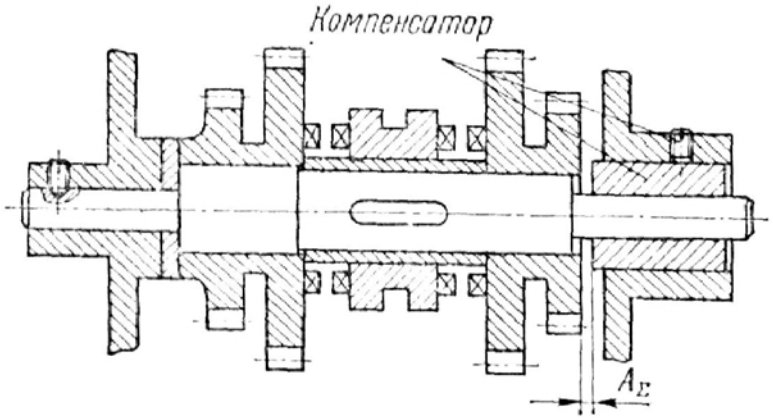


Рис. 3.27

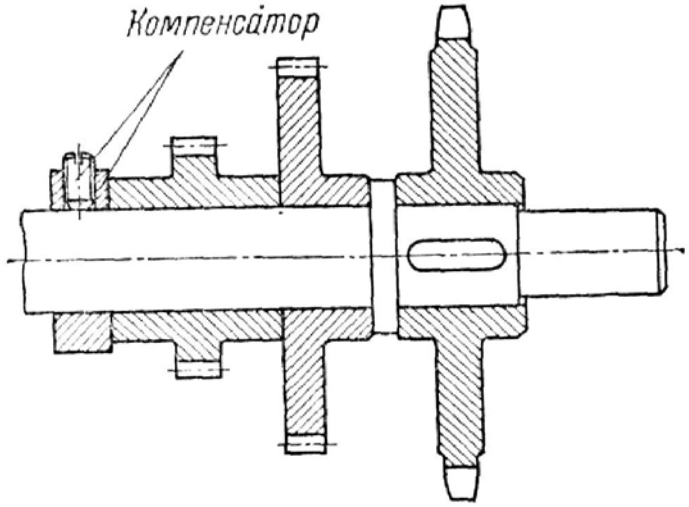


Рис. 3.28

Требуемые зазоры достигаются установкой детали, закрепляемой стопорным винтом

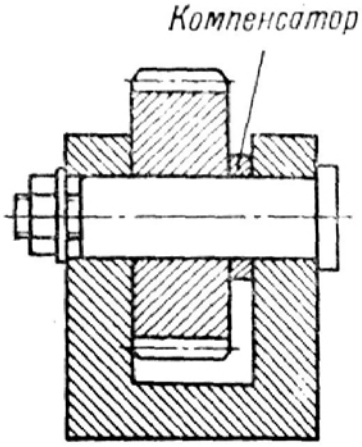


Рис. 3.29
Требуемый зазор обеспечивается подбором компенсирующей шайбы

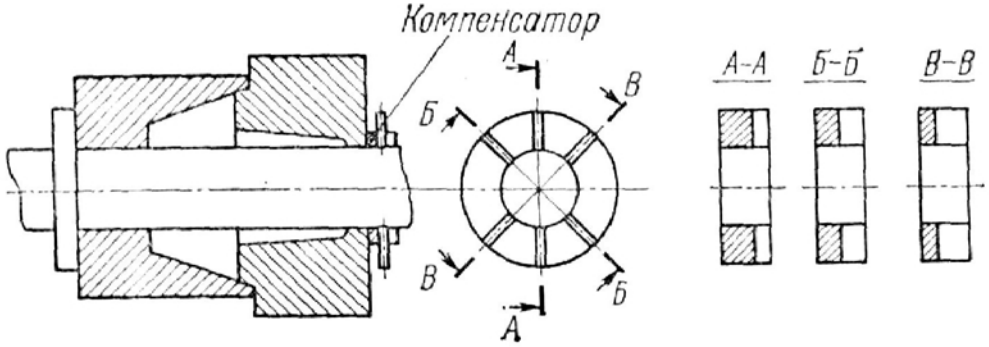


Рис. 3.30
Цепь замыкается шайбой с прорезями различной глубины

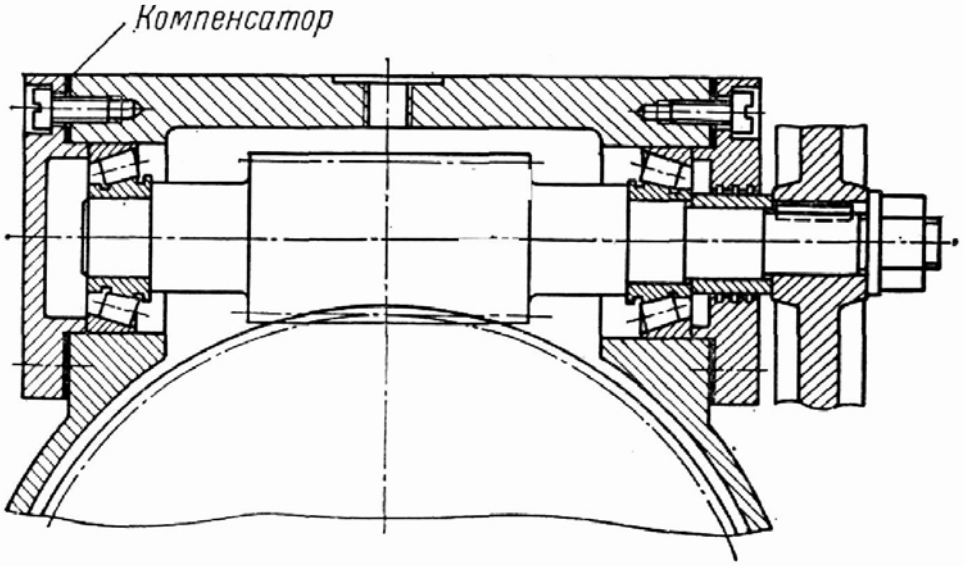


Рис. 3.31
Регулирование осевой игры подшипников осуществляется прокладками

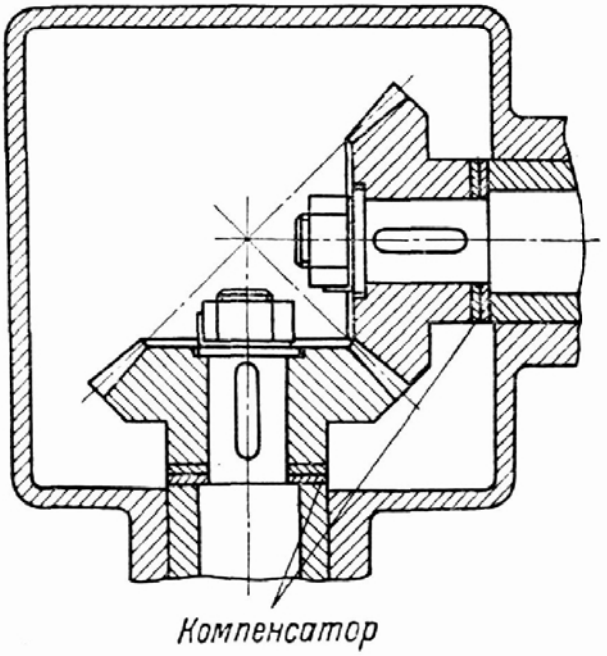


Рис. 3.32
Совмещение начальных конусов шестерен обеспечивается прокладками

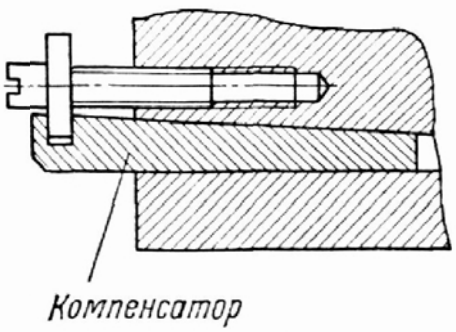


Рис. 3.33

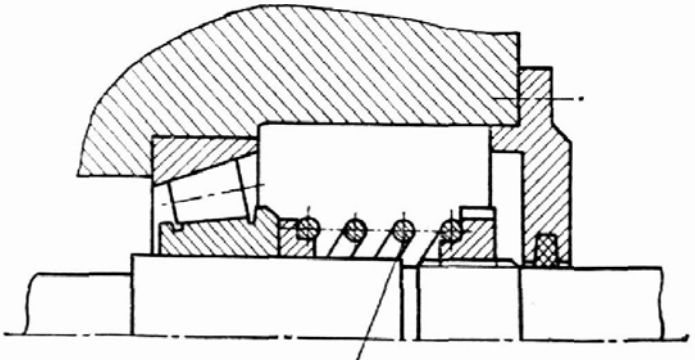


Рис. 3.34

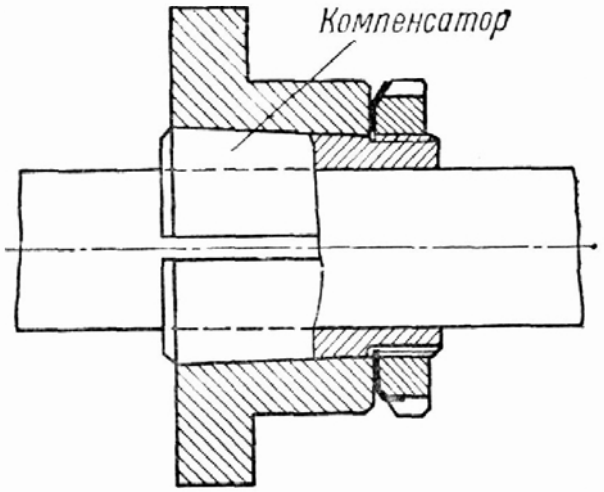


Рис. 3.35
Регулировка зазора осуществляется конусной разрезной втулкой

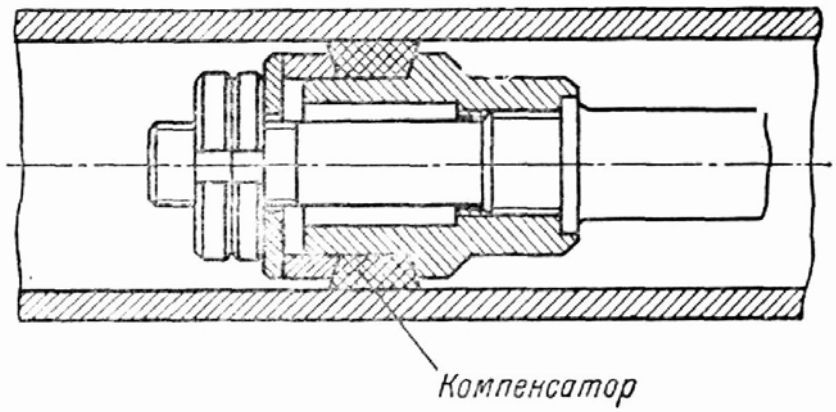


Рис. 3.36
Диаметральный зазор компенсируется кольцом из эластичного материала

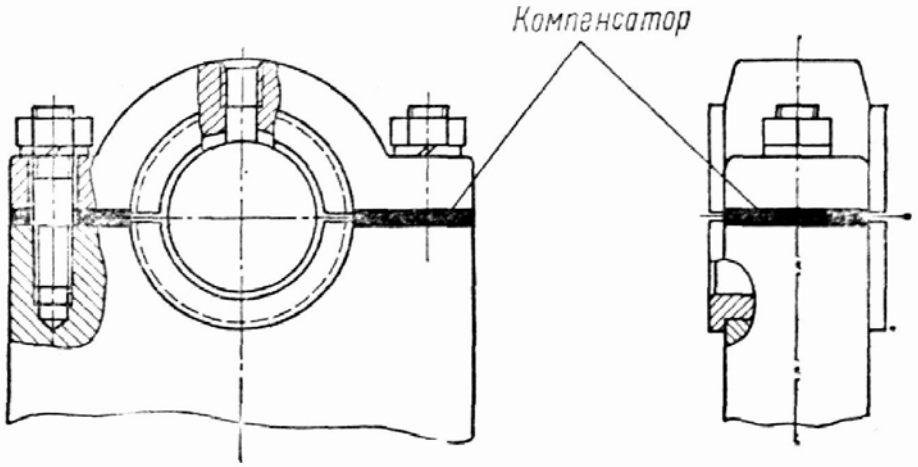


Рис. 3.37
Диаметральный зазор регулируется прокладками

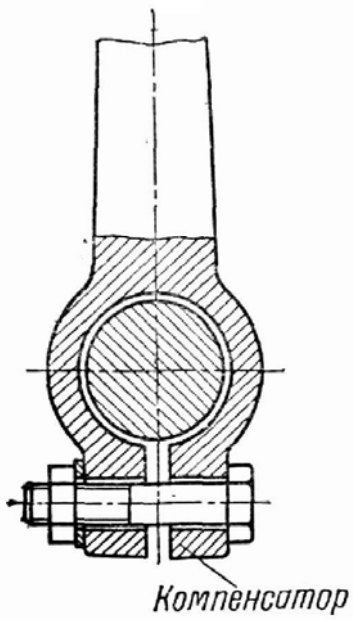


Рис. 3.38
Зазор устраняется затягиванием гайки

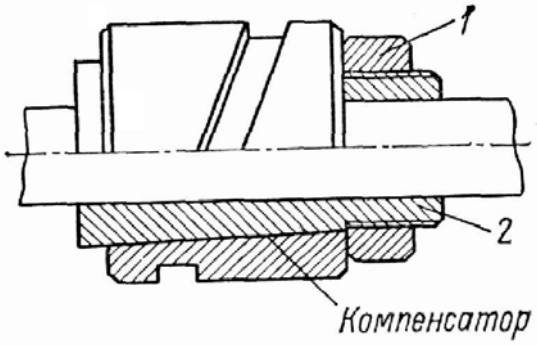


Рис. 3.39
Фиксация детали на валу осуществляется гайкой *1* на разрезной втулке *2*

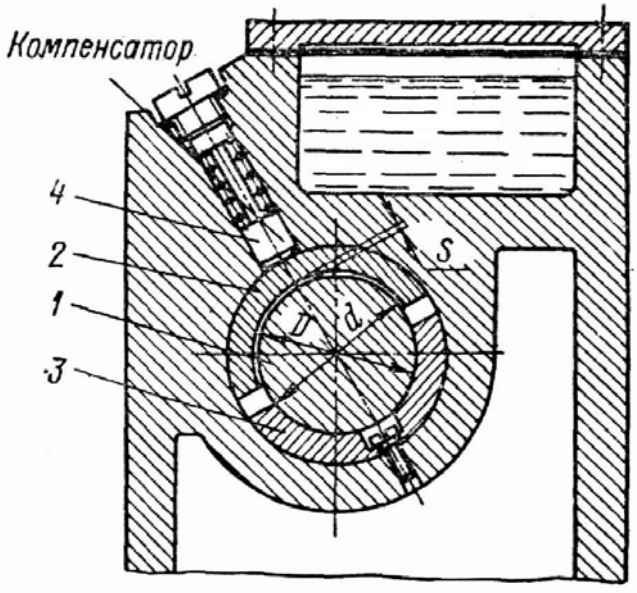


Рис. 3.40
Изменение зазора в подшипнике скольжения с валом *1* устраняется перемещением верхнего вкладыша *2* под действием поршня *4* к нижнему вкладышу *3*

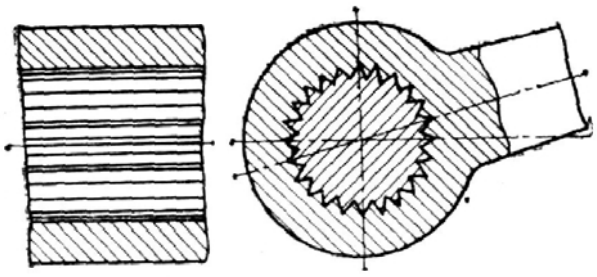


Рис. 3.41

Угловое расположение деталей обеспечивается за счет большего количества зубьев

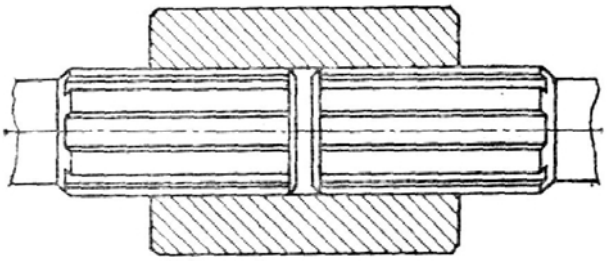


Рис. 3.42

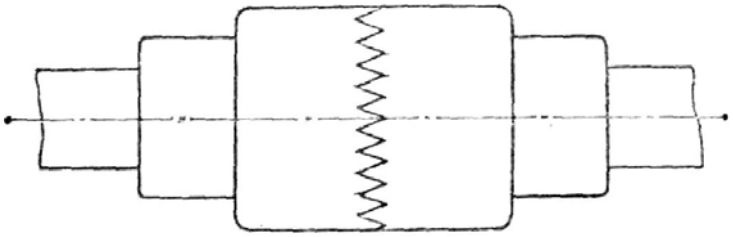


Рис. 3.43
Грубая регулировка угла между деталями на валах достигается поворотом на один зуб

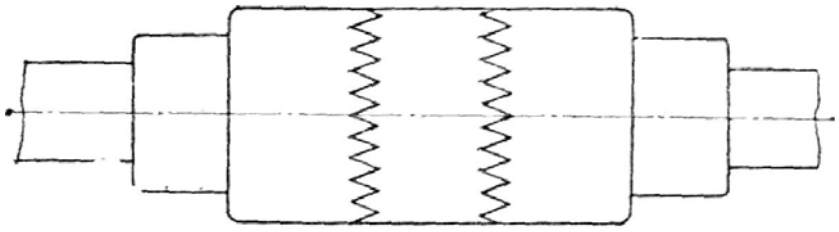


Рис. 3.44
Точная регулировка угла между деталями достигается благодаря разнице в количестве зубьев (n и $n+1$) на обеих сторонах промежуточной шайбы. Наименьший угол поворота равен $360^\circ/n\,(n+1)$

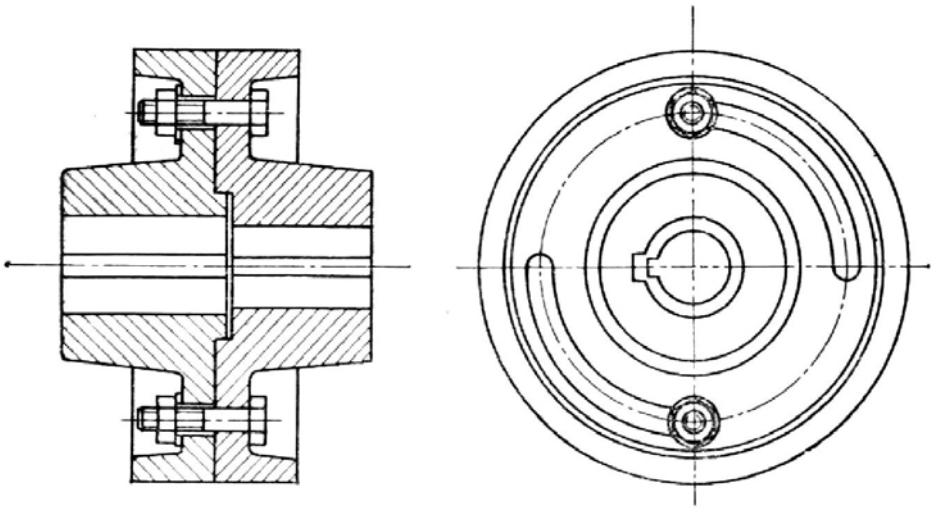


Рис. 3.45

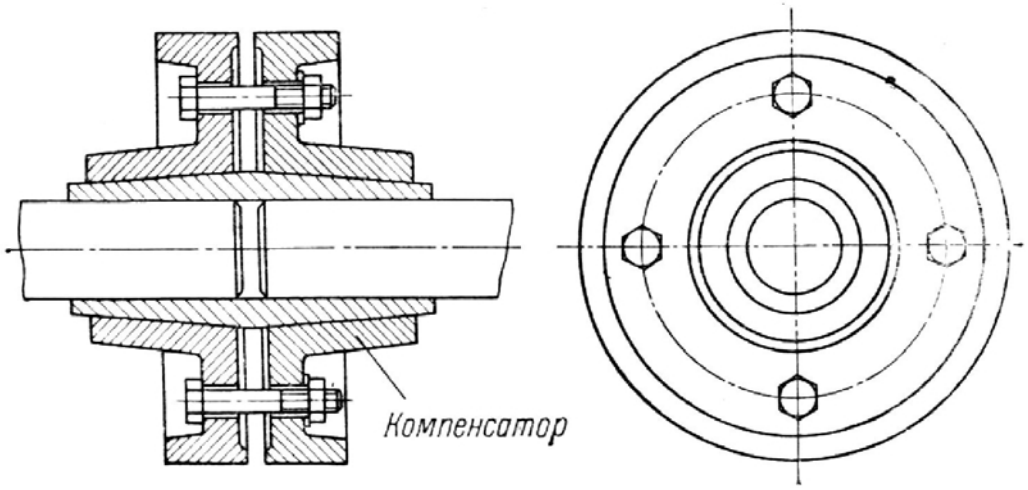


Рис. 3.46

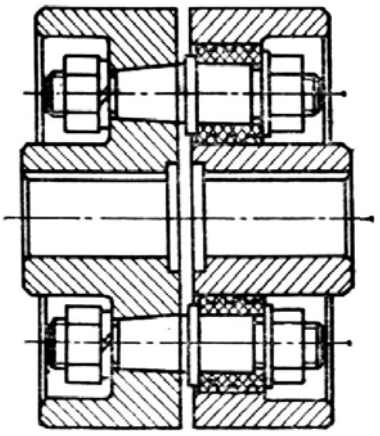


Рис. 3.47
Несовпадение и перекос осей валов компенсируются за счет упругих элементов

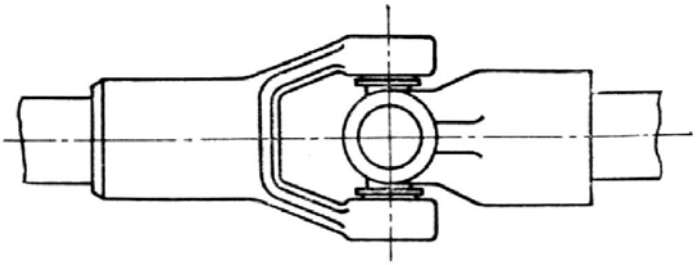


Рис. 3.48
Перекос осей компенсируется шарнирной муфтой

щим с фиксацией в требуемом положении и т. д. (см. примеры конструкций компенсаторов, с. 59). По непрерывности регулирования подвижные компенсаторы разделяются на компенсаторы с периодическим регулированием (резьбовые, клиновые, эксцентриковые и др.) и компенсаторы с непрерывным, в большинстве случаев автоматическим регулированием (см. рис. 3.34; 3.40). С использованием подвижных (и некоторых неподвижных, например, набора прокладок) компенсаторов требуемая точность замыкающего звена в процессе эксплуатации может ими периодически восстанавливаться или непрерывно и автоматически поддерживаться.

При наличии в размерной цепи звеньев, размер которых изменяется из-за износа, температурных и других деформаций деталей, определяют допускаемую величину этих изменений $T_{изм}$ для последующей компенсации. В таких случаях величина компенсации равна

$$T'_к = T_к + T_{изм}, \tag{3.107}$$

где $T_к$ — величина компенсации погрешностей изготовления деталей, рассчитываемая по уравнению (3.95).

Примеры конструкций неподвижных и подвижных компенсаторов [4, 7]

Все типы компенсаторов в зависимости от их назначения могут быть подразделены на следующие группы: для поглощения ошибок размеров длины (рис. 3.21—3.34), для поглощения ошибок диаметральных размеров (рис. 3.35—3.40), для поглощения ошибок угловых размеров (рис. 3.41—3.46), для поглощения ошибок от соосности и перекоса (рис. 3.47 и 3.48) и т. д.

Расчет компенсирующих деталей (сменных колец, втулок и т. д.), подбираемых при сборке

Максимальный размер (ступени) $A_{с.в}$ втулки или кольца в наборе сменных деталей определяется по формуле (3.100), если компенсирующее звено входит в число уменьшающих звеньев цепи, или по формуле (3.102), если компенсирующее звено находится в числе увеличивающих звеньев. Соответственно, минимальный размер (ступени) $A_{с.н}$ сменной детали в наборе определяется в зависимости от характера компенсирующего звена (индексы «ум» или «ув») по формуле (3.101) или (3.103).

Принимая разность между средними размерами (шаг ступеней $T_{ст}$) компенсаторов соседних ступеней, равной допуску исходного звена ($T_{ст} = [T_\Sigma]$, рис. 3.49, *а*), получаем, что необходимое число ступеней размеров втулок или колец равно

$$N = \frac{T_к}{T_{ст}} + 1 = \frac{T_к}{[T_\Sigma]} + 1. \tag{3.108}$$

При шаге $T_{ст} = [T_\Sigma]$ разность размеров, наугад взятых при сборке деталей-компенсаторов соседних ступеней, может достигнуть максимальной величины $[T_\Sigma] + T_{комп}$ (см. рис. 3.49, *а*), в связи с чем в некоторых случаях (количество которых относительно невелико) потребуется произвести повторный подбор (или незначительную пригонку) компенсатора из числа деталей соответствующих ступеней.

С учетом допуска на изготовление компенсатора $T_{комп}$ (тогда $T_{ст} = [T_\Sigma] - T_{комп}$) необходимое (максимальное) число ступеней размеров втулок или колец определяется по формуле (рис. 3.49, *в*)

$$N' = \frac{T_к}{T_{ст}} + 1 = \frac{T_к}{[T_\Sigma] - T_{комп}} + 1. \tag{3.109}$$

Таким образом, размеры сменных деталей последовательных ступеней оказываются равными:

$$A_{с.в} \pm \frac{1}{2} T_{комп};\quad (A_{с.в} - T_{ст}) \pm \frac{1}{2} T_{комп};$$

$$(A_{с.в} - 2T_{ст}) \pm \frac{1}{2} T_{комп};\ \ldots;\quad (A_{с.н} + T_{ст}) \pm \frac{1}{2} T_{комп};$$

$$A_{с.н} \pm \frac{1}{2} T_{комп}. \qquad (3.110)$$

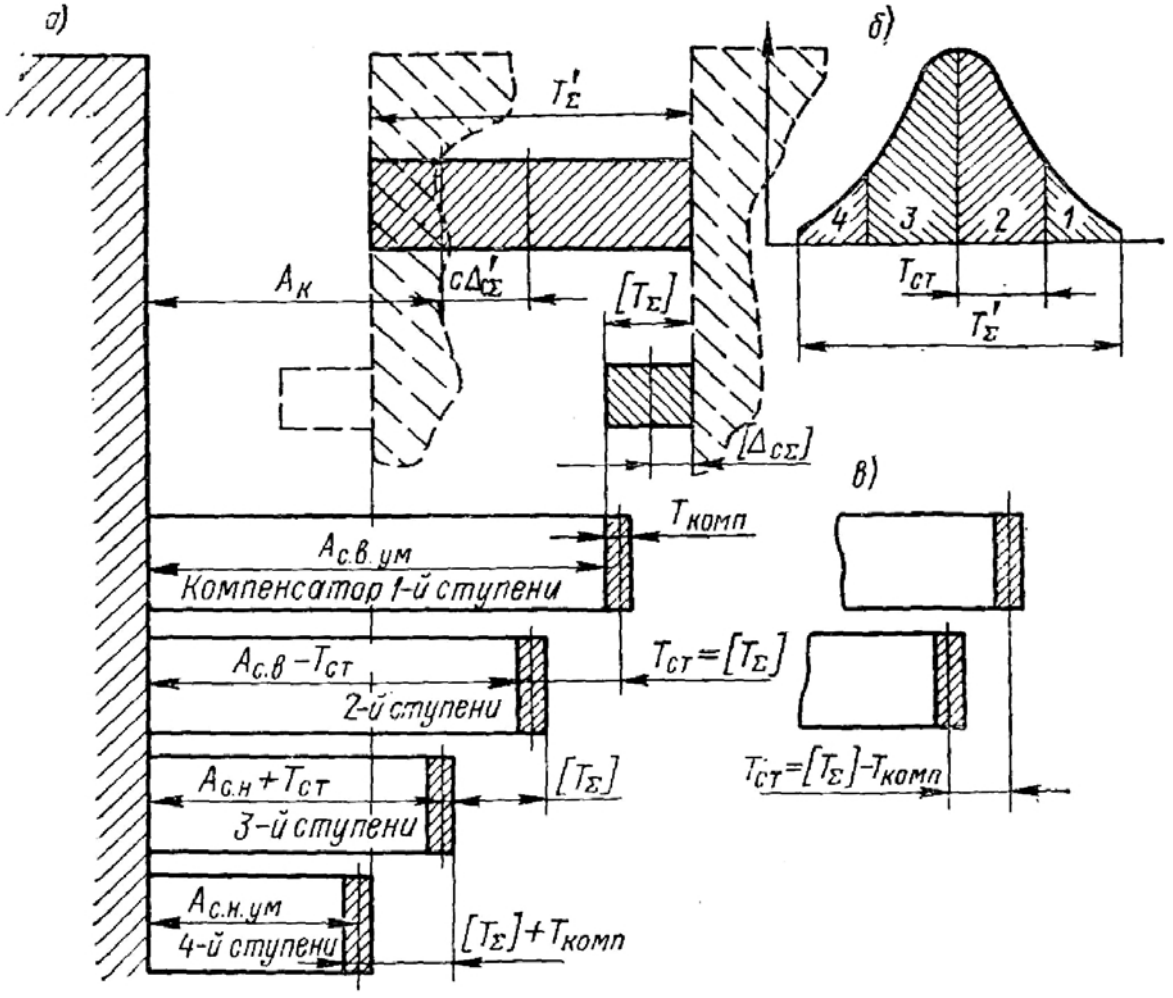


Рис. 3.49

Среднее количество деталей-компенсаторов каждой из ступеней может быть рассчитано на основе процентного соотношения участков под кривой рассеяния размеров замыкающего звена, ограниченных зоной $T_{ст}$ (см. рис. 3.49, *б*).

Расчет компенсирующих прокладок одинаковой толщины

При установленных отклонениях всех составляющих звеньев данной размерной цепи средний размер $A_{с.в}$ суммы толщин всех прокладок определяется по формуле (3.100), если компенсирующее звено (набор прокладок) входит в число уменьшающих звеньев цепи, или по формуле (3.102), если компенсирующее звено оказывается в числе увеличивающих звеньев.

Соответственно, средний размер $A_{с.н}$ суммы толщин минимального числа прокладок определяется в зависимости от характера компенсирующего звена (индексы «ум» или «ув») по формуле (3.101) или (3.103). В формулах (3.100)—(3.103) $A_к$ — предварительный размер набора прокладок и

$$\Delta_{с.к} = z\Delta_{с.к}\, i, \qquad (3.111)$$

где z — число прокладок в наборе; $\Delta_{с.к\,i}$ — среднее отклонение поля допуска размера толщины одной прокладки; для упрощения расчетов рекомендуется принимать $\Delta_{с.к\,i} = 0$.

Максимальное число прокладок (для сборки одного изделия) при толщине прокладки $s = [T_\Sigma]$ определяется по формуле

$$z_{max} = \frac{A_{с.в}}{[T_\Sigma]}. \tag{3.112}$$

Минимальное число прокладок (для сборки одного изделия)

$$z_{min} = \frac{A_{с.н}}{[T_\Sigma]}. \tag{3.113}$$

Из числа прокладок z_{max} для компенсации недопустимых отклонений замыкающего звена используется, следовательно, только $(z_{max}-z_{min})$ прокладок. Таким образом, если изменение установленных отклонений составляющих размеров по каким-либо причинам нежелательно (нерационально), то число прокладок в наборе определяется по формуле (3.112). С целью уменьшения числа прокладок в наборе до такого количества, которое достаточно для компенсации погрешностей изготовления деталей, необходимо внести поправку Δ' к среднему отклонению одного из составляющих звеньев.

Число прокладок в наборе (с некоторым запасом) в таком случае будет определяться по формуле (при средней толщине прокладки $s = [T_\Sigma]$)

$$z = \frac{T_к}{[T_\Sigma]} + 1, \tag{3.114}$$

т. е. $z_{max} = z$ и $z_{min} = 0$.

Величина поправки Δ' может быть определена по формулам:

$$\Delta'_{ум} = [\Delta_{с\Sigma}] - \Delta_{с\Sigma} + \frac{1}{2} T_\Sigma - \Delta_{с.к} - A_к, \tag{3.115}$$

если компенсирующее звено входит в число уменьшающих звеньев цепи, или

$$\Delta'_{ув} = [\Delta_{с\Sigma}] - \Delta_{с\Sigma} - \frac{1}{2} T_\Sigma + \Delta_{с.к} + A_к, \tag{3.116}$$

если компенсирующее звено входит в число увеличивающих звеньев цепи. Тогда измененное среднее отклонение $\Delta_{с\,i}$ корректируемого составляющего звена должно быть равно

$$\Delta'_{с\,i} = \Delta_{с\,i} \pm \Delta', \tag{3.117}$$

где знак + берется для увеличивающего, а знак — для уменьшающего составляющего звена.

При сборке партии изделий ($M_{изд}$) будет использовано (в среднем) $M_{изд} \dfrac{z_{max} + z_{min}}{2}$ прокладок.

Расчет компенсирующих прокладок разной толщины

Для уменьшения числа прокладок в наборе толщину одной из прокладок принимают $s_1 = [T_\Sigma]$, а толщины $(s_2; s_3; \ldots; s_{z_0})$ всех последующих прокладок изменяют по геометрической прогрессии со знаменателем 2, т. е. если $s_1 = [T_\Sigma]$, то $s_2 = 2[T_\Sigma]$, $s_3 = 2^2[T_\Sigma]$ и т. д. до

$$s_{z_0} = 2^{z_0-1}[T_\Sigma]. \tag{3.118}$$

При этом различные сочетания прокладок обеспечат любой размер, равный или кратный $[T_\Sigma]$. Число прокладок z_0 можно определить по формуле

$$z_0 \geqslant 3{,}32 \lg (z_{max} + 1), \qquad (3.119)$$

где z_{max} — число прокладок, рассчитанное по формуле (3.112) или (3.114).

Примеры расчетов

Пример 1 (рис. 3.50). Задано: предельные отклонения исходного звена $[\Delta S_\Sigma] = +0{,}3$ мм; $[\Delta I_\Sigma] = +0{,}2$ мм, т. е. $[T_\Sigma] = 0{,}1$ мм и $[\Delta_{c\Sigma}] = +0{,}25$ мм. Известно:

1) компенсирующее звено (втулка) находится в числе уменьшающих звеньев цепи;

2) номинальный размер втулки принят $A_к = 3$ мм с предельными отклонениями $\Delta S_к = 0$ и $\Delta I_к = -0{,}04$, т. е. $T_{комп} = 0{,}04$ мм; $\Delta_{с.к} = -0{,}02$ мм.

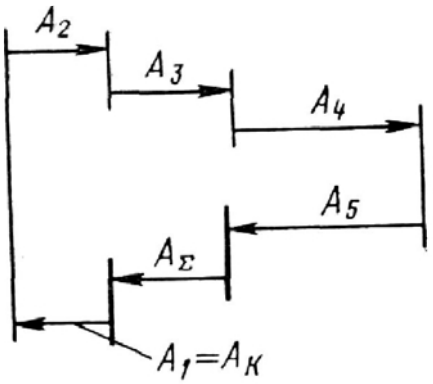


Рис. 3.50

В результате выполненного расчета размерной цепи (расчет не приводится) найдено: $T_\Sigma = 0{,}46$ мм; $\Delta_{c\Sigma} = +0{,}15$ мм. Величины T_Σ и $\Delta_{c\Sigma}$ получены с учетом допуска $T_{комп}$ и среднего отклонения $\Delta_{с.к}$ поля допуска компенсирующего звена. Требуется определить число ступеней и размеры компенсирующих сменных втулок, подбираемых при сборке.

1. Определяем величину компенсации по формуле (3.95)

$$T_к = T_\Sigma - [T_\Sigma] = 0{,}46 - 0{,}1 = 0{,}36 \text{ мм}.$$

2. Максимальный размер втулки определяем по формуле (3.100), причем компенсирующее звено входит в число уменьшающих:

$$A_{с.в.ум} = A_к + \Delta_{с.к} + \Delta_{c\Sigma} - [\Delta_{c\Sigma}] + \frac{1}{2} T_к =$$

$$= 3 + (-0{,}02) + (+0{,}15) - (+0{,}25) + \frac{1}{2} \cdot 0{,}36 = 3{,}06 \text{ мм}.$$

3. Минимальный размер втулки получаем по формуле (3.101)

$$A_{с.н.ум} = 3 + (-0{,}02) + (+0{,}15) - (+0{,}25) - \frac{1}{2} \cdot 0{,}36 = 2{,}7 \text{ мм}.$$

4. По формуле (3.108) находим число ступеней размеров (приняв предварительно $T_{ст} = [T_\Sigma]$)

$$N = \frac{T_к}{[T_\Sigma]} + 1 = \frac{0{,}36}{0{,}1} + 1 = 4{,}6.$$

Принимаем $N = 5$. В связи с округлением числа ступеней размеров до $N = 5$ шаг ступеней можно уменьшить, приняв его равным

$$T_{ст} = \frac{T_к}{N - 1} = \frac{0{,}36}{5 - 1} = 0{,}09 \text{ мм}.$$

5. Размеры втулок пяти ступеней определяем по формулам (3.110):

$$A_{к1} = 3{,}06 \pm 0{,}02 = 3^{+0{,}08}_{+0{,}04};$$

$$A_{к2} = (3{,}06 - 0{,}09) \pm 0{,}02 = 2{,}97 \pm 0{,}02 = 3^{-0{,}01}_{-0{,}05};$$

$$A_{к3} = 2{,}88 \pm 0{,}02 = 3^{-0{,}10}_{-0{,}14};$$

$$A_{к4} = 2{,}79 \pm 0{,}02 = 3^{-0{,}19}_{-0{,}23};$$

$$A_{к5} = 2{,}7 \pm 0{,}02 = 3^{-0{,}28}_{-0{,}32}.$$

Пример 2. Рассчитаем размерную цепь H (см. рис. 3.4), определяющую величину зазора между наружным кольцом подшипника качения и крышкой.

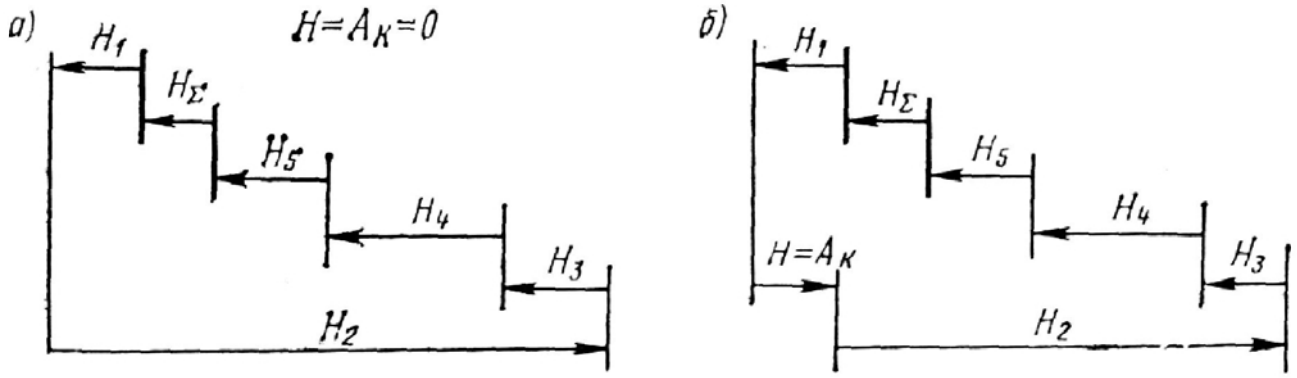


Рис. 3.51

С учетом теплового расширения валов при работе и допустимой осевой игры [8, 10] конических роликоподшипников при монтаже их без предварительного натяга принимаем $H_\Sigma = {}^{+0{,}15}_{+0{,}05}$ мм. По условию $[H_{\Sigma\,max}] = 0{,}15$ мм; $[H_{\Sigma\,min}] = 0{,}05$ мм.

1. Принимаем номинальный размер зазора $H_\Sigma = 0$. Тогда, согласно заданию, $[\Delta S_\Sigma] = +0{,}15$ мм; $[\Delta I_\Sigma] = +0{,}05$ мм; $[\Delta_{c\Sigma}] = +0{,}1$ мм; $[T_\Sigma] = 0{,}1$ мм.

2. По схеме размерной цепи (рис. 3.51, *а*) определяем (см. с. 9), что увеличивающим является звено H_2, остальные (H_1, H_3, H_4, H_5) звенья цепи — уменьшающие.

3. Составляем уравнение размерной цепи по формуле (3.2)

$$H_\Sigma = H_2 - (H_1 + H_3 + H_4 + H_5).$$

С учетом полученного уравнения и принятого значения $[H_\Sigma] = 0$ назначаем номинальные размеры всех составляющих звеньев: $H_1 = 24$ мм; $H_2 = 130$ мм; $H_4 = 60$ мм — по конструктивным соображениям; $H_3 = H_5 = 23$ мм — по стандарту на подшипники качения. Производим проверку размеров по уравнению цепи

$$H_\Sigma = 130 - (24 + 23 + 60 + 23) = 0 = [H_\Sigma].$$

4. По табл. 3.4 определяем величину среднего допуска составляющих размеров (при $[T_\Sigma] = 0{,}1$ мм и числе составляющих звеньев 5) $T_c = 0{,}036$ мм. Так как полученная величина среднего допуска слишком мала, принимаем, что требуемая точность исходного звена должна обеспечиваться методом регулирования (см. с. 17).

5. В подобных конструкциях компенсирующим звеном обычно является набор прокладок, устанавливаемых между крышкой и корпусом. Принимаем предварительный размер набора прокладок $A_к = 1$ мм, увеличивая соответственно

звено H_1 ($H_1 = 24 + 1 = 25$ мм). Составляем новую схему размерной цепи (рис. 3.51, *б*). Из схемы выясняем, что компенсирующее звено находится в числе увеличивающих звеньев цепи.

6. Назначаем допускаемые отклонения на все составляющие размеры цепи, исходя из экономической точности изготовления по возможной финишной операции. Отклонения на размеры стандартных деталей принимаем по соответствующим стандартам (например, на монтажную высоту подшипников). Принимаем толщину прокладки $s = [T_\Sigma]$, т. е. $0{,}1 \pm 0{,}02$ ($T_{\text{комп } i} = 0{,}04$). Тогда $\Delta_{\text{с. к } i} = 0$ и $\Delta_{\text{с. к}} = 0$ [см. формулу (3.111)]. Предварительное число прокладок в наборе $z = A_\text{к}/[T_\Sigma] = 1/0{,}1 = 10$.

Если прокладки, собранные в набор, изготовлены из одного листа (или расчет цепи выполняется методом максимума-минимума), то погрешность компенсатора $T_\text{комп}$

$$T_\text{комп} = zT_{\text{комп } i} = 10 \cdot 0{,}04 = 0{,}4 \text{ мм}.$$

Если же набор собран из прокладок, изготовленных из разных листов, то погрешность компенсатора

$$T_\text{комп} = T_{\text{комп } i}\sqrt{z} = 0{,}04\sqrt{10{,}0} \approx 0{,}13 \text{ мм}.$$

Принимаем $T_\text{комп} = 0{,}13$ мм. Принятые размеры и отклонения вносим в табл. 3.17.

3.17. Расчетная таблица к рис. 3.51

Обозначение звеньев	Возможная финишная технологическая операция	Размеры и отклонения, мм		Коэффициенты	
		предварительные	окончательные	α_i	λ_i
H_Σ	Сборка	—	$0^{+0{,}15}_{+0{,}05}$	0	0,33
H_1	Токарная обработка	$25 \pm 0{,}065$	$25^{-0{,}495}_{-0{,}625}$ *	0	0,4
H_2	То же	$130 \pm 0{,}125$	$130 \pm 0{,}125$ *	+0,1	0,4
H_3	Сборка	$23 \pm 0{,}25$	$23 \pm 0{,}25$ **	0	0,33
H_4	Токарная обработка	$60_{-0{,}19}$	$60_{-0{,}19}$ *	−0,2	0,4
H_5	Сборка	$23 \pm 0{,}25$	$23 \pm 0{,}25$ **	0	0,33
$H = A_\text{к}$	Набор прокладок	$1 \pm 0{,}065$	$0{,}8 \pm$ $\pm 0{,}057$ ***	0	0,33

* Квалитет 11.
** По стандарту на подшипники.
*** По расчету.

7. Коэффициенты α_i и λ_i назначаем, ориентируясь на данные табл. 3.9. Коэффициенты α_Σ и λ_Σ принимаем $\alpha_\Sigma = 0$ и $\lambda_\Sigma = 1/3 \approx 0{,}33$ в соответствии с указаниями на с. 38, а при необходимости значения α_Σ и λ_Σ рассчитываем по формулам (3.49) и (3.50).

8. Определяем по формуле (3.41) среднее отклонение поля допуска замыкающего звена

$$\Delta_{\text{с}\Sigma} = \sum^{m}\left(\Delta_{\text{с. ув}} + \alpha_\text{ув}\frac{T_\text{ув}}{2}\right) - \sum^{n}\left(\Delta_{\text{с. ум}} + \alpha_\text{ум}\frac{T_\text{ум}}{2}\right) =$$

$$= \left(0 + 0{,}1\frac{0{,}25}{2}\right) + 0 - \left(-0{,}095 - 0{,}2\frac{0{,}19}{2}\right) = +0{,}1265 \text{ мм}.$$

Находим по формуле (3.48) допуск замыкающего звена (при $P = 0{,}27\ \%$)

$$T_\Sigma = 3\sqrt{\sum_1^6 \lambda_i^2 T_i^2} =$$

$$= 3\sqrt{0{,}4^2 \cdot 0{,}13^2 + 0{,}4^2 \cdot 0{,}25^2 + 0{,}33^2 \cdot 0{,}5^2 + 0{,}4^2 \cdot 0{,}19^2 + \dots \rightarrow}$$

$$\dots \rightarrow \overline{+ 0{,}33^2 \cdot 0{,}5^2 + 0{,}33^2 \cdot 0{,}13^2} \approx 0{,}827 \text{ мм}.$$

9. Определяем по формуле (3.95) компенсацию

$$T_к = T_\Sigma - [T_\Sigma] = 0{,}827 - 0{,}1 = 0{,}727 \text{ мм}.$$

10. По формуле (3.114) рассчитываем число прокладок в наборе

$$z = \frac{T_к}{[T_\Sigma]} + 1 = \frac{0{,}727}{0{,}1} + 1 = 8{,}27.$$

В данном случае можно округлить z в меньшую сторону. Принимаем $z = 8$ прокладок ($s = 0{,}1 \pm 0{,}02$ или $s = 0{,}12_{-0{,}04}$). В связи с тем, что окончательно принятое число прокладок меньше предварительно назначенного ($8 < 10$), T_Σ изменится и составит примерно 0,823 мм.

11. Определяем по формуле (3.116) поправку $\Delta'_{ув}$ (для увеличивающего компенсирующего звена)

$$\Delta'_{ув} = [\Delta_{c\Sigma}] - \Delta_{c\Sigma} - \frac{1}{2} T_\Sigma + \Delta_{с.\,к} + A_к =$$

$$= + 0{,}1 - (+ 0{,}1265) - \frac{1}{2} 0{,}823 + 0 + 1{,}0 \approx + 0{,}56.$$

Изменяем величину среднего отклонения одного из звеньев H_1. Звено H_1 входит в число уменьшающих звеньев, следовательно, скорректированное среднее отклонение определяем по формуле (3.117) со знаком минус:

$$\Delta'_{c1} = \Delta_{c1} - \Delta'_{ув} = 0 - 0{,}56 = -0{,}56 \text{ мм}.$$

Тогда $H_1 = (25 - 0{,}56) \pm 0{,}065 = 25^{-0{,}495}_{-0{,}625}$. Измененные размеры и отклонения звеньев H_1 и $A_к = H$ указываем в табл. 3.17. Если изменение установленных отклонений размера H_1 (или любого другого составляющего звена) нежелательно, максимальное число прокладок необходимо рассчитать по формуле (3.112).

С целью сравнения результатов определим z_{max}; предварительно вычисляем по формуле (3.102) наибольший размер всех прокладок (компенсатора)

$$A_{с.\,в.\,ув} = A_к + \Delta_{с.\,к} + [\Delta_{c\Sigma}] - \Delta_{c\Sigma} +$$

$$+ \frac{1}{2} T_к = 1{,}0 + 0 + (+ 0{,}1) - (+0{,}1265) + \frac{1}{2} 0{,}727 = 1{,}337 \text{ мм}.$$

Тогда $z_{max} = \dfrac{A_{с.\,в}}{[T_\Sigma]} = \dfrac{1{,}337}{0{,}1} = 13{,}37$. Принимаем $z_{max} = 14$ прокладок. По формуле (3.113) определяем минимальное количество прокладок в наборе

$$z_{min} = \frac{A_{с.\,н}}{[T_\Sigma]} = \frac{A_{с.\,в} - T_к}{[T_\Sigma]} = \frac{1{,}337 - 0{,}727}{0{,}1} = 6{,}1.$$

Принимаем $z_{min} = 6$ прокладок, т. е. для компенсации погрешностей изготовления используются 14 — 6 = 8 прокладок. Таким образом, с целью уменьшения числа прокладок в наборе (с 14 до 8) рациональнее изменять предельные отклонения одного или нескольких составляющих размеров.

Пример 3. По данным предыдущего примера определить число прокладок в наборе, если толщины прокладок образуют геометрическую прогрессию ($s_1 = 0{,}1 \pm 0{,}02$; $s_2 = 0{,}2 \pm 0{,}02$ и т. д.).

По формуле (3.119) определяем число прокладок для двух условий: $z_{max} = z = 8$ (отклонения размера H_1 изменились); $z_{max} = 14$ (отклонения размера H_1 не изменились). Тогда:

1) $z_0 > 3{,}32 \lg (8 + 1) \approx 3{,}2$; принимаем число прокладок в наборе равным четырем. Толщины прокладок: $s_1 = 0{,}1$ мм; $s_2 = 0{,}2$ мм; $s_3 = 0{,}4$ мм; $s_4 = 0{,}8$ мм;

2) $z_0 > 3{,}32 \lg (14 + 1) \approx 3{,}9$; принимаем $z_0 = 4$, следовательно, набор тот же и изменения отклонений размера H_1 не требуется.

3.6. РАСЧЕТ УГЛОВЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Расчетные формулы

Методика и формулы для расчета линейных размерных цепей (см. пп. 3.3 и 3.4) полностью применимы при решении размерных цепей с угловыми размерами, если исходное (замыкающее) звено и все составляющие звенья представляют собой угловые размеры, отклонения которых могут быть заданы в угловых мерах (градусах) или в виде отношения AT_{hi}/l_i.

В соответствующие расчетные формулы подставляются или отклонения (допуски), выраженные в градусах, или линейные величины

$$\Delta_i' = \frac{AT_{hi}}{l_i} L, \qquad (3.120)$$

где AT_{hi} — отклонение (допуск) i-го угла в линейных величинах (мм); l_i — условная длина, к которой отнесено отклонение (допуск) угла; L — условная длина, к которой отнесено отклонение (допуск) замыкающего угла.

Например, отклонения одного из составляющих звеньев и замыкающего звена заданы в виде $\pm 0{,}015/100$ и $\pm 0{,}04/200$. В расчетных формулах следует использовать величины:

$$\Delta' S_i = \frac{+0{,}015}{100} 200 = +0{,}03; \quad \Delta' l_i = \frac{-0{,}015}{100} 200 = -0{,}03$$

$$\left(\text{т. е. } \Delta_{ci}' = 0,\ T_i = 0{,}06\right) \text{ и } [\Delta S_\Sigma] = +0{,}04 \text{ мм};$$

$$[\Delta l_\Sigma] = -0{,}04 \text{ мм } (\text{т. е. } [T_\Sigma] = 0{,}08 \text{ мм}, [\Delta_{c\Sigma}] = 0).$$

Выявление увеличивающих и уменьшающих звеньев (размеров углов) можно производить согласно правилу обхода по контуру (см. с. 9 и рис. 3.53, *б*); при этом направления звеньев определяются относительно общей для всех углов вершины.

В угловых цепях, координирующих параллельность (прямолинейность) осей и поверхностей, обычно отсутствует общая вершина углов. Для выявления направленности звеньев выбирают и показывают на схеме условную вершину (см. ниже пример, с. 75).

При решении размерных цепей с угловыми размерами используются методики и формулы для расчета плоских цепей (см. п. 3.7), если исходное (замыка-

ющее) звено и некоторые из составляющих звеньев являются линейными размерами.

В этом случае передаточные отношения угловых размеров (отклонений) определяются следующим образом [4].

1. Для отклонений на углы, заданных в виде отношения AT_{hi}/l_i (AT_{hi} в мм)

$$|\xi_i| = \frac{L_i}{l_i}\cos\beta_i, \qquad (3.121)$$

где L_i — расстояние от вершины i-го угла до начала (или конца) вектора замыкающего звена; β_i — угол между направлением перемещения конца размера (вектора) L_i в результате ошибки угла и направлением размера замыкающего звена (рис. 3.52).

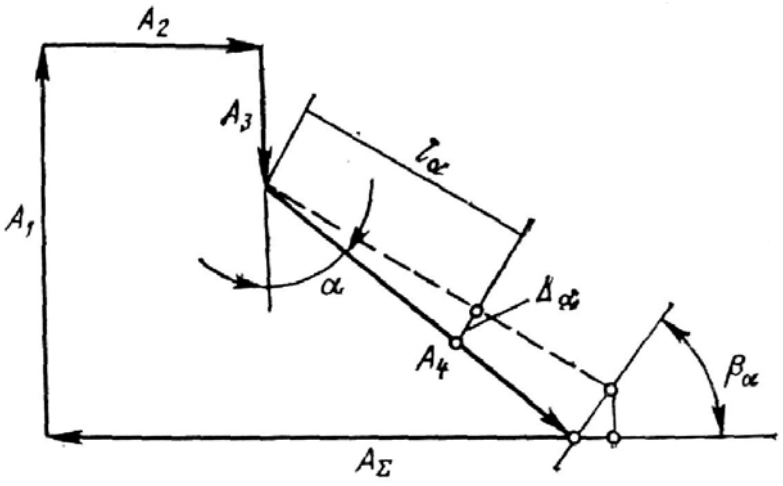


Рис. 3.52

2. Для отклонений на углы, заданных в угловой мере (AT_{hi} в градусах),

$$|\xi_i| = \frac{L}{57}\cos\beta_i. \qquad (3.122)$$

Пример расчета

Рассчитаем размерную цепь A (рис. 3.53), определяющую перпендикулярность рабочей поверхности стола горизонтально-фрезерного станка к направляющим станины в плоскости оси шпинделя. Исходя из функционального назначе-

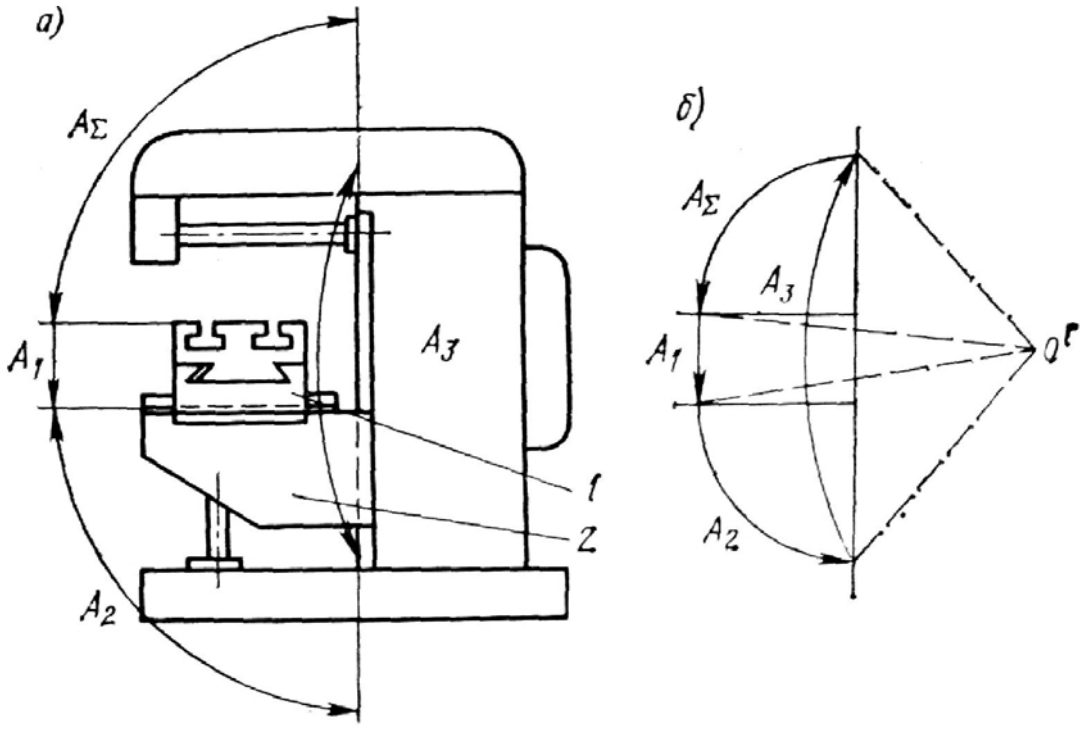


Рис. 3.53

ния станка, на исходное звено устанавливают допуск 0,03/300; при этом наклон стола допускают только в сторону станины [4].

1. Принимаем номинальный размер замыкающего звена $A_\Sigma = 90°$. Согласно заданию, $[\Delta I_\Sigma] = -0{,}03$ мм; $[\Delta S_\Sigma] = 0$; $[T_\Sigma] = 0{,}03$ мм; $[\Delta_{c\Sigma}] = -0{,}015$ мм.

2. По рис. 3.53, *а* выделяем цепь угловых размеров, влияющих на изменение замыкающего угла A_Σ: A_1 — непараллельность рабочей поверхности стола нижним направляющим салазок *1*. Точность размера A_1, являющегося замыкающим звеном другой размерной цепи, обеспечивается методом пригонки (шабрением). При этом $A_1 = 0{,}004/100$. По формуле (3.120) определяем $T_1 = (0{,}004/100)\,300 = 0{,}012$ мм; A_2 — перпендикулярность горизонтальных направляющих вертикальным направляющим консоли *2*; A_3 — непрямолинейность направляющих станины.

3. Составляем схему размерной цепи (рис. 3.53, *б*) и выбираем положение условной общей вершины O'. Пользуясь правилом обхода по контуру (см. с. 9), определяем, что увеличивающим является звено A_3; остальные звенья цепи — уменьшающие.

4. Составляем уравнение размерной цепи по формуле (3.2)

$$A_\Sigma = A_3 - (A_1 + A_2).$$

С учетом этого уравнения и принятого значения $A_\Sigma = 90°$ назначаем номинальные размеры составляющих звеньев: $A_3 = 180°$; $A_1 = 0$; $A_2 = 90°$. Проверяем возможность применения вероятностного метода при решении размерной цепи, для чего определяем средний допуск (см. с. 39) составляющих размеров по формуле (3.52), принимая $\lambda_C \approx 1/3$ и $t = 3$ (при $P = 0{,}27\,\%$):

$$T_C = \frac{|T_\Sigma|}{\sqrt{m+n}} = \frac{0{,}03}{\sqrt{3}} = 0{,}017 \text{ мм } (0{,}017/300).$$

Ориентируясь на полученное значение среднего допуска, принимаем вероятностный метод.

5. Назначаем допуски составляющих звеньев, корректируя величину среднего допуска T_C и учитывая сложность изготовления и монтажа каждой детали (табл. 3.18).

3.18. Расчетная таблица к рис. 3.53

Обозначение звеньев	Возможная финишная технологическая операция	Размеры и отклонения, мм		Коэффициенты	
		предварительные	окончательные	α_i	λ_i
A_Σ	Сборка	—	(90°)—0,03/300	0	0,38
A_1*	»	(0) + 0,012/300	$(0)^{+0{,}021}_{+0{,}009}/300$	0	0,578
A_2	Шабрение	(90°) ± 0,006/300	(90°) ± 0,006/300	0	0,4
A_3	Шлифование	(180°) ± ± 0,005/300	(180°) ± ±0,005/300	0	0,4

* Поверхность стола пришабривается.

6. Коэффициенты α_i и λ_i принимаем по результатам анализа точности производственных процессов (табл. 3.18). В соответствии с указаниями, приведенными на с. 38, коэффициент $\alpha_\Sigma = 0$. Коэффициент λ_Σ определяем по формуле (3.50):

$$\lambda_\Sigma = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{0{,}012 + 0{,}012 + 0{,}01} \times$$

$$\times \left(3\sqrt{0{,}578^2 \cdot 0{,}012^2 + 0{,}4^2 \cdot 0{,}012^2 + 0{,}4^2 \cdot 0{,}01^2} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{0{,}012^2 + 0{,}012^2 + 0{,}01^2}\right) \approx 0{,}38.$$

7. Определяем по формуле (3.46) допуск замыкающего звена

$$T_\Sigma = \frac{1}{\lambda_\Sigma}\sqrt{\sum_1^3 \lambda_i^2 T_i^2} = \frac{1}{0{,}38}\sqrt{0{,}578^2\cdot 0{,}012^2 + 0{,}4^2\cdot 0{,}012^2 + 0{,}4^2\cdot 0{,}01^2} \approx$$

$$\approx 0{,}025 \text{ мм } (0{,}025/300) < [T_\Sigma].$$

Полученный результат свидетельствует, что есть возможность некоторого увеличения допусков составляющих звеньев. Так как составляющие звенья A_1 и A_2 входят в состав других размерных цепей (с большим числом звеньев), то, принимая некоторый запас точности, оставляем допуски без изменений.

8. Определяем по формуле (3.41) среднее отклонение замыкающего звена

$$\Delta_{c\Sigma} = \Delta_{c3} - \Delta_{c1} - \Delta_{c2} = 0 - (+0{,}006) - 0 = -0{,}006 \text{ мм} \neq [\Delta_{c\Sigma}].$$

Изменяем величину среднего отклонения звена (см. с. 40) $\Delta_{cx} = \Delta'_{c1} = +0{,}0$ 5 для получения требуемого значения $[\Delta_{c\Sigma}]$. Тогда

$$\Delta_{c\Sigma} = 0 - (+0{,}015) - 0 = -0{,}015 \text{ мм} = [\Delta_{c\Sigma}].$$

Итак, звено A_1 должно иметь отклонения $^{+0{,}021}_{+0{,}009}/300$. Знак плюс для звена A_1 означает увеличение размера внешней стороны стола (см. схему цепи, рис. 3.53, *б*).

3.7. РАСЧЕТ ПЛОСКИХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

МЕТОД ПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Расчетные формулы

Допуск замыкающего звена равен

$$T_\Sigma = \sum_1^{m+n} |\xi_i| T_i. \qquad (3.123)$$

Анализируя эту формулу, можно наметить основные пути повышения точности замыкающего звена (см. с. 23):

1) уменьшение допусков каждого из составляющих звеньев (совпадает с п. 1, с. 23);

2) сокращение числа звеньев размерной цепи (совпадает с п. 2, с. 23);

3) уменьшение передаточного отношения $\xi_i = \dfrac{\partial A_\Sigma}{\partial A_i} = \cos\beta$, что позволит увеличить значения T_i при той же величине допуска исходного звена $[T_\Sigma]$.

Предельные отклонения замыкающего звена (ΔS_Σ, ΔI_Σ) при известных предельных отклонениях (ΔS и ΔI) размеров составляющих звеньев равны

$$\Delta S_\Sigma = \sum^m |\xi_{ув}| \Delta S_{ув} - \sum^n |\xi_{ум}| \Delta I_{ум}; \qquad (3.124)$$

$$\Delta I_\Sigma = \sum^m |\xi_{ув}| \Delta I_{ув} - \sum^n |\xi_{ум}| \Delta S_{ум}. \qquad (3.125)$$

Среднее отклонение $\Delta_{c\Sigma}$ поля допуска замыкающего звена

$$\Delta_{c\Sigma} = \sum^m |\xi_{ув}| \Delta_{с.\,ув} - \sum^n |\xi_{ум}| \Delta_{с.\,ум}. \qquad (3.126)$$

Прямая задача

При решении прямой задачи (формулировку задачи см. с. 16) известны предельные значения исходного звена (или эквивалентные им величины: номинальный размер $[A_\Sigma]$, среднее отклонение поля допуска $[\Delta_{c\Sigma}]$, допуск $[T_\Sigma]$). Требуется распределить допуск исходного звена между составляющими звеньями и назначить предельные отклонения размеров составляющих звеньев.

Способы распределения допуска исходного звена и рекомендации к применению каждого способа изложены на с. 25 (для линейных размерных цепей).

При *способе равных допусков* допуски принимают одинаковыми для всех составляющих звеньев и равными

$$T_c = \frac{[T_\Sigma]}{\sum_1^{m+n} |\xi_i|}. \qquad (3.127)$$

При *способе одной ступени точности* средний квалитет, выраженный в числах единиц допуска, вычисляется по формуле

$$a_c = \frac{[T_\Sigma]}{\sum_1^{m+n} |\xi_i| i}, \qquad (3.128)$$

где $[T_\Sigma]$ — допуск исходного звена, мкм; i принимается по табл. 3.3 в зависимости от номинального размера звена.

Средний класс точности вычисляют по формуле [1]

$$a_c = \frac{2[T_\Sigma]}{\sum_1^{m+n} |\xi_i| \sqrt[3]{D_c}}. \qquad (3.129)$$

Исходя из полученных таким образом допусков составляющих размеров и предполагаемой технологии изготовления (по возможной финишной операции), назначают предельные отклонения (ΔS, Δl) и выясняют по выражению (3.10) средние отклонения для каждого из составляющих звеньев цепи. Затем по формуле (3.126) определяют среднее отклонение замыкающего звена ($\Delta_{c\Sigma}$) и полученное при этом значение сравнивают с заданным $[\Delta_{c\Sigma}]$. При несовпадении сравниваемых величин изменяют предельные отклонения некоторых составляющих звеньев и по их новым значениям вновь производят расчет величины $\Delta_{c\Sigma}$, сравнивая результат с заданным значением $[\Delta_{c\Sigma}]$; и так до совпадения сравниваемых величин.

Если подобные расчеты не приводят к удовлетворительным результатам, то следует назначить отклонения на все составляющие звенья цепи, кроме одного, называемого, как и ранее, зависимым (см. с. 25).

Если зависимое звено (см. с. 25) выбрано из числа увеличивающих звеньев цепи, его среднее отклонение определяется по формуле

$$\Delta_{c\,x\,ув} = \frac{1}{|\xi_{x\,ув}|}\left(\sum_1^n |\xi_{ум}| \Delta_{c.\,ум} - \sum_1^{m-1} |\xi_{ув}| \Delta_{c.\,ув} + [\Delta_{c\Sigma}]\right). \qquad (3.130)$$

[1] D_c см. на с. 39.

Если зависимое звено выбрано из числа уменьшающих звеньев цепи, его среднее отклонение определяется по формуле

$$\Delta_{cx\ ум} = \frac{1}{|\xi_{x\ ум}|}\left(\sum_{}^{m}|\xi_{ув}|\Delta_{с.\ ув} - \sum_{}^{n-1}|\xi_{ум}|\Delta_{с.\ ум} - |\Delta_{c\Sigma}|\right). \quad (3.131)$$

Последовательность расчетов при решении прямой задачи для плоских размерных цепей аналогична приведенной в табл. 3.5 (для линейных размерных цепей).

Обратная задача

Последовательность расчетов при решении обратной задачи аналогична приведенной в табл. 3.6 (для линейных размерных цепей; см. также с. 26).

Пример расчета

К корпусу *1* станка (рис. 3.54, *а*) присоединена коробка подач *2*. Кинематическая связь осуществляется при помощи зубчатых цилиндрических колес с осями *I* и *II*. Положение коробки подач относительно корпуса фиксируется

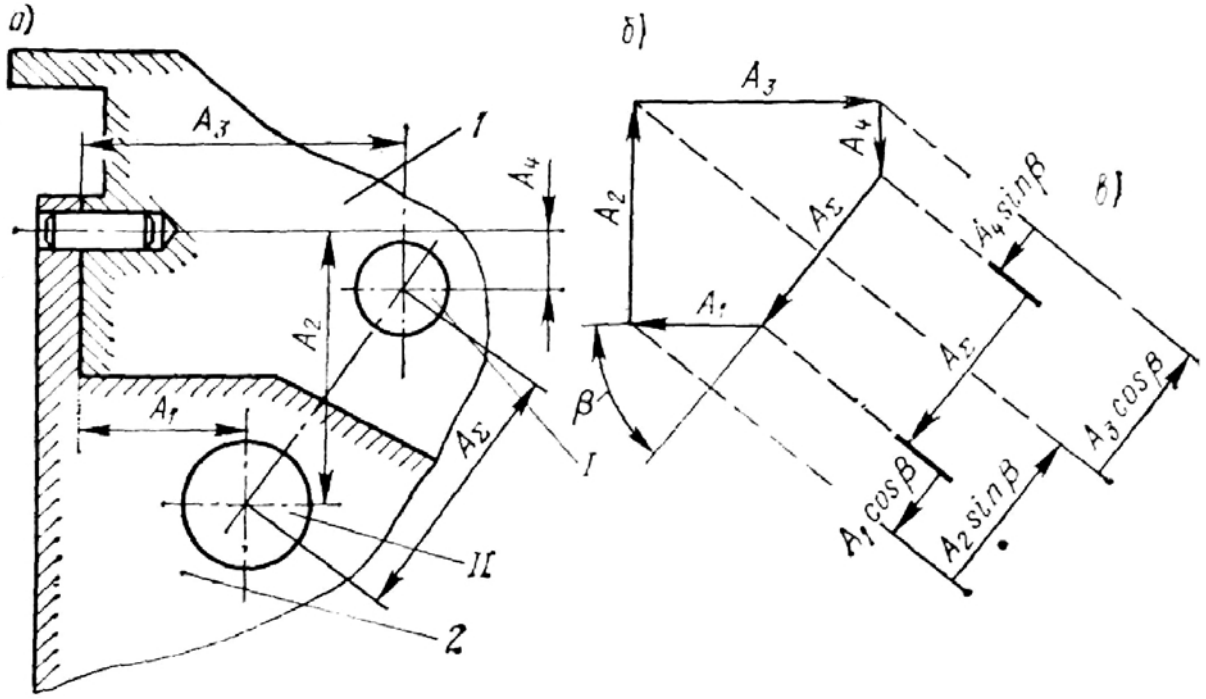


Рис. 3.54

цилиндрическими контрольными штифтами, один из которых показан на рис. 3.54. Требуется рассчитать размерную цепь, определяющую расстояние между осями [4]. Формулировка условий указывает на необходимость решения прямой задачи (см. с. 16 и табл. 3.5).

1. Исходным звеном является расстояние между осями *I* и *II*. Предельные отклонения (ГОСТ 1643—72) исходного звена $[\Delta S_\Sigma] = +0{,}056$ мм; $[\Delta I_\Sigma] = -0{,}056$ мм, следовательно, $[\Delta_{c\Sigma}] = 0$ и $[T_\Sigma] = 0{,}112$ мм.

2. По рис. 3.54, *а* выделяем цепь размеров, влияющих на величину замыкающих звеньев A_1, A_2, A_3, A_4.

3. Составляем схему размерной цепи (рис. 3.54, *б*). Данная цепь относится к плоским размерным цепям. Проектируем составляющие звенья на направление замыкающего звена (рис. 3.54, *в*) и, пользуясь правилом обхода по контуру (см. с. 9), определяем, что увеличивающими являются звенья A_2 и A_3, остальные звенья — уменьшающие.

4. Составляем уравнение размерной цепи по формуле (3.3)

$$A_\Sigma = A_2 \sin\beta + A_3 \cos\beta - (A_1 \cos\beta + A_4 \sin\beta).$$

Назначаем (и фиксируем в табл. 3.19) номинальные размеры составляющих звеньев и рассчитываем номинальный размер замыкающего звена ($\beta = 45° 30'$)

$$A_\Sigma = 73{,}8 \sin 45°30' + 111{,}86 \cos 45°30' - (60 \cos 45°30' +$$

$$+ 21 \sin 45°30') = 74 \text{ мм}.$$

3.19. Расчетная таблица к рис. 3.54

Обозначение звеньев	Номинальные размеры, мм	Передаточные отношения ξ_i	Отклонения, мм			Допуски, мм
			ΔS	ΔI	Δ_c	
$[A_\Sigma]$	74	—	+0,056	−0,056	0	0,112
A_Σ	74	—	+0,0566	+0,00566	0	0,113
A_1	60	−0,7	+0,02	−0,02	0	0,04
A_2	73,8	+0,714	+0,02	−0,02	0	0,04
A_3	111,86	+0,7	+0,02	−0,02	0	0,04
A_4	21	−0,714	+0,02	−0,02	0	0,04

Примечание. A_2, A_3 — увеличивающие звенья; A_1, A_4 — уменьшающие звенья.

5. Предварительно определяем допуски составляющих размеров по способу равных допусков (см. с. 78) по формуле (3.127):

$$T_c = \frac{[T_\Sigma]}{\sum_1^4 |\xi_i|} = \frac{112}{2 \cdot 0{,}7 + 2 \cdot 0{,}714} \approx 40 \text{ мкм}.$$

Примем, что в данном случае это соответствует экономически рациональным процессам обработки и, следовательно, применение метода полной взаимозаменяемости допустимо.

6. В соответствии с полученным значением T_c назначаем допуски составляющих размеров (табл. 3.19)

$$T_1 = T_2 = T_3 = T_4 = 40 \text{ мкм}.$$

Определяем допуск замыкающего звена по формуле (3.123)

$$T_\Sigma = \sum_1^5 |\xi_i| T_i = 0{,}7 \cdot 40 + 0{,}7 \cdot 40 + 0{,}714 \cdot 40 + 0{,}714 \cdot 40 = 113 \text{ мкм}.$$

7. Назначаем симметричные отклонения для всех составляющих звеньев (табл. 3.19).

8. Правильность назначения предельных отклонений проверяем по формулам (3.124), (3.125):

$$\Delta S_\Sigma = 0{,}714\,(+20) + 0{,}7\,(+20) - 0{,}7\,(-20) - 0{,}714\,(-20) =$$

$$= +56{,}56 \text{ мкм} \approx [\Delta S_\Sigma];$$

$$\Delta I_\Sigma = -56{,}56 \text{ мкм} \approx [\Delta I_\Sigma],$$

т. е. предельные отклонения составляющих звеньев назначены правильно.

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД

Расчетные формулы

Среднее отклонение поля $\Delta_{c\Sigma}$ допуска замыкающего звена равно

$$\Delta_{c\Sigma} + \alpha_\Sigma \frac{T_\Sigma}{2} = \sum_1^m |\xi_{ув}| \left(\Delta_{с.\,ув} + \alpha_{ув} \frac{T_{ув}}{2}\right) -$$

$$- \sum_1^n |\xi_{ум}| \left(\Delta_{с.\,ум} + \alpha_{ум} \frac{T_{ум}}{2}\right), \qquad (3.132)$$

где $\alpha_{ув}$, $\alpha_{ум}$ — коэффициенты относительного смещения (с. 34) каждого увеличивающего и уменьшающего размера, принимаемые в соответствии с рекомендациями на с. 37 по табл. 3.9; α_Σ — коэффициент относительного смещения поля допуска замыкающего звена, определяемый по формуле

$$\alpha_\Sigma = \frac{0{,}59\left(\sum_1^m |\xi_{ув}|\, T_{ув} - \sum_1^n |\xi_{ум}|\, T_{ум}\right)}{\sum_1^{m+n} |\xi_i|\, T_i}. \qquad (3.133)$$

Допуск замыкающего звена равен

$$T_\Sigma = t \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}, \qquad (3.134)$$

где t — коэффициент, принимаемый по табл. 3.8 в зависимости от допускаемого процента риска P; λ_i — коэффициент относительного рассеяния (с. 35) каждого из составляющих размеров, принимаемый в соответствии с рекомендациями на с. 37 по табл. 3.9.

Допуск замыкающего звена малозвенной размерной цепи (см. с. 36) определяется по формуле

$$T_\Sigma = \frac{1}{\lambda_\Sigma} \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}, \qquad (3.135)$$

где λ_Σ — коэффициент относительного рассеяния размеров замыкающего звена, вычисляемый по формуле

$$\lambda_\Sigma = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{\sum_1^{m+n} |\xi_i|\, T_i} \left(3 \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2} - \sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 T_i^2}\right). \qquad (3.136)$$

Прямая задача

При решении прямой задачи (формулировку см. с. 16) известны предельные размеры исходного звена $[A_{\Sigma\max}]$, $[A_{\Sigma\min}]$ (или эквивалентные им величины $[A_\Sigma]$, $[\Delta_{c\Sigma}]$, $[T_\Sigma]$).

Требуется распределить допуск исходного звена между составляющими звеньями и назначить предельные отклонения размеров составляющих звеньев. Способы распределения допуска исходного звена и рекомендации к применению каждого способа изложены на с. 39 (для линейных размерных цепей).

При *способе равных допусков* допуски составляющих размеров принимают равными

$$T_c = \frac{[T_\Sigma]}{t\sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2}}. \qquad (3.137)$$

При *способе равного влияния* допуск каждого составляющего звена вызывает одинаковые погрешности замыкающего звена, т. е.

$$|\xi_1|\lambda_1 T_1 = |\xi_2|\lambda_2 T_2 = \cdots = |\xi_{m+n}|\lambda_{m+n} T_{m+n}. \qquad (3.138)$$

Тогда допуск каждого составляющего звена равен

$$T_i = \frac{[T_\Sigma]}{t|\xi_i|\lambda_i\sqrt{m+n}}. \qquad (3.139)$$

Способ равного влияния, учитывающий передаточные отношения ξ_i и λ_i, применяется в тех же случаях, что и способ равных допусков.

При *способе одной степени точности* средний квалитет, выраженный в числах единиц допуска, вычисляют по формуле

$$a_c = \frac{[T_\Sigma]}{t\sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 i^2}}, \qquad (3.140)$$

где значения i принимаются по табл. 3.3 в зависимости от номинального размера звена.

Средний класс точности определяют по формуле

$$a_c = \frac{2[T_\Sigma]}{t\sqrt{\sum_1^{m+n} \xi_i^2 \lambda_i^2 \left(\sqrt[3]{D_c}\right)^2}}, \qquad (3.141)$$

где D_c принимается по табл. 1.66, ч. 1 в зависимости от номинального размера звена (D_c, см. с. 39).

Исходя из полученных таким образом допусков составляющих звеньев и предполагаемой технологии изготовления (по финишной операции), назначают предельные отклонения (DS, Δl) и выясняют по формуле (3.10) средние отклонения (Δ_c) для каждого составляющего звена.

Затем по формуле (3.132) определяют среднее отклонение поля допуска замыкающего звена ($\Delta_{c\Sigma}$) и его значение сравнивают с заданным $[\Delta_{c\Sigma}]$. В случае расхождения сравниваемых значений корректируют предельные отклонения некоторых составляющих звеньев и вновь сравнивают значения $\Delta_{c\Sigma}$ и $[\Delta_{c\Sigma}]$.

Если подобные перерасчеты не привели к удовлетворительным результатам, то рекомендуется, как и ранее (см. с. 40), назначать предельные отклонения на все звенья цепи, кроме одного звена, называемого зависимым.

Если зависимое звено выбрано из числа уменьшающих звеньев цепи, среднее отклонение ($\Delta_{c\,x\,ум}$) определяется по формуле

$$\Delta_{cx\ ув} = \frac{1}{|\xi_{x\ ум}|}\left[\sum^{m} |\xi_{ув}| \left(\Delta_{с.\ ув} + \alpha_{ув}\frac{T_{ув}}{2}\right) - \right.$$

$$\left. - \sum^{n} |\xi_{ум}| \left(\Delta_{с.\ ум} + \alpha_{ум}\frac{T_{ум}}{2}\right) - \left([\Delta_{c\Sigma}] + \alpha_{\Sigma}\frac{T_{\Sigma}}{2}\right) - \alpha_{x\ ум}\frac{T_x}{2}\right]. \tag{3.142}$$

Если зависимое звено выбрано из числа увеличивающих звеньев цепи, то среднее отклонение ($\Delta_{c\,x\,ув}$) определяется по формуле

$$\Delta_{cx\ ув} = \frac{1}{|\xi_{x.\ ув}|}\left[\sum^{n} |\xi_{ум}| \left(\Delta_{с.\ ум} + \alpha_{ум}\frac{T_{ум}}{2}\right) - \right.$$

$$\left. - \sum^{m-1} |\xi_{ув}| \left(\Delta_{с.\ ув} + \alpha_{ув}\frac{T_{ув}}{2}\right) + \left([\Delta_{c\Sigma}] + \alpha_{\Sigma}\frac{T_{\Sigma}}{2}\right) - \alpha_{x\ ув}\frac{T_x}{2}\right]. \tag{3.143}$$

Рекомендуемая последовательность решения прямой задачи вероятностным методом для плоских размерных цепей аналогична приведенной в табл. 3.10 (для линейных размерных цепей).

Обратная задача

Последовательность решения обратной задачи для плоских размерных цепей аналогична последовательности расчетов в линейных размерных цепях (см. с. 42).

После составления основного уравнения размерной цепи [по формуле (3.3)] и определения номинального размера замыкающего звена по формулам (3.134) и (3.132) рассчитывают допуск и среднее отклонение поля допуска замыкающего звена. Полученные значения сравнивают с исходными $[T_{\Sigma}]$ и $[\Delta_{c\Sigma}]$ (если они заданы).

Пример расчета

По данным предыдущего размера (см. с. 79; рис. 3.54) рассчитаем размерную цепь вероятностным методом.

1—4-й пункты аналогичны соответствующим пунктам решения методом полной взаимозаменяемости (см. с. 79).

5. Предварительно определяем допуски составляющих размеров по способу равных допусков (см. с. 82). Тогда по формуле (3.137) средний допуск составляющих размеров равен (принимая $t = 3$ при $P = 0{,}27\ \%$ и $\lambda_i = 0{,}33$)

$$T_c = \frac{0{,}112}{3\sqrt{0{,}33^2\,(2\cdot 0{,}7^2 + 2\cdot 0{,}714^2)}} \approx 0{,}08 \text{ мм}.$$

Примем, что полученный допуск выполним в производстве. В противоположном случае необходимо избрать иные методы достижения точности исходного звена (см. табл. 3.2). Принимаем

$$T_1 = T_2 = T_3 = T_4 = T_c = 0{,}08 \text{ мм}.$$

6. Выбираем значения α_i и λ_i, ориентируясь на данные табл. 3.9, и результаты фиксируем в табл. 3.20. В соответствии с замечаниями на с. 38, принимаем $\alpha_\Sigma = 0$. Значение λ_Σ вычисляем по формуле (3.137):

$$\lambda_\Sigma = \frac{1}{3} + \frac{0{,}183}{0{,}7 \cdot 0{,}08 \cdot 2 + 0{,}714 \cdot 0{,}08 \cdot 2} \times$$

$$\times \left[3\sqrt{0{,}35^2 (0{,}7^2 \cdot 0{,}08^2 \cdot 2 + 0{,}714^2 \cdot 0{,}08^2 \cdot 2)} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{0{,}7^2 \cdot 0{,}08^2 \cdot 2 + 0{,}714^2 \cdot 0{,}08^2 \cdot 2}\right] \approx 0{,}335.$$

3.20. Расчетная таблица к рис. 3.54 (вероятностный метод)

Обозначение звеньев	Размеры и отклонения, мм		Характеристики рассеяния	
	предварительные	окончательные	α_i	λ_i
A_Σ	—	$74 \pm 0{,}056$	0	0,335
A_1	$60 \pm 0{,}04$	$60 \pm 0{,}04$	0	0,35
A_2	$73{,}8 \pm 0{,}04$	$73{,}8 \pm 0{,}04$	0	0,35
A_3	$111{,}86 \pm 0{,}04$	$111{,}86 \pm 0{,}04$	0	0,35
A_4	$21 \pm 0{,}04$	$21 \pm 0{,}04$	0	0,35

7. Допуск замыкающего звена определяем по формуле (3.136):

$$T_\Sigma = \frac{1}{\lambda_\Sigma}\sqrt{\sum_1^4 \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2} =$$

$$= \frac{1}{0{,}335}\sqrt{0{,}35^2 (0{,}7^2 \cdot 0{,}08^2 \cdot 2 + 0{,}714^2 \cdot 0{,}08^2 \cdot 2)} = 0{,}118 \text{ мм},$$

что несколько превышает допустимое значение $[T_\Sigma]$. Принимаем установленные ранее допуски составляющих размеров.

8. По формуле (3.132) определяем $\Delta_{c\Sigma} = 0$ (так как $\Delta_{ci} = 0$, см. табл. 3.20). Полученные значения T_i приведены в табл. 3.20.

Список литературы

1. **Бородачев Н. А.** Анализ качества и точности производств.— М.; Машгиз, 1947. 312 с.
2. **Бородачев Н. А.** Обоснование методики расчета допусков и ошибок кинематических цепей. — АН СССР, 1943. Ч. 1. 158 с.
3. **Гнеденко Б. В.** Курс теории вероятностей (учеб. для гос. ун-тов). Изд. 5-е. М : Наука, 1969. 400 с.
4. **Дунаев П. Ф.** Размерные цепи. — М.: Машгиз, 1963. 308 с.
5. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Расчет допусков размеров. — М.: Машиностроение, 1981. 189 с.
6. **Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В.** Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений.— М.: Машиностроение, 1969. 512 с.
7. **Допуски и посадки.** Справочник. Ч. 2 (Под ред. В. Д. Мягкова. 5-е изд. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978, с. 545—1032.
8. **Бейзальман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я.** Подшипники качения: Справочник. — М.: Машиностроение, 1975. 574 с.

9. **Солонин И. С., Солонин С. И.** Расчет сборочных и технологических размерных цепей. — М.: Машиностроение, 1980. 110 с.

10. **Решетов Д. Н.** Детали машин. — М.: Машиностроение, 1974. 665 с.

11. **Смирнов А. С.** Технологичность деталей в приборостроении. — Л.: Судпромгиз, 1961. 255 с.

12. **Справочник** машиностроителя в 6-ти т., 3-е изд. — М.: Машиностроение, 1962, т. 4, кн. 1. 448 с.

13. **Уразаев З. Ф.** Теоретико-вероятностное суммирование допусков на векторные погрешности. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. — Л.: Машиностроение, 1972, вып. 6., с. 28—32.

14. **Шевелев А. С.** Теоретико-вероятностный метод расчета векторных размерных цепей. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. — Л.: Машиностроение, 1972, вып. 6., с. 12—22.

Глава 4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

4.1. УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ И ГЛАДКИЕ КОНИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ

НОРМАЛЬНЫЕ УГЛЫ И ДОПУСКИ НА УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ

Единицы измерения углов

В практике используют несколько систем измерения узлов. Международная система единиц СИ (ГОСТ 8.417—81, СТ СЭВ 1052—78) предусматривает в числе дополнительных единиц угловые единицы радиан и стерадиан. Углом в один радиан называется плоский угол между двумя радиусами круга, вырезающий из окружности дугу, длина которой равна радиусу. Соответственно стерадиан — это центральный телесный угол, который вырезает на поверхности сферы площадь, численно равную квадрату радиуса. Радианная система измерений очень удобна в расчетах, но ее применение при изготовлении и контроле изделий затруднено, так как пока не выпускаются приборы, проградуированные в радианах.

Самой распространенной остается основанная на древней шестидесятиричной системе счисления градусная мера, единицы которой — градус (°), минута (′) и секунда (″). Градусом называется плоский угол, равный 1/360 части центрального угла, опирающегося на полную окружность. Градус равен 60 угловым минутам, минута, в свою очередь, — 60 угловым секундам.

Соотношения между единицами угловой и радианной системы измерения приведены в табл. 4.1.

Кроме того, при измерении конусов углы измеряются величиной и конусностью, при измерении уклонов призматических элементов деталей углы измеряются в мкм/мм, мм/м. В технике иногда углы условно выражаются в оборотах, также для удобства вычислений углы выражаются через обратные тригонометрические функции ($\arcsin\alpha$, $\arccos\alpha$ и т. д.).

Нормальные ряды и размеры углов

Все нормальные углы, применяемые при конструировании, можно разделить на три группы: 1) нормальные углы общего назначения (наиболее распространенные углы); 2) нормальные углы специального назначения (ограниченное применение в стандартизованных специальных деталях); 3) специальные углы (углы, размеры которых связаны расчетными зависимостями с другими принятыми размерами и которые нельзя округлить до нормальных углов; углы, определяемые специфическими эксплуатационными или технологическими требованиями).

Размеры углов первой группы приведены в табл. 4.2. и 4.3, размеры углов второй группы — в табл. 4.4.

Допуски угловых размеров

Допуски угловых размеров назначают по ГОСТ 8908—81 и СТ СЭВ 178—75, введенному в качестве государственного стандарта СССР с 01.01.1978 г.

Допуском угла AT [1] называется разность между наибольшим α_{max} и наименьшим α_{min} предельными углами. Допуски углов должны назначаться

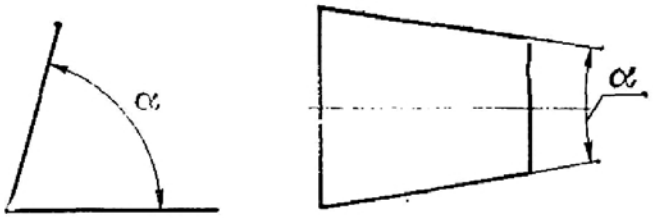
[1] От английского выражения angle tolerance — допуск угла.

4.1. Соотношения между угловыми единицами градусной и радианной мер

Секунды	Радианы	Секунды	Радианы	Минуты	Радианы	Минуты	Радианы	Градусы	Радианы	Градусы	Радианы
1	0,000005	31	0,000150	1	0,000291	31	0,009018	1	0,017453	31	0,541052
2	0,000010	32	0,000155	2	0,000582	32	0,009309	2	0,034907	32	0,558505
3	0,000015	33	0,000160	3	0,000873	33	0,009600	3	0,052360	33	0,575959
4	0,000019	34	0,000165	4	0,001164	34	0,009890	4	0,069813	34	0,593412
5	0,000024	35	0,000170	5	0,001454	35	0,010181	5	0,087266	35	0,610865
6	0,000029	36	0,000175	6	0,001745	36	0,010472	6	0,104720	36	0,628319
7	0,000034	37	0,000179	7	0,002036	37	0,010763	7	0,122173	37	0,645772
8	0,000039	38	0,000184	8	0,002327	38	0,011054	8	0,139626	38	0,663225
9	0,000044	39	0,000189	9	0,002618	39	0,011345	9	0,157080	39	0,680678
10	0,000048	40	0,000194	10	0,002909	40	0,011636	10	0,174533	40	0,698132
11	0,000053	41	0,000199	11	0,003200	41	0,011926	11	0,191986	45	0,785398
12	0,000058	42	0,000204	12	0,003491	42	0,012217	12	0,209440	50	0,872665
13	0,000063	43	0,000208	13	0,003782	43	0,012508	13	0,226893	55	0,959931
14	0,000068	44	0,000213	14	0,004072	44	0,012799	14	0,244346	60	1,047198
15	0,000073	45	0,000218	15	0,004363	45	0,013090	15	0,261799	65	1,134464
16	0,000078	46	0,000223	16	0,004654	46	0,013381	16	0,279253	70	1,221730
17	0,000082	47	0,000228	17	0,004945	47	0,013672	17	0,296706	75	1,308997
18	0,000087	48	0,000233	18	0,005236	48	0,013963	18	0,314159	80	1,396263
19	0,000092	49	0,000238	19	0,005527	49	0,014254	19	0,331613	85	1,483530
20	0,000097	50	0,000242	20	0,005818	50	0,014544	20	0,349066	90	1,570796
21	0,000102	51	0,000247	21	0,006109	51	0,014835	21	0,366519	100	1,745329
22	0,000107	52	0,000252	22	0,006400	52	0,015126	22	0,383972	120	2,094395
23	0,000112	53	0,000257	23	0,006690	53	0,015417	23	0,401426	135	2,356194
24	0,000116	54	0,000261	24	0,006981	54	0,015708	24	0,418879	150	2,617994
25	0,000121	55	0,000267	25	0,007272	55	0,015999	25	0,436332	180	3,141593
26	0,000126	56	0,000271	26	0,007563	56	0,016290	26	0,453786	200	3,490659
27	0,000131	57	0,000276	27	0,007854	57	0,016581	27	0,471239	250	4,363323
28	0,000136	58	0,000281	28	0,008145	58	0,016872	28	0,488692	270	4,712389
29	0,000141	59	0,000286	29	0,008436	59	0,017162	29	0,506145	300	5,235988
30	0,000145	60	0,000291	30	0,008727	60	0,017453	30	0,523599	360	6,283185

Примечания: 1. Значения даны с точностью до 0,5 мкрад. 2. Единицы градусной меры точно выражаются через радианы следующим образом: $1^\circ = \pi/180$ рад $= 0{,}01745329$ рад; $1' = 2{,}908882 \cdot 10^{-4}$ рад; $1'' = 4{,}848137 \cdot 10^{-6}$ рад; 1 рад $= 360/2\pi =$ $= 57^\circ\ 17'\ 44{,}8'' = 3437' = 206\ 265''$.

4.2. Ряды и размеры нормальных углов общего назначения (по ГОСТ 8908—81)



Ряд

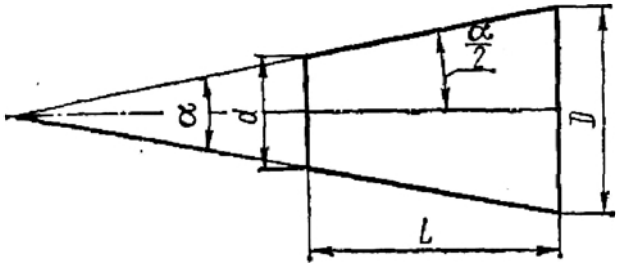
1	2	3	1	2	3	1	2	3
0°	0°	0°	5°	10°	9°	45°	45°	55°
	0° 30′	0° 15′			10°			
	1°	0° 30′			12°	60°	60°	60°
	2°	0° 45′	15°	15°	15°			65°
	3°	1°			18°		75°	70°
		1° 30′		20°	20°			75°
		2°			22°			80°
		2° 30′			25°			85°
		3°				90°	90°	90°
5°	5°	4°	30°	30°	30°			100°
		5°			35°			110°
		6°			40°	120°	120°	120°
	8°	7°	45°	45°	45°			135°
		8°			50°			150°
								180°
								270°
								360°

Примечания: 1. При выборе углов 1-й ряд следует предпочитать 2-му, 2-й—3-му. 2. Углы, приведенные в таблице, не распространяются на угловые размеры, связанные расчетными зависимостями с другими принятыми размерами, а также на значения конусностей и уклонов, приведенных в табл. 4.3 и 4.4. 3. СТ СЭВ 513—77 «Нормальные углы» вносит следующие изменения: а) переведены во 2-й ряд предпочтительности из 3-го углы 4; 6; 7; 40°; в 3-й ряд добавлен угол 165°; б) для призматических деталей дополнительно допускается применение значений уклонов и соответствующих им углов 1 : 500; 1 : 200; 1 : 100; 1 : 50; 1 : 20; 1 : 10.

4.3. Углы конусов и уклонов нормальных конусностей

$$C = \frac{D - d}{L} = 2 \operatorname{tg} \alpha/2$$

C — конусность; D — диаметр большого основания конуса; d — диаметр малого основания конуса; α — угол конуса; $\alpha/2$ — угол уклона



Конусность	Угол конуса α		Угол уклона $\alpha/2$		Примеры применения [4]
	в градусной мере	в радианах	в градусной мере	в радианах	
1 : 200	17′ 11,3″	0,005000	8′ 35,6″	0,002500	Крепежные детали для неразборных соединений, подвергающихся ударной переменной нагрузке. Конические призонные болты. Конические оправки. Неподвижные соединения для передачи больших крутящих моментов в машинах
1 : 100	34′ 22,6″	0,010000	17′ 11,3″	0,005000	Крепежные детали для неразборных соединений, подвергающихся спокойной переменной нагрузке. Клиновые шпонки. Конические оправки
1 : 50	1° 8′ 45,2″	0,019999	34′ 22,6″	0,010000	Неподвижные соединения в гидропередачах тепловозов и подъемно-транспортных устройств. Конические штифты, установочные шпильки, хвостовики калибров пробок, концы насадных рукояток. Сальниковые уплотнения втулок и конических осей счетчиков для жидкостей, конические зубчатые колеса, шпонки клиновые и тангенциальные
1 : 30	1° 54′ 34,9″	0,033330	57′ 17,5″	0,016665	Конические шейки шпинделей станков. Конусы насадных разверток и зенкеров и оправки для них

Продолжение табл. 4.3

Конусность	Угол конуса α		Угол уклона $\alpha/2$		Примеры применения [4]
	в градусной мере	радианах	в градусной мере	в радианах	
1 : 20	2° 51′ 51,1″	0,049990	1° 25′ 55,5″	0,024995	Болты конусные, задвижки клинкетные, баллеры руля. Метрические конусы инструментов. Отверстия в шпинделях станков. Хвостовики инструментов. Оправки развертки под метрические конусы. Хвостовики трибок под посадку стрелок
1 : 15	3° 49′ 5,9″	0,066642	1° 54′ 32,9″	0,033321	Плотные силовые соединения сплошных и полых гребных валов для насадки гребного винта, валов с фланцевыми муфтами. Конические соединения деталей при усилиях вдоль оси. Соединения поршней со штоками. Соединения частей коленчатых валов. Баллеры руля. Посадочные места под зубчатые колеса шпинделей. Концевые скобы якорных цепей. Соединительные болты
1 : 12	4° 46′ 18,8″	0,083285	2° 23′ 9,4″	0,041643	Закрепительные втулки шарико- и роликоподшипников, шейки шпинделей под регулируемый роликоподшипник
1 : 10	5° 43′ 29,3″	0,099915	2° 51′ 44,6″	0,049957	Соединительные муфты валов, соединения сплошных валов судовых валопроводов с фланцевыми муфтами. Конические соединения деталей при радиальных и осевых усилиях. Концы валов электрических и других машин. Регулируемые втулки подшипников шпинделей. Валы зубчатых передач. Насосы поршневые. Соединительные болты и пальцы. Конусы инструментов, упорные центры для тяжелых станков. Уплотнительные кольца
1 : 8	7° 9′ 9,6″	0,124838	3° 34′ 34,8″	0,062419	Конусы валиков, сопряженных с кулачками. Пробки кранов арматуры. Муфты на валах по американскому стандарту для автопромышленности
1 : 7	8° 10′ 16,4″	0,142615	4° 5′ 8,2″	0,071307	Краны пробковые проходные сальниковые, муфтовые и фланцевые чугунные. Концы шлифовальных шпинделей с наружными конусами
1 : 5	11° 25′ 16,3″	0,199337	5° 42′ 38,1″	0,099669	Легко разъединяющиеся при радиальных усилиях соединения деталей. Конические хвосты цапф. Конические фрикционные муфты. Соединительные муфты генераторов. Арматура. Крепление штока. Концы валов для крепления аппаратуры в автостроении. Замковые резьбы бурильных труб

Конусность	Угол конуса α		Угол уклона $\alpha/2$		Примеры применения [4]
	в градусной мере	в радианах	в градусной мере	в радианах	
1 : 3	18° 55′ 28,7″	0,330297	9° 27′ 44,3″	0,165149	Конусы муфт предельного момента. Концы шлифовальных шпинделей с наружным конусом и отверстия насадных торцевых фрез. Шток в поршне
1 : 1,866	30°	0,523599	15°	0,261799	Фрикционные муфты приводов, зажимные цанги, головки шинных болтов, шток в поршне
1 : 1,207	45°	0,785398	22° 30′	0,392699	Потайные и полупотайные головки заклепок диаметром от 27 до 36 мм. Уплотняющие конусы для легких ниппельных винтовых соединений труб
1 : 0,866	60°	1,047198	30°	0,523599	Потайные и полупотайные головки заклепок диаметром от 16 до 24 мм. Центры станков и центровые отверстия. Клапаны пробные спускные и перепускные
1 : 0,652	75°	1,308997	37° 30′	0,654498	Потайные головки болтов. Потайные и полупотайные головки заклепок диаметром от 10 до 14 мм. Наружные центры инструментов (метчиков, разверток)
1 : 0,500	90°	1,570796	45°	0,785398	Потайные и полупотайные головки заклепок диаметром до 8 мм. Потайные головки винтов для металла, пластмасс и дерева. Фаски нарезанных частей стержней. Фаски обрабатываемых валов, осей, пальцев и других подобных деталей. Конусы вентилей и клапанов. Центровые отверстия для тяжелых валов. Фаски ступиц
1 : 0,289	120°	2,094395	60°	1,047198	Внутренние фаски нарезанных отверстий. Конусы под набивку сальников. Дроссельные клапаны. Наружные фаски гаек и головок винтов. Полупотайные головки заклепок диаметром до 5 мм

Примечания: 1. Значения конусностей и угловых размеров конусов даны в соответствии с ГОСТ 8593—81. 2. Здесь и в дальнейшем обозначения и определения приняты в соответствии с СТ СЭВ 1779—79 «Основные нормы взаимозаменяемости. Конусы и конические соединения. Термины и определения». 3. В СТ СЭВ 512—77 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные конусности и углы конусов» предусмотрена разбивка конусностей на два ряда: первый, предпочтительный и второй (конусности 1 : 30, 1 : 15, 1 : 12, 1 : 8, 1 : 7, 1 : 6, 1 : 4, 1 : 0,0652). В предпочтительный ряд входят остальные конусности настоящей таблицы с добавлением конусности 1 : 500, во второй ряд добавлены конусности 1 : 6, 1 : 4. 4. Углы конусов и уклонов нормальных конусностей предназначены в дополнение к нормальным углам общего назначения (см. табл. 4.2). 5. Кроме указанных конусностей допускается применение конусностей специального назначения, область распространения которых регламентирована в стандартах на конкретные изделия (табл. 4.4). 6. Размеры углов конусов и уклонов 15, 30, 45, 60, 90 и 120° являются нормальными углами общего назначения (см. табл. 4.2).

4.4. Углы конусов и уклонов конусностей специального назначения

Конусность	Угол конуса α		Угол уклона $\alpha/2$		Примеры применения [4]	
	Градус	Радиан	Градус	Радиан		
1 : 32	1° 47′ 24″	0,031247	53′ 42″	0,015624	Конические резьбы обсадных труб и муфт к ним	
1 : 24	2° 23′ 13″	0,041661	1° 11′ 37″	0,020830	Конусы инструментов по американскому стандарту при размерах меньше конуса Морзе № 1	
					Конус Морзе	
					№	Диаметр, мм
1 : 19,212	2° 58′ 54″	0,052039	1° 29′ 27″	0,026020	0	9,045
1 : 20,047	2° 51′ 26″	0,049872	1° 25′ 43″	0,024936	1	12,065
1 : 20,020	2° 51′ 41″	0,049940	1° 25′ 50″	0,024970	2	17,780
1 : 19,922	2° 52′ 32″	0,050185	1° 26′ 16″	0,025093	3	23,825
1 : 19,254	2° 58′ 31″	0,051926	1° 29′ 16″	0,025963	4	31,267
1 : 19,002	3° 00′ 53″	0,052614	1° 30′ 27″	0,026307	5	44,399
1 : 19,180	2° 59′ 12″	0,052126	1° 29′ 36″	0,026063	6	63,348
1 : 16	3° 34′ 47″	0,062480	1° 47′ 24″	0,031240	Резьбы трубные конические общего назначения. Конусы инструментов по американскому стандарту при размерах до 12″	
7 : 64	6° 15′ 38″	0,109266	3° 7′ 49″	0,054633	Отверстия под оправки в столах зубодолбежных станков	
3 : 25	6° 52′	0,119856	3° 26′	0,059928	Резьбы горловины стальных баллонов для газов и вентилей кислородных баллонов	

Конусность	Угол конуса α		Угол уклона $\alpha/2$		Примеры применения [4]
	Градус	Радиан	Градус	Радиан	
1 : 6	9° 31′ 38″	0,166282	4° 45′ 49″	0,083141	Резьба замков для труб и муфт к ним
1 : 4,07	14°	0,244346	7°	0,122173	Фланцевые концы шпинделей шлифовальных, токарных и револьверных станков и присоединительные размеры патронов, планшайб и переходных фланцев
1 : 4	14° 15′	0,248710	7° 7′ 30″	0,124355	Фланцевые концы шпинделей станков, а также присоединительные размеры патронов, планшайб и переходных фланцев к ним. Резьба замков для труб и муфт к ним
7 : 24	16° 35′ 40″	0,289625	8° 17′ 50″	0,144812	Концы шпинделей и оправки фрезерных станков. Втулки переходные, цанговые патроны для фрез
1 : 1,5	36° 52′ 12″	0,643501	18° 26′ 6″	0,321751	Ниппельно-шаровые соединения труб. Тяжелые винтовые трубные соединения с коническим уплотнением
—	74° 89°	1,291544 1,553343	37° 44° 30′	0,645772 0,776672	Конусы деталей трубопроводов. Веретена банкоброшных машин

Примечания: 1. Угловые значения конусов Морзе даны по СТ СЭВ 147—75, введенному в качестве государственного стандарта СССР. 2. Значения углов в радианах подсчитаны с точностью 0,5 мкрад по величине конусности.

в зависимости от номинальной длины L_1 меньшей стороны угла. Допуск угла может выражаться: 1) в угловых единицах радианной и градусной мер AT_α (точное значение) и AT'_α (округленное значение допуска в градусной мере) (рис. 4.1); 2) длиной противолежащего отрезка на перпендикуляре к стороне угла на расстоянии L_1 от вершины (этот отрезок приближенно равен дуге с радиусом L_1) AT_h (рис. 4.1 и 4,2, *б*); 3) допуском на разность диаметров в двух сечениях конуса на расстоянии L между ними AT_D (рис. 4.2, *а*).

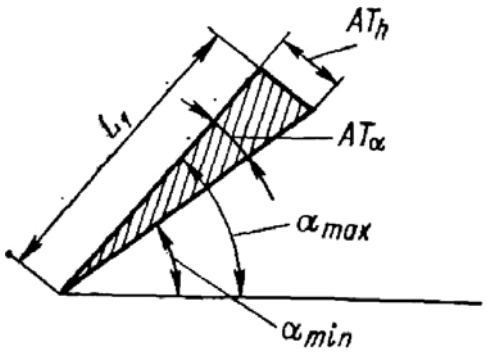


Рис. 4.1

Допуски углов конусов с конусностью не более 1 : 3 должны назначаться в зависимости от номинальной длины конуса L (разность между длиной конуса и образующей в этом случае не более 2 %). При большей конусности допуски назначаются в зависимости от длины образующей конуса L_1 (рис. 4.2).

Связь между допусками в угловых и линейных единицах выражается следующей формулой:

$$AT_h = AT_\alpha L_1 10^{-3}, \tag{4.1}$$

где AT_h — мкм; AT_α — мкрад; L_1 — мм.

Для малых углов ($C \leqslant 1:3$)

$$AT_D \approx AT_h. \tag{4.2}$$

Для конусов с конусностью более 1 : 3 значения AT_D определяют по формуле

$$AT_D = \frac{AT_h}{\cos \alpha/2}, \tag{4.3}$$

где α — номинальный угол конуса.

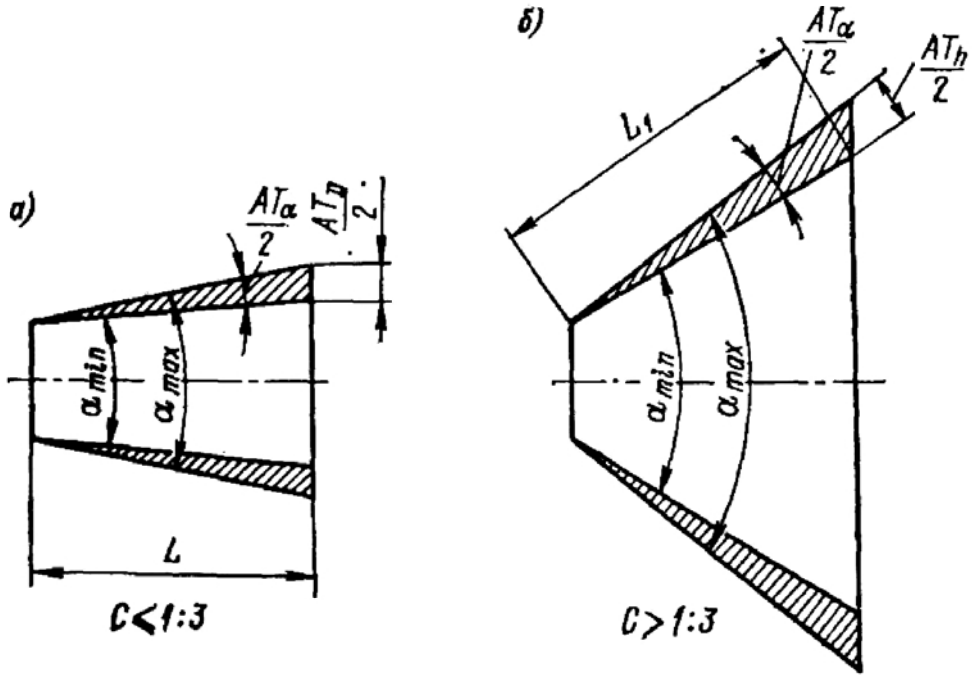


Рис. 4.2

Применяются три основных типа расположения поля допуска относительно номинального угла: плюсовое ($+AT$), минусовое ($-AT$) и симметричное ($\pm AT/2$). В обоснованных случаях может применяться иное расположение допуска угла. При любом расположении поля допуска отклонения угловых размеров отсчи-

тываются от номинального размера угла. Типы расположения полей допусков для угла призматического элемента показаны на рис. 4.3, *а* и для угла конуса — на рис. 4.3, *б*.

Для допусков углов устанавливается 17 степеней (квалитетов) точности[1]: 1, ..., 17. При обозначении допуска угла заданной точности к обозначению добавляется номер степени точности, например *АТ7*. При необходимости

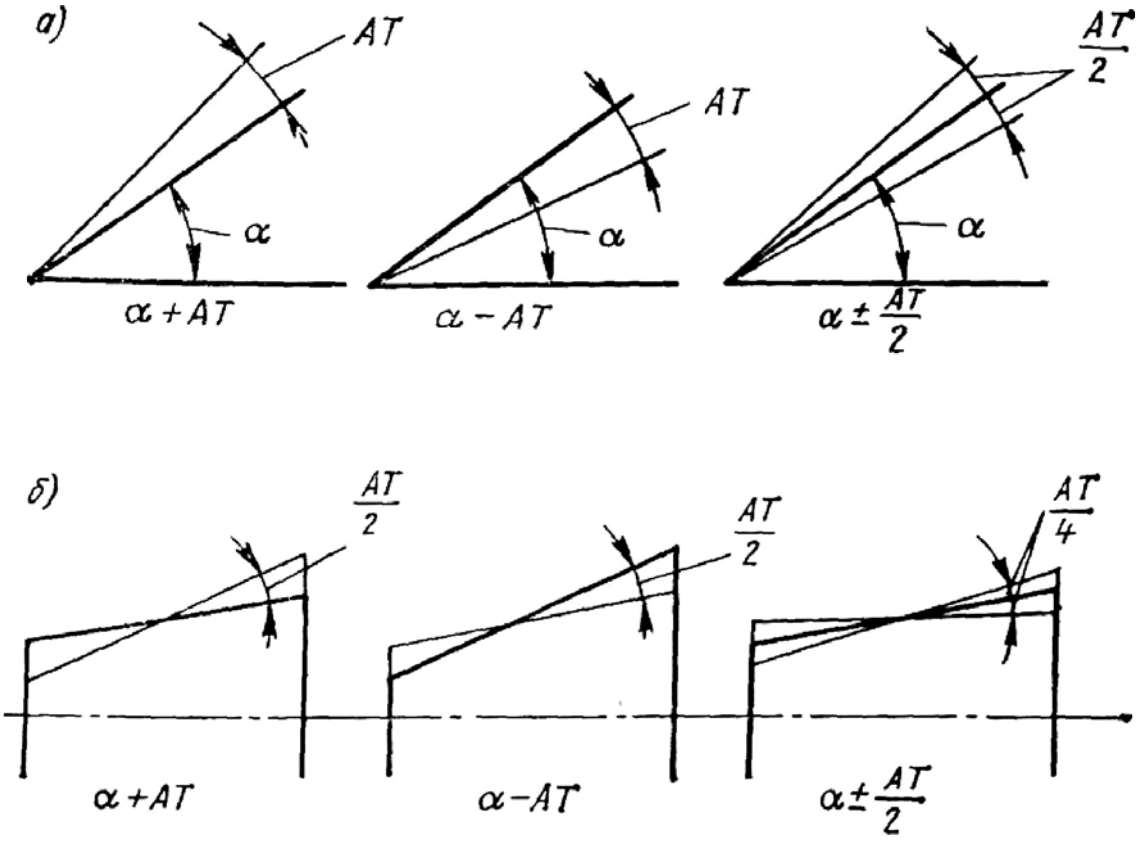


Рис. 4.3

назначения большей точности, чем та, которую даст 1-й квалитет, допуски степеней точности 0,1 и 0 получают последовательным делением допусков АТ1 на коэффициент 1,6.

Числовые значения допусков углов, распространяющиеся на угловые размеры призматических элементов деталей, наружные и внутренние конусы гладких конических деталей, шаблоны, контршаблоны, конусные калибры и контркалибры с длиной меньшей стороны угла до 2500 мм представлены в табл. 4.5. При указании допусков углов на чертежах следует одновременно указывать и точность расположения угла относительно оси, образующей или плоскости детали.

---

[1] Квалитеты 01, 0 — перспективные, для измерительных устройств высшей точности; 1—5 — для калибров; 5—17 — см. табл. 4.6.

4.5. Допуски углов (по СТ СЭВ 178—75)

Интервал длин. мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности							
			1	2	3	4	5	6	7	8
До 10	AT_α	мкрад	50	80	125	200	315	500	800	1250
		...° **	10″	16″	26″	41″	1′ 5″	1′ 43″	2′ 45″	4′ 18″
	AT'_α	...° **	10″	16″	26″	40″	1′	1′ 40″	2′ 30″	4′
	AT_h AT_D	мкм	0,5	0,8	1,3	2,0	3,2	5	8	12,5
Св. 10 до 16	AT_α	мкрад	40	63	100	160	250	400	630	1000
		...°	8″	13″	21″	33″	52″	1′ 22″	2′ 10″	3′ 26″
	AT'_α	...°	8″	12″	20″	32″	50″	1′ 20″	2′	3′
	AT_h AT_D	мкм	0,4—0,6	0,6—1,0	1,0—1,6	1,6—2,5	2,5—4	4—6,3	6,3—10	10—16
Св. 16 до 25	AT_α	мкрад	31,5	50	80	125	200	315	500	800
		...°	6″	10″	16″	26″	41″	1′ 5″	1′ 43″	2′ 45″
	AT'_α	...°	6″	10″	16″	26″	40″	1′	1′ 40″	2′ 30″
	AT_h AT_D	мкм	0,5—0,8	0,8—1,3	1,3—2,0	2,0—3,5	3,2—5,0	5—8,0	8—12,5	12,5—20

Продолжение табл. 4.5

Интервал длин, мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Св. 25 до 40	AT_α	мкрад	25	40	63	100	160	250	400	630
		...°	5″	8″	13″	21″	33″	52″	1′ 22″	2′ 10″
	AT'_α	...°	5″	8″	12″	20″	32″	50″	1′ 20″	2′
	AT_h AT_D	мкм	0,6—1,0	1,0—1,6	1,6—2,5	2,5—4,0	4,0—6,3	6,3—10	10—16	16—25
Св. 40 до 63	AT_α	мкрад	20	31,5	50	80	125	200	315	500
		...°	4″	6″	10″	16″	26″	41″	1′ 5″	1′ 43″
	AT'_α	...°	4″	6″	10″	16″	26″	40″	1′	1′ 40″
	AT_h AT_D	мкм	0,8—1,3	1,3—2,0	2,0—3,2	3,2—5,0	5,0—8,0	8,0—12,5	12,5—20	20—32
Св. 63 до 100	AT_α	мкрад	16	25	40	63	100	160	250	400
		...°	3″	5″	8″	13″	21″	33″	52″	1′ 22″
	AT'_α	...°	3″	5″	8″	12″	20″	32″	50″	1′ 20″
	AT_h AT_D	мкм	1,0—1,6	1,6—2,5	2,5—4,0	4,0—6,3	6,3—10	10—16	16—25	25—40

Продолжение табл. 4.5

Интервал длин. мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Св. 100 до 160	AT_α	мкрад	12,5	20	31,5	50	80	125	200	315
		..°	2,5″	4″	6″	10″	16″	26″	41″	1,5″
	AT'_α	...°	2,5″	4″	6″	10″	16″	26″	40″	1′
	AT_h AT_D	мкм	1,3—2,0	2,0—3,2	3,2—5,0	5,0—8,0	8,0—12,5	12,5—20	20—32	32—50
Св. 160 до 250	AT_α	мкрад	10	16	25	40	63	100	160	250
		..°	2″	3″	5″	8″	13″	21″	33″	52″
	AT'_α	...°	2″	3″	5″	8″	12″	20″	32″	50″
	AT_h AT_D	мкм	1,6—2,5	2,5—4,0	4,0—6,3	6,3—10	10—16	16—25	25—40	40—63
Св. 250 до 400	AT_α	мкра	8	12,5	0	31,5	50	80	125	200
		.. °	1,5″	2,5′	4″	6″	10″	16″	26″	41″
	AT'_α	.. °	1,5″	2,5″	4″	6″	10″	16″	26″	40″
	AT_h AT_D	мкм	2,0—3,2	3,2—5,0	5,0—8,0	8,0—12,5	12,5—20	20—32	32—50	50—80

Продолжение табл. 4.5

Интервал длин. мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности							
			1	2	3	4	5	6	7	
Св. 400 до 630	AT_α	мкрад	6,3	10	16	25	40	63	100	160
		...^{c}	1″	2″	3″	5″	8″	13″	21″	33″
	AT'_α	...^{c}	1″	2″	3″	5″	8″	12″	20″	32″
	AT_h AT_D	мкм	2,5—4,0	4,0—6,3	6,3—10	10—16	16—25	25—40	40—63	63—100
Св. 630 до 1000	AT_α	мкрад	—	—	—	20	31,5	50	80	125
		...°	—	—	—	4″	6″	10″	16″	26″
	AT'_α	...°	—	—	—	4″	6″	10″	16″	26″
	AT_h AT_D	мкм	—	—	—	12,5—20	20—32	32—50	50—80	80—125

Продолжение табл. 4.5

Интервал длин, мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Св. 1000 до 1600	AT_α	мкрад	—	—	—	16	25	40	63	100
		...°	—	—	—	3″	5″	8″	13″	21″
	AT'_α	...°	—	—	—	3″	5″	8″	12″	20″
	AT_h AT_D	мкм	—	—	—	16—25	25—40	40—63	63—100	100—160
Св. 1600 до 2500	AT_α	мкрад	—	—	—	12,5	20	31,5	50	80
		...°	—	—	—	2,5″	4″	6″	10″	16″
	AT'_α	...°	—	—	—	2,5″	4″	6″	10″	16″
	AT_h AT_D	мкм	—	—	—	20—32	32—50	50—80	80—125	125—200

Продолжение табл. 4.

Интервал длин, мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности								
			9	10	11	12	13	14	15	16	17
До 10	AT_α	мкрад	2000	3150	5000	8000	12 500	20 000	31 500	50 000	80 000
		...° **	6′ 52″	10′ 49″	17′ 10″	27′ 28″	42′ 58″	1° 8′ 45″	1° 48′ 17″	2° 51′ 53″	4° 35′ 1″
	AT'_α	...° **	6′	10′	16′	26′	40′	1°	1° 40′	2°	4°
	AT_h AT_D	мкм	20	32	50	80	125	200	320	0,5 *	0,8 *
Св. 10 до 16	AT_α	мкрад	1600	2500	4000	6300	10 000	16 000	25 000	40 000	63 000
		...°	5′ 30″	8′ 35″	13′ 44″	21′ 38″	34′ 23″	55′	1° 25′ 57″	2° 17′ 30″	3° 36′ 34″
	AT'_α	...°	5′	8′	12′	20′	32′	50′	1° 20′	1°	2°
	AT_h AT_D	мкм	16—25	25—40	40—63	63—100	100—160	160—250	250—400	0,4—0,63 *	0,63—1 *
Св. 16 до 25	AT_α	мкрад	1250	2000	3150	5000	8000	12 500	20 000	31 500	50 000
		...°	4′ 18″	6′ 52″	10′ 49″	17′ 10″	27′ 28″	42′ 58″	1° 8′ 45″	1° 48′ 17″	2° 51′ 53″
	AT'_α	...°	4′	6′	10′	16′	26′	40′	1°	1°	2°
	AT_h AT_D	мкм	20—32	32—50	50—80	80—125	125—200	200—320	320—500	0,5—0,8 *	0,8—1,25 *

Продолжение табл. 4.5

Интервал длин, мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности								
			9	10	11	12	13	14	15	16	17
Св. 25 до 40	AT_α	мкрад	1000	1600	2500	4000	6300	10 000	16 000	25 000	40 000
		...°	3′ 26″	5′ 30″	8′ 35″	13′ 44″	21′ 38″	34′ 23″	55′	1° 25′ 57″	2° 17′ 30″
	AT'_α	...°	3′	5′	8′	12′	20′	32′	50′	1°	2°
	AT_h AT_D	мкм	25—40	40—63	63—100	100—160	160—250	250—400	400—630	0,63—1 *	1—1,6 *
Св. 40 до 63	AT_α	мкрад	800	1250	2000	3150	5000	8000	12 500	20 000	31 500
		...°	2′ 45″	4′ 18″	6′ 52″	10′ 49″	17′ 10″	27′ 28″	42′ 58″	1° 8′ 45″	1° 48′ 17″
	AT'_α	...°	2′ 30″	4′	6′	10′	16′	26′	40′	40′	1° 20′
	AT_h AT_D	мкм	32—50	50—80	80—125	125—200	200—320	320—500	500—800	0,8—1,25 *	1,25—2 *
Св. 63 до 100	AT_α	мкрад	630	1000	1600	2500	4000	6300	10 000	16 000	25 000
		...°	2′ 10″	3′ 26″	5′ 30″	8′ 35″	13′ 44″	21′ 38″	34′ 23″	55′	1° 25′ 57″
	AT'_α	...°	2′	3′	5′	8′	12′	20′	32′	40′	1° 20′
	AT_h AT_D	мкм	40—63	63—100	100—160	160—250	250—400	400—630	630—1000	1—1,6 *	1,6—2,5 *

Интервал длин. мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности								
			9	10	11	12	13	14	15	16	17
Св. 100 до 160	AT_α	мкрад	500	800	1250	2000	3150	5000	8000	12 500	20 000
		...°	1′ 43″	2′ 45″	4′ 18″	6′ 52″	10′ 49″	17′ 10″	27′ 28″	42′ 58″	1° 8′ 45″
	AT'_α	...°	1′ 40″	2′ 30″	4′	6′	10′	16′	26′	40′	1° 20′
	AT_h AT_D	мкм	50—80	80—125	125—200	200—320	320—500	500—800	800—1250	1,25—2*	2—3,2*
Св. 160 до 250	AT_α	мкрад	400	630	1000	1600	2500	4000	6300	10 000	16 000
		...°	1′ 22″	2′ 10″	3′ 26″	5′ 30″	8′ 35″	13′ 44″	21′ 38″	34′ 23″	55′
	AT'_α	...°	1′ 20″	2′	3′	5′	8′	12′	20′	20′	40′
	AT_h AT_D	мкм	63—100	100—160	160—250	250—400	400—630	630—1000	1000—1600	1,6—2,5*	2,5—4*
Св. 250 до 400	AT_α	мкрад	315	500	800	1250	2000	3150	5000	8000	12 500
		...°	1′ 5″	1′ 43″	2′ 45″	4′ 18″	6′ 52″	10′ 49″	17′ 10″	27′ 28″	42′ 58″
	AT'_α	...°	1′	1′ 40″	2′ 30″	4′	6′	10′	16′	20′	40′
	AT_h AT_D	мкм	80—125	125—200	200—320	320—500	500—800	800—1250	1250—2000	2—3,2 *	3,2—5 *

Продолжение табл. 4.5

Интервал длин, мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности								
			9	10	11	12	13	14	15	16	17
Св. 400 до 630	AT_α	мкрад	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300	10 000
		...°	52	1′ 22″	2′ 10″	3′ 26″	5′ 30″	8′ 35″	13′ 44″	21′ 38″	34′ 23″
	AT'_α	...°	50″	1′ 20″	2′	3′	5′	8′	12′	20′	40′
	AT_h AT_D	мкм	100—160	160—250	250—400	400—630	630—1000	1000—1600	1600—2500	2,5—4*	4—6,3*
Св. 630 до 1000	AT_α	мкрад	200	315	500	800	1250	2000	3150	5000	8000
		...°	41″	1′ 5″	1′ 45″	2′ 45″	4′ 18″	6′ 52″	10′ 49″	17′ 10″	27′ 28″
	AT'_α	...°	40″	1′	1′ 40″	2′ 30″	4′	6′	10′	10′	20′
	AT_h AT_D	мкм	125—200	200—320	320—500	500—800	800—1250	1250—2000	2000—3200	3,2—5*	5—8*
Св. 1000 до 1600	AT_α	мкрад	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
		...°	33″	52″	1′ 22″	2′ 10″	3′ 26″	5′ 30″	8′ 35″	13′ 44″	21′ 38″

Интервал длин, мм	Обозначение допуска	Единицы измерения	Степень точности								
			9	10	11	12	13	14	15	16	17
Св. 1000 до 1600	AT'_α	...°	32″	50″	1′ 20″	2′	3′	5′	8′	10′	20′
	AT_h AT_D	мкм	160—250	250—400	400—630	630—1000	1000—1600	1600—2500	2500—4000	4—6,3 *	6,3—10*
Св. 1600 до 2500	AT_α	мкрад	125	200	315	500	800	1250	2000	3150	5000
		...°	26″	41″	1′ 5″	1′ 43″	2′ 45″	4′ 18″	6′ 52″	10′ 49″	17′ 10″
	AT'_α	...°	26″	40″	1′	1′ 40″	2′ 30″	4′	6′	10′	20′
	AT_h AT_α	мкм	200—320	320—500	500—800	800—1250	1250—2000	2000—3200	3200—5000	5—8 *	8—12,5 *

Примечания: 1. Округленные значения допусков AT'_α рекомендуются при указании допускаемых отклонений на чертежах ($AT = \pm\Delta\alpha$). 2. Крайние значения AT_h или AT_D указаны для соответствующих крайних значений интервалов длин L (L_1). 3. Допуски не распространяются на конусы, для которых задан допуск диаметра в каждом сечении по длине конуса, и отклонения угла конуса допускаются в пределах всего поля допуска диаметра конуса.

* Допуски AT_h (AT_D) 16-й и 17-й степеней точности выражены в мм.

** Допуски AT'_α и AT_α (нижний ряд) выражены в градусной мере.

ГЛАДКИЕ КОНИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ

Виды конических соединений

Широкое распространение конических соединений вызвано рядом их ценных свойств. Среди них — герметичность, высокая прочность и напряженность соединения, возможность легкого регулирования зазора и натяга с помощью изменения осевого расположения деталей, способность конической пары к быстрой разборке и сборке без повреждения поверхностей элементов соединения, самоцентрируемость.

В зависимости от натягов и зазоров конические соединения можно разделить на следующие виды: неподвижные соединения (с натягом), плотные (с возможностью скольжения) и подвижные (с зазором).

Неподвижные соединения предназначены для исключения взаимного перемещения деталей или для передачи крутящего момента. Работу соединения обеспечивает сила трения между сопрягаемыми поверхностями, которая регулируется натягом, определяемым, в свою очередь, изменением взаимного расположения конических поверхностей деталей вдоль оси соединения. Натяг обеспечивается затяжкой или запрессовкой наружного конуса во внутренний, а также за счет сборки элементов пары с различной температурной деформацией (при нагретом внутреннем конусе и (или) охлажденном наружном). При больших нагрузках и относительно малом натяге, при вибрациях в неподвижном коническом соединении предусматривается одна или две шпонки. В качестве примеров таких соединений можно назвать: соединения конусов валов электрических машин и станков, соединения валопроводов судов, соединения фланцевых муфт с полыми и сплошными валами, конические фрикционные муфты, конические штифты и головки, уплотнительные пробки. Расчет натягов, а также числа шпонок (или необходимость дополнительного крепления) конического соединения осуществляется методами сопротивления материалов и аналогичен расчету натягов прессовых посадок для цилиндрических соединений.

Плотные соединения с возможностью скольжения применяются для обеспечения газо-, водо- и маслонепроницаемости по сопрягаемым поверхностям, т. е. для герметизации соединения, которое герметизируют путем притирки поверхностей, причем полная взаимозаменяемость деталей нарушается. Плотные соединения применяются в пробковых кранах трубопроводной арматуры, в двигателях для посадки клапана в седло, в жиклерах карбюраторов и т. д.

Подвижные конические соединения применяются для обеспечения относительного вращения или зазора между элементами пары. Они обладают достоинствами точного центрирования и компенсации износа рабочих поверхностей перемещением деталей вдоль оси. Такие посадки используются в точных приборах, конических подшипниках станков, дозирующих, регулирующих устройствах и т. п.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Коническая поверхность, точнее — прямая круговая коническая поверхность, это поверхность вращения, образованная прямой, вращающейся относительно оси и пересекающей ее.

При обработке реальной конической детали (т. е. ограниченной снаружи или изнутри конической поверхностью) возникают различные отклонения от номинального конуса (т. е. конуса, определяемого номинальной поверхностью и номинальными размерами — диаметром, длиной, углом конуса — определения [1] см. СТ СЭВ 1779—79).

---

[1] Определение номинальной и реальной поверхностей — по СТ СЭВ 301—76, номинального и действительного размера — по СТ СЭВ 145—75.

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

Допуски и посадки для конических соединений устанавливает СТ СЭВ 1780—79, начало применения которого в народном хозяйстве СССР определено с 01.01.1983 г. Этот стандарт распространяется на гладкие конусы

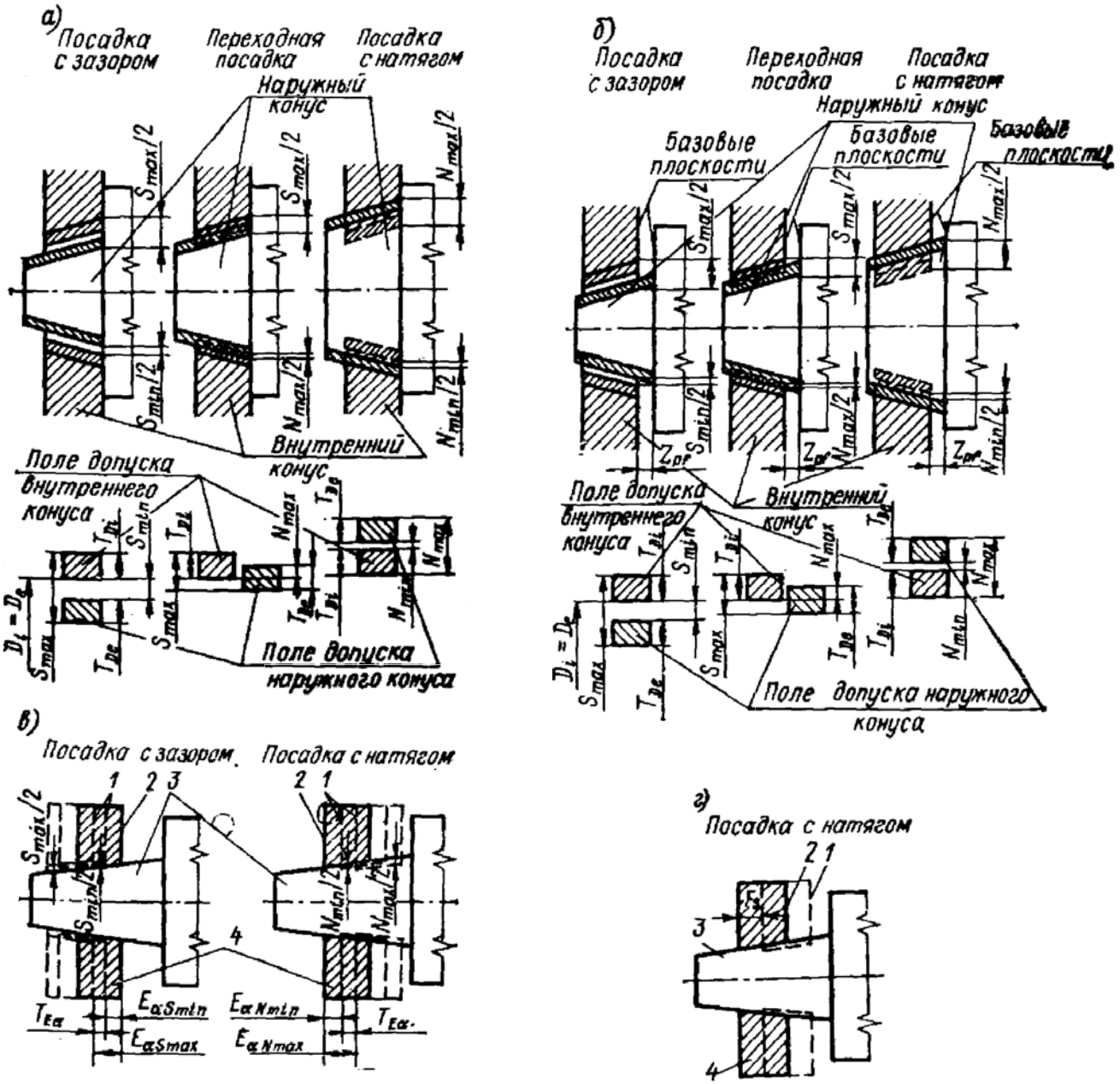


Рис. 4.4

с диаметрами до 500 мм и конусностью от 1 : 3 до 1 : 500. Стандарт СТ СЭВ 1779—79, устанавливающий термины и определения, относящиеся к конусам и коническим соединениям, применяется с 01.01.1982 г.

Коническое соединение характеризуется конической посадкой и базорасстоянием соединения.

Посадки подразделяются в зависимости от следующих способов фиксации взаимного осевого положения наружного и внутреннего конусов (рис. 4.4):

1) путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов (рис. 4.4, *а*);

2) по заданному осевому расстоянию Z_{pf} между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов (рис. 4.4, *б*);

3) по заданному осевому смещению $E_{\text{п}}$ сопрягаемых конусов от их начального положения (рис. 4.4, *в*);

4) по заданному усилию запрессовки F_s, прилагаемому в начальном положении сопрягаемых конусов (рис. 4.4, *г*).

На рис. 4.4 отмечено, какой характер посадок обеспечивается при различных способах фиксации (обозначения на рис. 4.4, *в*, *г*: *1* — конечное положение; *2* — начальное положение; *3* — наружный конус; *4* — внутренний конус).

ДОПУСКИ И ПОЛЯ ДОПУСКОВ

Для конусов устанавливают допуски: диаметра конуса в любом сечении T_D, в заданном сечении T_{DS} (рис. 4.5, *а*), угла конуса AT (рис. 4.5, *б*); формы конуса (допуски круглости T_{FR} (рис. 4.5, *в*) и допуск прямолинейности образующей T_{FL} (рис. 4.5, *г*). Рекомендуемая простановка размеров на конусных деталях (имеем в виду измерение универсальными средствами) указана на рис. 4.6.

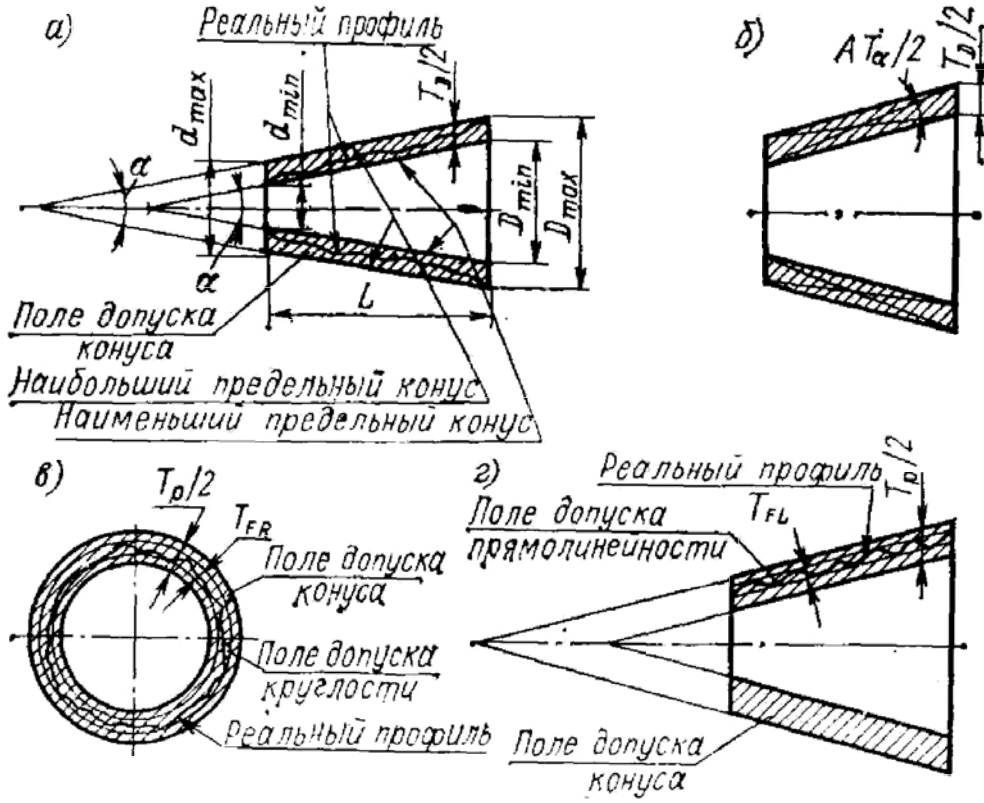


Рис. 4.5

Допуски конусов нормируют двумя способами:

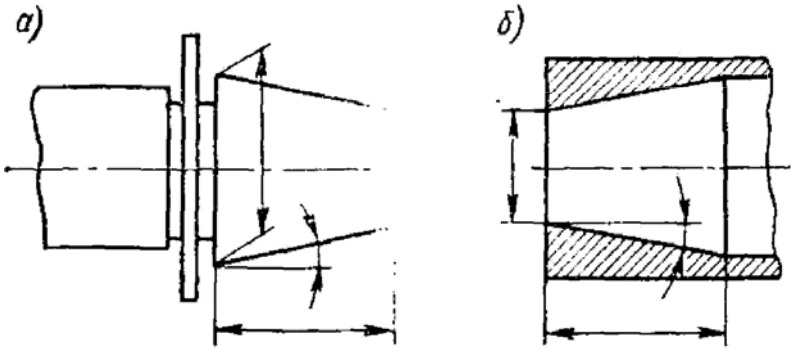


Рис. 4.6

1) совместным нормированием всех видов допусков — допуском T_D диаметра конуса в любом сечении (по СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 1780—79); допуск T_D определяет поле допуска конуса, ограниченное двумя предельными конусами, между которыми должны находиться все точки реальной поверхности конуса, и ограничивает не только отклонения диаметра, но и отклонения угла и формы конуса; при необходимости допуск T_D может быть дополнен более узкими допусками угла AT и формы конуса T_{FR} и T_{FL}; при этом все точки реальной поверхности конуса также должны находиться в поле допуска, ограниченном двумя предельными конусами;

2) раздельным нормированием каждого вида допусков: T_{DS} (по СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 1780—79); AT (в угловых — AT_α или линейных — AT_D единицах по СТ СЭВ 178—75); T_{FR} и T_{FL} (по ГОСТ 24643—81 или СТ СЭВ 636—77).

В посадках с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов и по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов допуски конусов предпочтительно нормировать первым способом, поскольку в этих посадках величины зазоров или натягов зависят от предельных отклонений диаметров сопрягаемых конусов. Отклонения угла и формы конуса влияют на неравномерность зазоров или натягов, а также на длину контакта, и при необходимости могут ограничиваться дополнительными допусками угла конуса AT и формы конуса T_{FR} и T_{FL} более узкими, чем допуск T_D.

В посадках с фиксацией по заданному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения или по заданному усилию запрессовки допуски конусов предпочтительно нормировать вторым способом, так как в этих посадках величины зазоров или натягов определяются в основном, условиями сборки. На неравномерность зазоров или натягов и на длину контакта оказывают влияние только допуски угла и формы конуса, а допуски диаметра влияют на базорасстояние соединения. Этим же способом предпочтительно нормировать допуски несопрягаемых конусов.

Поля допусков диаметров наружных и внутренних конусов приведены в табл. 4.6. Они должны применяться при назначениях предельных отклонений (допусков) T_D и T_{DS}. Для полей допусков, устанавливаемых по СТ СЭВ 1780—79 (дополнительно к СТ СЭВ 144—75), предельные отклонения приведены в табл. 4.7.

В посадках с фиксацией по конструктивным элементам или по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов следует применять поля допусков не грубее 9-го квалитета и с основным отклонением: для внутренних конусов H, для наружных конусов — с любым из указанных в табл. 4.6 (т. е. по системе отверстия).

Рекомендуется здесь сочетать поля допусков диаметров наружного и внутреннего конусов одного квалитета, но в обоснованных случаях — и разных квалитетов; при этом рекомендуется, чтобы бо́льший допуск диаметра назначался для внутреннего конуса, а допуски диаметров внутреннего и наружного конусов отличались не более чем на два квалитета.

В посадках с фиксацией по заданному смещению сопрягаемых конусов от начального положения или по заданному усилию запрессовки следует применять поля допусков от 8-го до 12-го квалитетов с основными отклонениями: для внутренних конусов H (предпочтительно), J_s или N; для наружных конусов h, j_s или k. В обоснованных случаях допускается применять поля допусков точнее 8-го квалитета.

Предельные значения и допуск осевого смещения в посадках по заданному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения определяют по следующим формулам:

В посадках с зазором

$$E\alpha_{S\,min} = S_{min}/C;$$

$$E\alpha_{S\,max} = S_{max}/C;$$

$$T_{E_\alpha} = E\alpha_{S\,min} - E\alpha_{S\,max} = T_S/C,$$

где $T_S = S_{max} - S_{min}$.

В посадках с натягом

$$E\alpha_{N\,min} = N_{min}/C;$$

$$E\alpha_{N\,max} = N_{max}/C;$$

$$T_{E_\alpha} = E\alpha_{N\,max} - E\alpha_{N\,min} = T_N/C,$$

где $T_N = N_{max} - N_{min}$.

Значения предельных зазоров или натягов (S_{min}, S_{max}, N_{min}, N_{max}) либо принимаются такими же, как в аналогичных посадках цилиндрических соединений, либо определяются расчетом или опытным путем.

4.6. Поля допусков диаметров наружных и внутренних конусов (по СТ СЭВ 1780—79)

Квалитет допуска T_D или T_{DS}	Наружные конусы																Внутренние конусы		
	Основные отклонения																		
	d	*e*	*f*	*g*	*h*	j_s	*k*	*m*	*n*	*p*	*r*	*s*	*t*	*u*	*x*	*z*	*H*	J_s	*N*
	Поля допусков																		
01					*h*01*	j_s01*											*H*01*	J_s01*	
0					*h*0*	j_s0*											*H*0*	J_s0*	
1					*h*1*	j_s1*											*H*1*	J_s1*	
2					*h*2*	j_s2*											*H*2*	J_s2*	
3					*h*3*	j_s3*											*H*3*	J_s3*	
4				*g*4	*h*4	j_s4	*k*4	*m*4	*n*4								*H*4	J_s4*	
5				*g*5	*h*5	j_s5	*k*5	*m*5	*n*5	*p*5	*r*5	*s*5					*H*5	J_s5*	
6			*f*6	*g*6	*h*6	j_s6	*k*6	*m*6	*n*6	*p*6	*r*6	*s*6	*t*6				*H*6	J_s6*	
7		*e*7	*f*7		*h*7	j_s7	*k*7	*m*7	*n*7			*s*7		*u*7			*H*7	J_s7*	
8	*d*8	*e*8	*f*8		*h*8	j_s8**	*k*8**							*u*8	*x*8	*z*8	*H*8	J_s8*	
9	*d*9	*e*9	*f*9		*h*9	j_s9**	*k*9**										*H*9	J_s9**	*N*9**

Квалитет допуска T_D или T_{DS}	Наружные конусы																Внутренние конусы		
	Основные отклонения																		
	d	*e*	*f*	*g*	*h*	j_s	*k*	*m*	*n*	*p*	*r*	*s*	*t*	*u*	*x*	*z*	*H*	J_s	*N*
	Поля допусков																		
10					*h*10**	j_s10**	*k*10**										*H*10**	J_s10**	*N*10**
11					*h*11**	j_s11**	*k*11**										*H*11**	J_s11**	*N*11**
12					*h*12**	j_s12**	*k*12**										*H*12**	J_s12**	*N*12**
13					*h*13*	j_s13*											*H*13*	J_s13*	
14					*h*14*	j_s14*											*H*14*	J_s14*	
15					*h*15*	j_s15*											*H*15*	J_s15*	
16					*h*16*	j_s16*											*H*16*	J_s16*	
17					*h*17*	j_s17*											*H*17*	J_s17*	

Примечания: 1. Приведенные в таблице ряды допусков являются ограничением рядов полей допусков из СТ СЭВ 144—75 и дополнительно к нему содержат поля допусков *k*8—*k*12 и *N*10—*N*12. В обоснованных случаях, если применение указанных полей допусков не может обеспечить требований, предъявляемых к изделиям, допускается применение других полей допусков по СТ СЭВ 144—75. 2. Для внутренних конусов с номинальными диаметрами до 3 мм вместо полей допусков *N*9—*N*12 должны применяться соответственно поля допусков *K*9—*K*12. 3. «*» — поля допусков, как правило, не предназначенные для посадок. 4. «**» — поля допусков, предназначенные, как правило, только для конических посадок с фиксацией по заданному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения или по заданному усилию запрессовки. 5. При выбранном квалитете допуск T_D определяется по номинальному диаметру большого основания конуса, а допуск T_{DS} — по номинальному диаметру в заданном сечении конуса.

4.7. Предельные отклонения диаметров конусов для полей допусков, устанавливаемых по СТ СЭВ 1780—79 дополнительно к СТ СЭВ 144—75

Интервал диаметров D или D_S, мм	Поля допусков								
	наружных конусов					внутренних конусов			
	*k*8	*k*9	*k*10	*k*11	*k*12	*K*9	*N*10	*N*11	*N*12
	Предельные отклонения, мкм								
До 3	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	+100 0	0 −25	0 * −40	0 * −60	0 * −100
Св. 3 до 6	+18 0	+30 0	+48 0	+75 0	+120 0	—	0 −48	0 −75	0 −120
Св. 6 до 10	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0	+150 0	—	0 −58	0 −90	0 −150
Св. 10 до 18	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0	+180 0	—	0 −70	0 −110	0 −180
Св. 18 до 30	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0	+210 0	—	0 −84	0 −130	0 −210
Св. 30 до 50	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0	+250 0	—	0 −100	0 −160	0 −250
Св. 50 до 80	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0	+300 0	—	0 −120	0 −190	0 −300
Св. 80 до 120	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0	+350 0	—	0 −140	0 −220	0 −350
Св. 120 до 180	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+400 0	—	0 −160	0 −250	0 −400
Св. 180 до 250	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	+460 0	—	0 −185	0 −290	0 −460
Св. 250 до 315	+81 0	+130 0	+210 0	+320 0	+520 0	—	0 −210	0 −320	0 −520
Св. 315 до 400	+89 0	+140 0	+230 0	+360 0	+570 0	—	0 −230	0 −360	0 −570
Св. 400 до 500	+97 0	+155 0	+250 0	+400 0	+630 0	—	0 −250	0 −400	0 −630

* Предельные отклонения приведены для полей допусков соответственно *K*10, *K*11, *K*12.

Расчетные соотношения между допусками диаметра, угла и формы конуса

В СТ СЭВ 1780—79 приведены указанные расчетные соотношения, которые следует рассматривать как наиболее грубые пределы для числовых значений допуска угла в зависимости от допуска диаметра конуса, а также допусков формы в зависимости от допусков диаметра или угла конуса (в обоснованных случаях могут быть назначены более узкие допуски угла и формы конуса).

В табл. 4.8 приведены наибольшие отклонения угла конуса в пределах $\pm\Delta_{\alpha\,max}$ или $\pm\Delta_{\alpha D max}$ для указанных там квалитетов допусков T_D.

Если при заданном допуске T_D необходимо назначить дополнительно допуск угла конуса AT, то соотношения между этими допусками должны удовлетворять ряду условий.

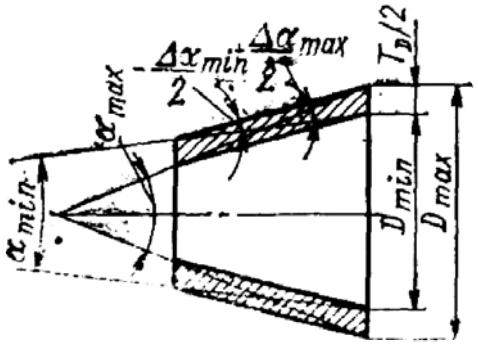
При назначении односторонних предельных отклонений угла конуса ($+AT$ или $-AT$):

$$AT_D \leqslant \Delta_{\alpha D\,max} = T_D;\ AT_\alpha \leqslant \Delta_{\alpha\,max} = (T_D/L)\,10^3.$$

При назначении симметричных предельных отклонений угла конуса $\left(\pm\frac{AT}{2}\right)$:

$$\frac{AT_D}{2} < \Delta\alpha_{D\,max} = T_D;\quad \frac{AT_\alpha}{2} < \Delta\alpha_{max} = (T_D/L)\,10^3.$$

4.8. Наибольшие отклонения угла конуса $\Delta_{\alpha Dmax}$, возможные при полном использовании допуска T_D (по СТ СЭВ 1780—79)



Интервал диаметров D, мм	Квалитет допуска T_D								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	$\Delta_{\alpha D\,max}$ (±), мкм								
До 3	3	4	6	10	14	25	40	60	100
Св. 3 до 6	4	5	8	12	18	30	48	75	120
» 6 » 10	4	6	9	15	22	36	58	90	150
» 10 » 18	5	8	11	18	27	43	70	110	180
» 18 » 30	6	9	13	21	33	52	84	130	210
» 30 » 50	7	11	16	25	39	62	100	160	250
» 50 » 80	8	13	19	30	46	74	120	190	300
» 80 » 120	10	15	22	35	54	87	140	220	350
» 120 » 180	12	18	25	40	63	100	160	250	400
» 180 » 250	14	20	29	46	72	115	185	290	460
» 250 » 315	16	23	32	52	81	130	210	320	520
» 315 » 400	18	25	36	57	89	140	230	360	570
» 400 » 500	20	27	40	63	97	155	250	400	630

Примечание. Для получения значений $\Delta_{\alpha max}$ в микрорад значения, приведенные в таблице, следует умножить на $\frac{1000}{L}$, где L — длина конуса, мм.

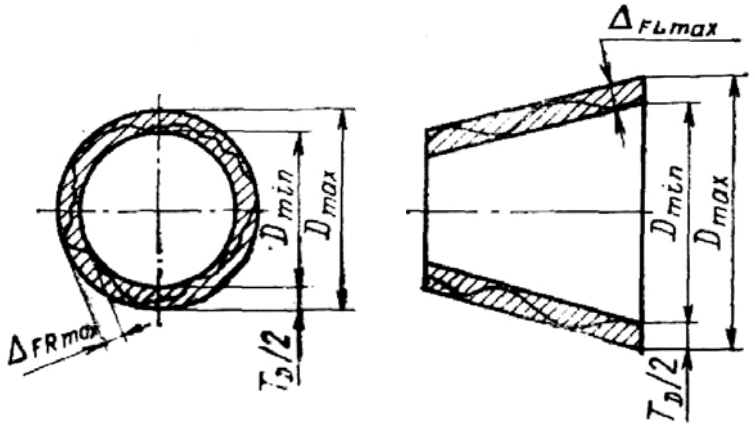
При заданном допуске T_{DS} рекомендуется соблюдать следующие соотношения между допусками угла и диаметра конуса:

$$AT_D \leqslant T_{DS}; \quad AT_\alpha \leqslant (T_{DS}/L)\ 10^3.$$

Значения допусков угла конуса, рассчитанные по приведенным выше формулам (AT_α и $\Delta_{\alpha\ max}$ — в мкрад; AT_D и T_D — в мкм; L — в мм), надо округлить до ближайшего меньшего значения допуска по СТ СЭВ 178—75.

В табл. 4.9 приведены наибольшие отклонения формы $\Delta_{FR\ max}$ и $\Delta_{FL\ max}$, возможные при полном использовании допуска T_D для указанных там квалитетов (при этом $\Delta_{FR\ max} = \Delta_{FL\ max} = 0{,}5T_D$).

4.9. Наибольшие отклонения формы $\Delta_{FR\ max}$ и $\Delta_{FL\ max}$, возможные при полном использовании допуска T_D (по СТ СЭВ 1780—79)



Интервал диаметров D, мм	Квалитет допуска T_D								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	$\Delta_{FR\ max}$ и $\Delta_{FL\ max}$, мкм								
До 3	1,5	2,0	3,0	5,0	7,0	12,5	20,0	30,0	50
Св. 3 до 6	2,0	2,5	4,0	6,0	9,0	15,0	24,0	37,5	60
» 6 » 10	2,0	3,0	4,5	7,5	11,0	18,0	29,0	45,0	75
» 10 » 18	2,5	4,0	5,5	9,0	13,5	21,5	35,0	55,0	90
» 18 » 30	3,0	4,5	6,5	10,5	16,5	26,0	42,0	65,0	105
» 30 » 50	3,5	5,5	8,0	12,5	19,5	31,0	50,0	80,0	125
» 50 » 80	4,0	6,5	9,5	15,0	23,0	37,0	60,0	95,0	150
» 80 » 120	5,0	7,5	11,0	17,5	27,0	43,5	70,0	110,0	175
» 120 » 180	6,0	9,0	12,5	20,0	31,5	50,0	80,0	125,0	200
» 180 » 250	7,0	10,0	14,5	23,0	36,0	57,5	92,5	145,0	230
» 250 » 315	8,0	11,5	16,0	26,0	40,5	65,0	105,0	160,0	260
» 315 » 400	9,0	12,5	18,0	28,5	44,5	70,0	115,0	180,0	285
» 400 » 500	10,0	13,5	20,0	31,5	48,5	77,5	125,0	200,0	315

Если при заданном допуске T_D необходимо назначить дополнительно допуски формы конуса (T_{FR} и T_{FL}), то соотношения между ними должны удовлетворять следующим условиям:

$$T_{FR} < \Delta_{FR_{max}} = 0{,}5T_D; \quad T_{FL} < \Delta_{FL\ max} = 0{,}5T_D.$$

При заданном допуске T_{DS} рекомендуется соблюдать неравенства

$$T_{FR} \leqslant 0{,}5T_{DS}; \quad T_{FL} \leqslant 0{,}5T_{DS}.$$

При задании допусков угла и формы конуса необходимо, чтобы при односторонних предельных отклонениях угла конуса ($+AT$ или $-AT$) было:

$$T_{FR} \leqslant 0{,}5AT_D; \quad T_{FL} \leqslant 0{,}5AT_D,$$

а при симметричных предельных отклонениях угла конуса $\left(\pm\frac{AT}{2}\right)$:

$$T_{FR} \leqslant 0{,}25AT_D; \quad T_{FL} \leqslant 0{,}25AT_D.$$

Значения допусков формы конуса, рассчитанные по формулам, должны быть округлены до ближайшего (как правило, меньшего) числового значения допуска по ГОСТ 24643—81 (СТ СЭВ 636—77).

При выбранной степени точности допуск T_{FR} определяется по номинальному диаметру большого основания конуса, а допуск T_{FL} — по номинальной длине конуса.

В табл. 4.10 приведены формулы для определения предельных и средних значений разности углов сопрягаемых конусов и данные о характере их контакта в начальном положении при различных сочетаниях расположения предельных отклонений углов.

В соединениях, в которых в начальном положении необходимо обеспечить контакт у больших оснований конусов, следует назначать односторонние предельные отклонения — для наружного конуса в плюс ($+AT_e$), для внутреннего конуса в минус ($-AT_i$).

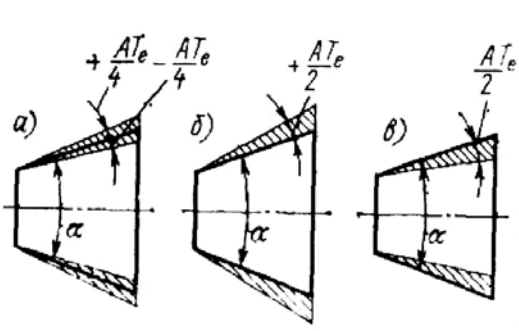
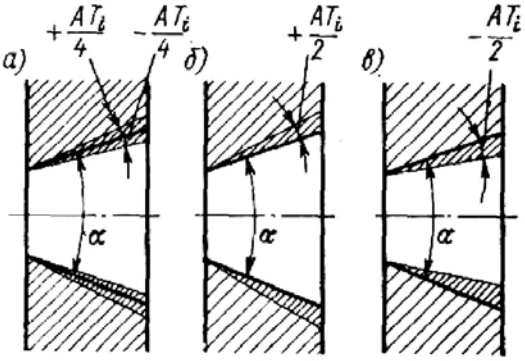
В соединениях, в которых в начальном положении необходимо обеспечить контакт у малых оснований конусов, следует назначать односторонние предельные отклонения — для наружного конуса в минус ($-AT_e$), для внутреннего конуса в плюс ($+AT_i$).

В соединениях, в которых характер контакта в начальном положении не имеет значения и важно лишь обеспечить наименьшие различия между углами сопрягаемых конусов, для наружного и внутреннего конусов следует назначать одинаковое расположение предельных отклонений углов: либо симметричное $\left(\pm\frac{AT_e}{2}$ и $\pm\frac{AT_i}{2}\right)$, либо одностороннее, но с одинаковыми знаками для обоих конусов ($+AT_e$ и $+AT_i$ или $-AT_e$ и $-AT_i$).

В табл. 4.11 приведены расчетные формулы для определения предельных осевых отклонений каждого из сопрягаемых конусов в зависимости от предельных отклонений диаметра конуса в основной плоскости. Предельные осевые отклонения конуса могут быть использованы для определения предельных значений базорасстояний соединения, а также для контроля диаметра конуса по его осевому положению относительно конического калибра.

Основные осевые отклонения наружных конусов при конусности 1 : 10 приведены в табл. 4.12. Осевые допуски конусов при конусности 1 : 10 — в табл. 4.13. Значения основных осевых отклонений и осевых допусков конусов при конусностях, отличающихся от 1 : 10, определяются исходя из их значений для конусности 1 : 10 с помощью коэффициентов пересчета, приведенных в табл. 4.14.

4.10. Влияние расположения предельных отклонений углов сопрягаемых

Расположение предельных отклонений угла конуса		Разность
наружного	внутреннего	
		$\Delta\alpha_p$ max
а) $\alpha \pm \frac{AT_e}{2}$	а) $\alpha \pm \frac{AT_i}{2}$	$\frac{AT_i + AT_e}{2}$
б) $\alpha + AT_e$	б) $\alpha + AT_i$	AT_i
в) $\alpha - AT_e$	в) $\alpha - AT_i$	AT_e
б) $\alpha + AT_e$	в) $\alpha - AT_i$	0
в) $\alpha - AT_e$	б) $\alpha + AT_i$	$ATi + AT_e$
б) $\alpha + AT_e$	а) $\alpha \pm \frac{AT_i}{2}$	$\frac{AT_i}{2}$
а) $\alpha \pm \frac{AT_e}{2}$	в) $\alpha - AT_i$	$\frac{AT_e}{2}$
в) $\alpha - AT_e$	а) $\alpha \pm \frac{AT_i}{2}$	$\frac{AT_i}{2} + AT_e$
а) $\alpha \pm \frac{AT_e}{2}$	б) $\alpha + AT_i$	$AT_i + \frac{AT_e}{2}$

Примечания: 1. Значения $\Delta\alpha_p$, $\Delta\alpha_p$ max, $\Delta\alpha_p$ min, $\overline{\Delta\alpha_p}$ определяются по $\overline{\Delta\alpha_p} = \overline{\alpha}_i - \overline{\alpha}_e$.

2. Разность углов сопрягаемых конусов $\Delta\alpha_p$ называется угловым зазором, если

Буквы а—в указывают, что формулы относятся к соответствующим схемам на

конусов на характер их соединения (по СТ СЭВ 1780—79)

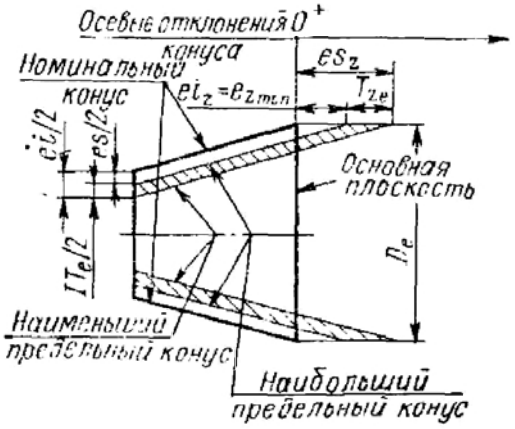
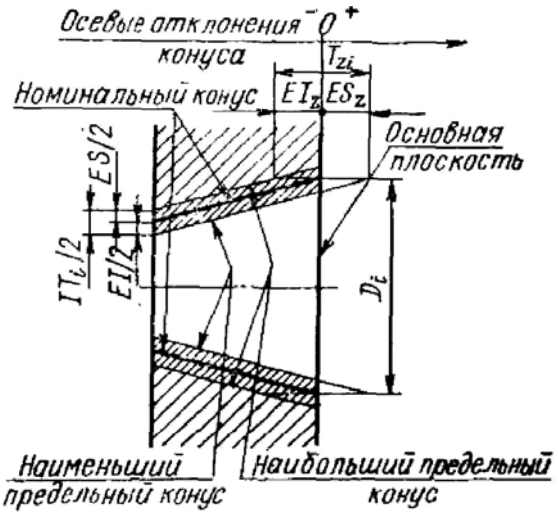
углов сопрягаемых конусов		Характер контакта конусов в начальном положении
$\Delta\alpha_p$ min	$\overline{\Delta\alpha_p}$	
$-\frac{AT_i + AT_e}{2}$	0	Контакт возможен либо у бо́льших оснований конусов (при $\alpha_e > \alpha_i$), либо у малых оснований конусов (при $\alpha_i > \alpha_e$)
$-AT_e$	$\frac{AT_i - AT_e}{2}$	
$-AT_i$	$\frac{AT_e - AT_i}{2}$	
$-(AT_i + AT_e)$	$-\frac{AT_i + AT_e}{2}$	Контакт возможен только у бо́льших оснований конусов
0	$\frac{AT_i + AT_e}{2}$	Контакт возможен только у малых оснований конусов
$-\left(\frac{AT_i}{2} + AT_e\right)$	$-\frac{AT_e}{2}$	Контакт возможен либо у бо́льших оснований конусов (при $\alpha_e > \alpha_i$) либо у малых оснований конусов (при $\alpha_i > \alpha_e$). Более вероятен контакт у малых оснований
$-\left(AT_i + \frac{AT_e}{2}\right)$	$-\frac{AT_i}{2}$	
$-\frac{AT_i}{2}$	$\frac{AT_e}{2}$	
$-\frac{AT_e}{2}$	$\frac{AT_i}{2}$	

формулам: $\Delta\alpha_p = \alpha_i - \alpha_e$; $\Delta\alpha_p \max = \alpha_i \max - \alpha_e \min$; $\Delta\alpha_p \min = \alpha_i \min - \alpha_e \max$;

она положительна, и угловым натягом, если она отрицательна.

рисунке.

4.11. Расчетные формулы для определения предельных осевых отклонений конуса (по СТ СЭВ 1780—79)

Наружный конус	Внутренний конус
	
Осевые отклонения	
Верхние es_z, равные: $-\frac{1}{C}\,ei$	Нижние ei_z, равные: $-\frac{1}{C}\,es$
при основных отклонениях от d до g: $e_z\ \min + T_{ze}$	$e_z\ \min$
при основном отклонении h: T_{ze}	0
при основном отклонении j_s: $\frac{T_{ze}}{2}$	$-\frac{T_{ze}}{2}$
при основном отклонении k (квалитеты 8 и грубее): 0	$-T_{ze}$
при основных отклонениях от j_s до z: $e_z\ \min$	$e_z\ \min - T_{ze}$
Верхние ES_z, равные: $-\frac{1}{C}\,EI$	Нижние EI_z, равные: $-\frac{1}{C}\,ES$
при основном отклонении H: 0	$-T_{zi}$
при основном отклонении J_s: $\frac{T_{zi}}{2}$	$-\frac{T_{zi}}{2}$
при основном отклонении N (квалитеты 9 и грубее): T_{zi}	0
Основные осевые отклонения	
$e_z\ \min =$ $= -\frac{\text{Основное отклонение диаметра}}{C}$ (см. табл. 4.12)	$E_z\ \min =$ $= -\frac{\text{Основное отклонение диаметра}}{C}$ (см. табл. 4.12)
Осевые допуски конусов	
$T_{ze} = \frac{1}{C}\,IT_e$ (см. табл. 4.13)	$T_{zi} = \frac{1}{C}\,IT_i$ (см. табл. 4.13)

4.12. Основные осевые отклонения ($e_{z\,min}$ в мм) наружных конусов при конусности 1 : 10 (по СТ СЭВ 1780—79)

Интервал диаметров, мм	Основное отклонение поля допуска диаметра конуса														
	d	*e*	*f*	*g*	*h*	j_s	*k*	*m*	*n*	*p*	*r*	*s*	*t*	*u*	*x*	*z*
	Все квалитеты						Квалитеты от 4 до 7	Все квалитеты								
До 3	+0,20	+0,14	+0,06	+0,02	0	$e_{z\,min} = \pm T_{zi}/2$	0	−0,02	−0,04	−0,06	−0,10	−0,10	—	−0,18	−0,20	−0,26
Св. 3 до 6	+0,30	+0,20	+0,10	+0,04	0		−0,01	−0,04	−0,08	−0,12	−0,15	−0,19	—	−0,23	−0,28	−0,35
Св. 6 до 10	+0,40	+0,25	+0,13	+0,05	0		−0,01	−0,06	−0,10	−0,15	−0,19	−0,23	—	−0,28	−0,34	−0,42
Св. 10 до 14 » 14 » 18	+0,50	+0,32	+0,16	+0,06	0		−0,01	−0,07	−0,12	−0,18	−0,23	−0,28	—	−0,33 −0,33	−0,40 −0,45	−0,50 −0,60
Св. 18 до 24 » 24 » 30	+0,65	+0,40	+0,20	+0,07	0		−0,02	−0,08	−0,15	−0,22	−0,28	−0,35	— −0,41	−0,41 −0,48	−0,54 −0,64	−0,73 −0,88
Св. 30 до 40 » 40 » 50	+0,80	+0,50	+0,25	+0,09	0		−0,02	−0,09	−0,17	−0,26	−0,34	−0,43	−0,48 −0,54	−0,60 −0,70	−0,80 −0,97	−1,12 −1,36
Св. 50 до 65 » 65 » 80	+1,00	+0,60	+0,30	+0,10	0		−0,02	−0,11	−0,20	−0,32	−0,41 −0,43	−0,53 −0,59	−0,66 −0,75	−0,87 −1,02	−1,22 −1,46	−1,72 −2,10
Св. 80 до 100 » 100 » 120	+1,20	+0,72	+0,36	+0,12	0		−0,03	−0,13	−0,23	−0,37	−0,51 −0,54	−0,71 −0,79	−0,91 −1,04	−1,24 −1,44	−1,78 −2,10	−2,58 −3,10
Св. 120 до 140 » 140 » 160 » 160 » 180	+1,45	+0,85	+0,43	+0,14	0		−0,03	−0,15	−0,27	−0,43	−0,63 −0,65 −0,68	−0,92 −1,00 −1,08	−1,22 −1,34 −1,46	−1,70 −1,90 −2,10	−2,48 −2,80 −3,10	−3,65 −4,15 −4,65
Св. 180 до 200 » 200 » 225 » 225 » 250	+1,70	+1,00	+0,50	+0,15	0		−0,04	−0,17	−0,31	−0,50	−0,77 −0,80 −0,84	−1,22 −1,30 −1,40	−1,66 −1,80 −1,96	−2,36 −2,58 −2,84	−3,50 −3,85 −4,25	−5,20 −5,75 −6,40
Св. 250 до 280 » 280 » 315	+1,90	+1,10	+0,56	+0,17	0		−0,04	−0,20	−0,34	−0,56	−0,94 −0,98	−1,58 −1,70	−2,18 −2,40	−3,15 −3,50	−4,75 −5,25	−7,10 −7,90
Св. 315 до 355 » 355 » 400	+2,10	+1,25	+0,62	+0,18	0		−0,04	−0,21	−0,37	−0,62	−1,08 −1,14	−1,90 −2,08	−2,68 −2,94	−3,90 −4,35	−5,90 −6,00	−9,00 −10,00
Св. 400 до 450 » 450 » 500	+2,30	+1,35	+0,68	+0,20	0		−0,05	−0,23	−0,40	−0,68	−1,26 −1,32	−2,32 −2,52	−3,30 −3,60	−4,90 −5,40	−7,40 −8,20	−11,00 −12,50

Примечание. В квалитетах св. 7-го основные осевые отклонения во всем интервале размеров равны нулю.

4. 3. Осевые допуски конусов T_{ze}, T_{zi} в мм при конусности 1 : 10

Интервал диаметров D, мм	Квалитет допуска T_D								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 3	0,03	0,04	0,06	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,0
Св. 3 до 6	0,04	0,05	0,08	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,2
» 6 » 10	0,04	0,06	0,09	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,5
» 10 » 18	0,05	0,08	0,11	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,8
» 18 » 30	0,06	0,09	0,13	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,1
» 30 » 50	0,07	0,11	0,16	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,5
» 50 » 80	0,08	0,13	0,19	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,0
» 80 » 120	0,10	0,15	0,22	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,5
» 120 » 180	0,12	0,18	0,25	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,0
» 180 » 250	0,14	0,20	0,29	0,46	0,72	1,16	1,85	2,90	4,6
» 250 » 315	0,16	0,23	0,32	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,2
» 315 » 400	0,18	0,25	0,36	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,7
» 400 » 500	0,20	0,27	0,40	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,3

4.14. Формулы пересчета основных осевых отклонений и осевых допусков при конусностях, отличающихся от 1 : 10

Конусность C	Формула пересчета	Конусность C	Формула пересчета
1 : 3	0,3 A	1 : 50	5 A
7 : 24	0,34 A	1 : 100	10 A
1 : 4	0,4 A	1 : 200	20 A
1 : 5	0,5 A	1 : 500	50 A
1 : 6	0,6 A	Конус Морзе 0 (1 : 19,212)	1,92 A
1 : 7	0,7 A	Конус Морзе 1 (1 : 20,047)	2 A
1 : 8	0,8 A	Конус Морзе 2 (1 : 20,020)	2 A
1 : 10	1 A	Конус Морзе 3 (1 : 19,922)	1,99 A
1 : 12	1,2 A	Конус Морзе 4 (1 : 19,254)	1,92 A
1 : 15	1,5 A	Конус Морзе 5 (1 : 19,002)	1,9 A
1 : 20	2 A	Конус Морзе 6 (1 : 19,180)	1,92 A
1 : 30	3 A		

Примечание. A — числовое значение основного осевого отклонения или осевого допуска по табл. 4.12 и 4.13.

Расчет предельных базорасстояний конического соединения

Базорасстоянием конического соединения Z_p называется осевое расстояние между базовыми плоскостями сопрягаемых наружного и внутреннего конусов; базовой плоскостью называется плоскость, перпендикулярная оси контура и служащая для определения осевого положения основной плоскости или осевого положения данного конуса относительно сопрягаемого с ним конуса (рис. 4.7).

Расположение базовых плоскостей конусов выбирают из соображений удобства контроля базорасстояния; за базовые обычно принимают поверхности корпусов, буртиков, заплечиков и т. д.

Распространенные варианты, не требующие применения сложных метрологических средств, представлены на рис. 4.8, *а—в*, из которых видно, что у отверстий следует измерять малый диаметр, а у валов — большой диаметр.

В СТ СЭВ 1779—79 и 1780—79 используется следующая терминология, относящаяся к рассматриваемому вопросу:

Z_e, Z_i — базорасстояния соответственно наружного и внутреннего конусов;

Z_{ps}, $Z_{ps\,max}$, $Z_{ps\,min}$ — базорасстояния соединения: соответственно начальное, наибольшее начальное, наименьшее начальное;

Z_{pf}, $Z_{pf\,max}$, $Z_{pf\,min}$ — соответственно конечное, наибольшее конечное, наименьшее конечное;

T_{ps} — допуск начального базорасстояния;

E_a — осевое смещение между конечным и начальным положениями. Приведенные термины поясняются на рис. 4.7, 4.8 и в табл. 4.15—4.17.

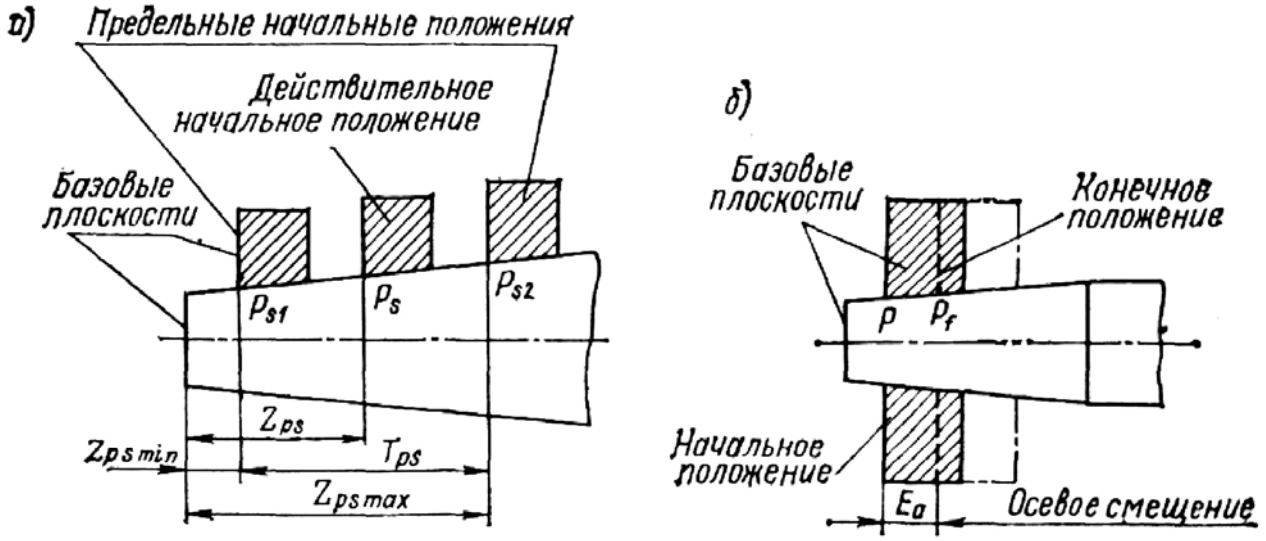
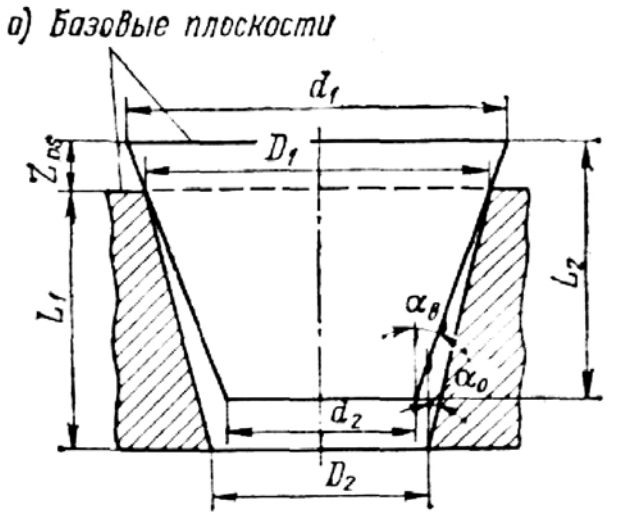


Рис. 4.7



По СТ СЭВ 1780—79 рассчитывают предельные начальные и конечные базорасстояния конического соединения в зависимости от предельных отклонений диаметров и углов сопрягаемых конусов, при этом учитывают способ фиксации их осевого положения.

Расчет предельных начальных базорасстояний производят для посадок с фиксацией по заданному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения или по заданному усилию запрессовки.

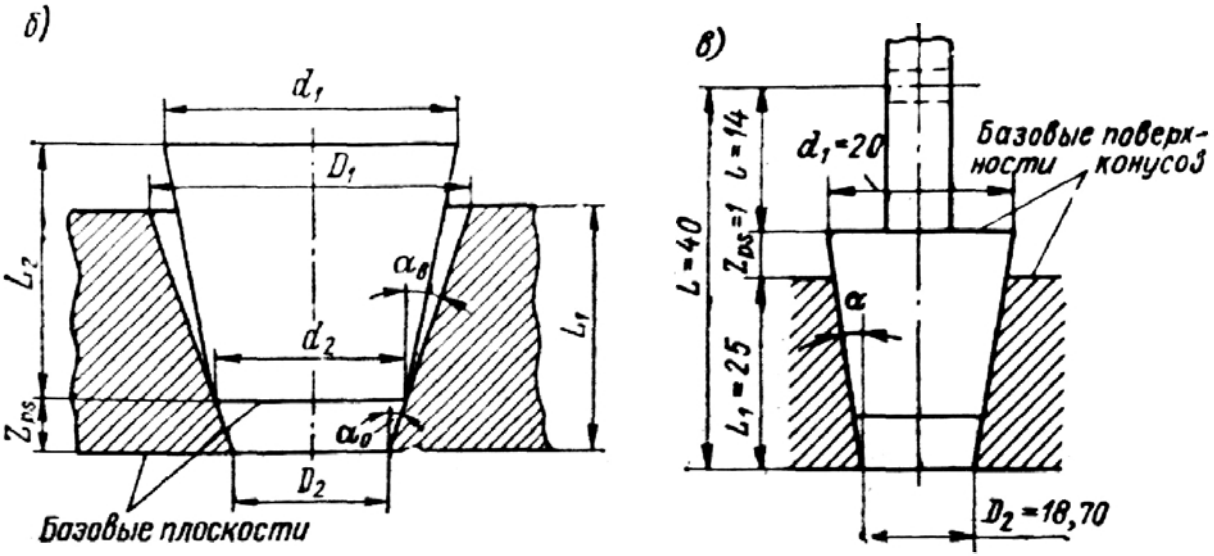
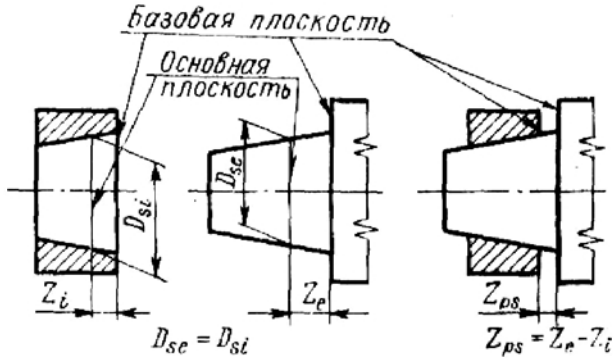
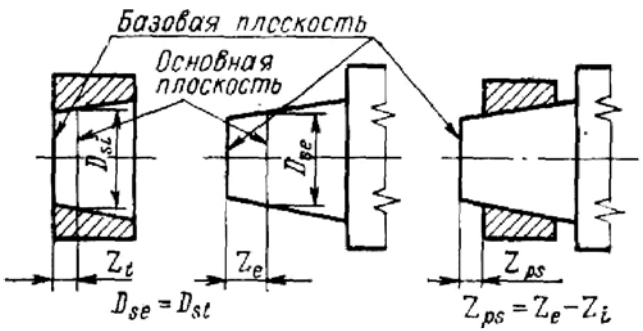


Рис. 4.8

4.15. Формулы для расчета предельных начальных базорасстояний конического соединения

Исходные параметры для расчета		Расположение базовых плоскостей: у больших оснований конусов		Расположение базовых плоскостей: у малых оснований конусов	
					
		Формулы для расчета			
		Z_{ps} min	Z_{ps} max	Z_{ps} min	Z_{ps} max
Предельные отклонения диаметров конусов		$Z_{ps} + \frac{1}{C}(ei - ES)$	$Z_{ps} + \frac{1}{C}(es - EI)$	$Z_{ps} + \frac{1}{C}(EI - es)$	$Z_{ps} + \frac{1}{C}(ES - ei)$
Предельные осевые отклонения конусов		$Z_{ps} + EI_Z - es_Z$	$Z_{ps} + ES_Z - ei_Z$	$Z_{ps} + ei_Z - ES_Z$	$Z_{ps} + es_Z - EI_Z$
Сочетание расположения полей допусков диаметров сопрягаемых конусов	H/h	$Z_{ps} - (T_{Ze} + T_{Zi})$	Z_{ps}	Z_{ps}	$Z_{ps} + (T_{Ze} + T_{Zi})$
	I_s/I_s	$Z_{ps} + \frac{1}{2}(T_{Ze} + T_{Zi})$	$Z_{ps} + \frac{1}{2}(T_{Ze} + T_{Zi})$	$Z_{ps} - \frac{1}{2}(T_{Ze} + T_{Zi})$	$Z_{ps} + \frac{1}{2}(T_{Ze} + T_{Zi})$
	N/k *	Z_{ps}	$Z_{ps} + (T_{Ze} + T_{Zi})$	$Z_{ps} - (T_{Ze} + T_{Zi})$	Z_{ps}

Примечание. $Z_{ps} = Z_e - Z_i$ при условии, что в основных плоскостях с базорасстояниями Z_e и Z_i номинальные диаметры наружного и внутреннего конусов одинаковы.

* Для 9—12 квалитетов.

4.16. Формулы для расчета изменения базорасстояния соединения $\Delta Z_{p\alpha}$ в зависимости от отклонений углов сопрягаемых конусов

Расположение сечения, в котором задан допуск диаметра T_{DS}	Расположение предельных отклонений угла конуса		$\Delta Z_{p\alpha}$
	наружного	внутреннего	
В плоскости большого основания конуса ($L_S = 0$)	$\alpha + AT_e$	$\alpha - AT_i$	0
	$\alpha \pm \frac{AT_e}{2}$	$\alpha \pm \frac{AT_i}{2}$	$\frac{1}{2C}(AT_{\alpha e} + AT_{\alpha i}) L_p \cdot 10^{-3}$
	$\alpha - AT_e$	$\alpha - AT_i$	$\frac{1}{C} AT_{\alpha e} L_p \cdot 10^{-3}$
	$\alpha + AT_e$	$\alpha + AT_i$	$\frac{1}{C} AT_{\alpha i} L_p \cdot 10^{-3}$
	$\alpha + AT_e$	$\alpha \pm \frac{AT_i}{2}$	$\frac{1}{2C} AT_{\alpha i} L_p \cdot 10^{-3}$
	$\alpha \pm \frac{AT_e}{2}$	$\alpha - AT_i$	$\frac{1}{2C} AT_{\alpha e} L_p \cdot 10^{-3}$
В плоскости малого основания конуса ($L_S = L_p$)	$\alpha - AT_e$	$\alpha + AT_i$	0
	$\alpha \pm \frac{AT_e}{2}$	$\alpha \pm \frac{AT_i}{2}$	$\frac{1}{2C}(AT_{\alpha e} + AT_{\alpha i}) L_p \cdot 10^{-3}$
	$\alpha - AT_e$	$\alpha - AT_i$	$\frac{1}{C} AT_{\alpha i} L_p \cdot 10^{-3}$
	$\alpha + AT_e$	$\alpha + AT_i$	$\frac{1}{C} AT_{\alpha e} L_p \cdot 10^{-3}$
	$\alpha - AT_e$	$\alpha \pm \frac{AT_i}{2}$	$\frac{1}{2C} AT_{\alpha i} L_p \cdot 10^{-3}$
	$\alpha \pm \frac{AT_e}{2}$	$\alpha + AT_i$	$\frac{1}{2C} AT_{\alpha e} L_p \cdot 10^{-3}$

Примечание. Значения $AT_{\alpha e}$ и $AT_{\alpha i}$ — в мкрад, L_p — в мм, $\Delta Z_{p\alpha}$ — в мкм.

Для посадок с фиксацией по конструктивным элементам или по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов начальные базорасстояния рассчитывают (при необходимости) только для посадок с натягом.

При назначении допуска T_D влияние отклонений диаметра и угла сопрягаемых конусов на предельные базорасстояния соединения оценивается совместно, а расчет производится по отклонениям предельных конусов (см. табл. 4.15).

4.17. Формулы для расчета предельных конечных базорасстояний конического соединения

Задано	Расположение базовых плоскостей			
	у больших оснований конусов		у малых оснований конусов	
	Формулы для расчета			
	Z_{pf} min	Z_{pf} max	Z_{pf} min	Z_{pf} max
Осевое смещение зазора $E_{\alpha s}$	Z_{ps} min + + $E_{\alpha s}$ min	Z_{ps} max + + $E_{\alpha s}$ max	Z_{ps} min − − $E_{\alpha s}$ max	Z_{ps} max − − $E_{\alpha s}$ min
Осевое смещение натяга $E_{\alpha N}$	Z_{ps} min − − $E_{\alpha N}$ max	Z_{ps} max − − $E_{\alpha N}$ min	Z_{ps} min + + $E_{\alpha N}$ max	Z_{ps} max + + $E_{\alpha N}$ min

Примечание. Значения Z_{ps} min и Z_{ps} max рассчитываются по формулам, приведенным в табл. 4.15.

Для отдельных сочетаний расположения полей допусков сопрягаемых конусов возможен упрощенный расчет начальных базорасстояний по осевым допускам.

При допусках T_{DS} влияние отклонений диаметра и угла сопрягаемых конусов на предельные базорасстояния соединения оценивается раздельно, но так же с помощью формул, приведенных в табл. 4.15.

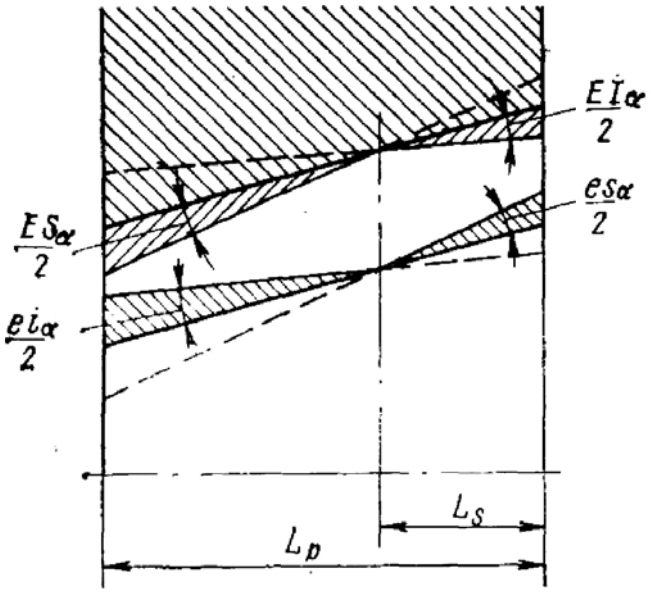


Рис. 4.9

Из-за отклонений углов сопрягаемых конусов базорасстояние соединения $\Delta Z_{p\alpha}$ изменяется; оно может быть определено следующим образом:

$$\Delta Z_{p\alpha} = N_{\alpha} \cdot \frac{1}{C},$$

где N_{α} принимается равной бо́льшему из двух значений $N_{\alpha D}$ или $N_{\alpha d}$, рассчитываемых по следующим формулам (рис. 4.9):

$$N_{\alpha D} = (es_{\alpha} - EI_{\alpha})\, L_s \cdot 10^{-3};$$

$$N_{\alpha d} = (ES_{\alpha} - ei_{\alpha})\, (L_p - L_s)\ 10^{-3}.$$

Значения $\Delta Z_{p\alpha}$ для частных случаев расположения заданного сечения и расположения предельных отклонений углов сопрягаемых конусов приведены в табл. 4.16. При расположении базовых плоскостей у больших оснований конусов предельные начальные базорасстояния соединения с учетом влияния отклонений углов определяют по формулам:

$$Z_{ps\ \min\ (\alpha)} = Z_{ps\ \min} \quad \text{(см. табл. (4.15);}$$

$$Z_{ps\ \max\ (\alpha)} = Z_{ps\ \max} \quad \text{(см. табл. 4.15)} + \Delta Z_{p\alpha} \quad \text{(см. табл. 4.16);}$$

если базовые плоскости расположены у малых оснований конусов, то

$$Z_{ps\ \max\ (\alpha)} = Z_{ps\ \min} - \Delta Z_{p\alpha};$$

$$Z_{ps\ \max\ (\alpha)} = Z_{ps\ \max}.$$

Расчет предельных конечных базорасстояний $Z_{pf\,min} = Z_{pf\,max} = 0$ производят для посадок с фиксацией по конструктивным элементам, если в качестве базовых плоскостей конусов принимаются плоскости конструктивных элементов, совмещаемые при фиксации.

Для посадок с фиксацией по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов предельные конечные базорасстояния соединения задаются условиями сборки.

Для посадок с фиксацией по заданному смещению сопрягаемых конусов от их начального положения предельные конечные базорасстояния соединения определяются по формулам, приведенным в табл. 4.17.

Для посадок с фиксацией по заданному усилию запрессовки, приложенному в начальном положении, определение предельных конечных базорасстояний соединения возможно по приведенной выше методике, если известны (на основе расчета или экспериментальных данных) наибольшее и наименьшее осевые смещения (деформации) сопрягаемых конусов при наибольшем и наименьшем заданном усилии запрессовки.

Если влиянием деформаций под действием заданных усилий можно пренебречь, то предельные конечные базорасстояния принимаются равными предельным начальным базорасстояниям. В представленных на рис. 4.8, *а* и *б* вариантах в соединении образуется пятизвенная размерная цепь.

При введении соотношения, связывающего допуск базорасстояния конуса T_{ps} с допусками других параметров конусов, необходимо учитывать знак отклонения действительных углов внутреннего $\alpha_в$ и наружного α_0 конусов (здесь в отличие от СТ СЭВ 1779—79 индексом «в» обозначен вал, индексом «о» — отверстие).

Рассмотрим случай, когда $\alpha_в > \alpha_0$ (рис. 4.8, *а*). Базорасстояние Z_{ps} можно представить в следующем виде:

$$Z_{ps} = \frac{d_1 - D_1}{2\,\mathrm{tg}\,(\alpha_в/2)}. \qquad (4.4а)$$

Размер D_1 выражаем через размеры, контролируемые предельными калибрами:

$$D_1 = D_2 + L_1 \cdot 2\,\mathrm{tg}\,(\alpha_0/2). \qquad (4.4б)$$

Подставив формулу (4.4б) в (4.4а), получим

$$Z_{ps} = \frac{d_1 - D_2}{2\,\mathrm{tg}\,(\alpha_в/2)} - L_1\,\frac{\mathrm{tg}\,\alpha_0}{\mathrm{tg}\,(\alpha_в/2)}. \qquad (4.4в)$$

Пользуясь методами теории погрешностей, из выражения (4.4в) находим зависимости для верхнего и нижнего отклонений, а также для допуска базорасстояния:

$$Z_{ps\,max} = \frac{es_{d_1} + EI_{D_2}}{2\,\mathrm{tg}\,(\alpha/2)} - \frac{2Z_{ps}}{\sin\alpha}\,ei_{\alpha_в} - \frac{2L_1}{\sin\alpha}\,EI_{\alpha_0} - \Delta I_{L_1}; \qquad (4.5а)$$

$$Z_{ps\,min} = \frac{ei_{d_1} - ES_{D_2}}{2\,\mathrm{tg}\,(\alpha/2)} - \frac{2Z_{ps}}{\sin\alpha}\,es_{\alpha_в} - \frac{2L_1}{\sin\alpha}\,ES_{\alpha_0} - \Delta S_{L_1}; \qquad (4.5б)$$

$$T_{ps} = \frac{AT_{d_1} + AT_{D_2}}{2\,\mathrm{tg}\,(\alpha/2)} + \frac{2Z_{ps}}{\sin\alpha}\,AT_{\alpha_в} + \frac{2L_1}{\sin\alpha}\,AT_{\alpha_0} + T_{L_1}. \qquad (4.5в)$$

Для конусностей $1:50 \leqslant C \leqslant 1:6$ $\sin\alpha \approx 2\,\mathrm{tg}\,(\alpha/2) = C$, тогда:

$$Z_{ps\,max} = \frac{1}{C}\,(es_{d_1} - EI_{D_2} - 2Z_{ps}ei_{\alpha_в} - 2L_1EI_{\alpha_0}) - \Delta I_{L_1}; \qquad (4.5г)$$

$$Z_{ps\,min} = \frac{1}{C}\,(ei_{d_1} - ES_{D_2} - 2Z_{ps}es_{\alpha_в} - 2L_1ES_{\alpha_0}) - \Delta S_{L_1}; \qquad (4.5д)$$

$$T_{ps} = \frac{1}{C}\,(AT_{d_1} + AT_{D_2} + 2Z_{ps}AT_{\alpha_в} + 2L_1AT_{\alpha_0}) + T_{L_1}. \qquad (4.5е)$$

В формулах (4.5а)—(4.5е) применены следующие обозначения: d_1, AT_{d_1}, es_{d_1}, ei_{d_1} — соответственно номинальное значение размера бо́льшего диаметра наружного конуса (вала), его допуск, верхнее и нижнее отклонения; D_2, AT_{D_2}, ES_{D_2}, EI_{D_2} — соответственно номинальное значение размера меньшего диаметра внутреннего конуса (отверстия), его допуск, верхнее и нижнее отклонение; $\alpha_в$, $AT_{\alpha_в}$, $es_{\alpha_в}$, $ei_{\alpha_в}$ — соответственно номинальное значение угла конуса вала, его допуск, верхнее и нижнее отклонение; α_0, AT_{α_0}, ES_{α_0}, EI_{α_0} — соответственно номинальное значение угла конуса отверстия, его допуск, верхнее и нижнее отклонение; L_1, T_{L_1}, ΔS_{L_1}, ΔI_{L_1} — соответственно номинальное значение размера длины внутреннего конуса, его допуск, верхнее и нижнее отклонение; L_2, T_{L_2}, ΔS_{L_2}, ΔI_{L_2} — соответственно номинальное значение размера длины наружного конуса, его допуск, верхнее и нижнее отклонение; C — конусность.

Все угловые величины в формулах (4.5а)—(4.5е) выражены в радианах.

В случае, когда $\alpha_0 > \alpha_в$ (рис. 4.8, *б*), по аналогии с предыдущим получим следующие выражения:

$$Z_{ps\,max} = \frac{1}{C}\left(es_{d_1} - EI_{D_2} - 2Z_{ps}EI_{\alpha_0} - 2L_2 ei_{\alpha_в}\right) - \Delta I_{L_2}; \qquad (4.6а)$$

$$Z_{ps\,min} = \frac{1}{C}\left(ei_{d_1} - ES_{D_2} - 2Z_{ps}ES_{\alpha_0} - 2L_2 es_{\alpha_в}\right) - \Delta S_{L_2}; \qquad (4.6б)$$

$$T_{ps} = \frac{1}{C}\left(AT_{d_1} + AT_{D_2} + 2Z_{ps}AT_{\alpha_0} + 2L_2 AT_{\alpha_в}\right) + T_{L_2}. \qquad (4.6в)$$

Формулами (4.5) и (4.6) пользуются при конструировании, задавая допуск на один размеры соединения в соответствии с конструктивными требованиями и технологическими возможностями и рассчитывая другие.

Если при $\alpha_0 < \alpha_в$ окажутся известными D_1 и d_1 или при $\alpha_0 > \alpha_в$ будут известны D_2 и d_2, то размерная цепь может быть упрощена и суммарный допуск базорасстояния будет функцией допусков только трех размеров: заданных диаметров и большего угла.

Пример [7]. Дано коническое соединение (рис. 4.8, *в*) с параметрами: конусность $C = 1 : 20 = 0{,}05$ и соответственно угол конуса $\alpha = 2°\,51'\,51''$; базорасстояние $Z_{ps} = 1$ мм; колебание размера $L = 40$ мм допускается в пределах 40—42 мм ($T_L = 2$ мм); по экономико-технологическим причинам размеры $l = 14$ мм и $L_1 = 25$ мм должны выполняться по 10-му квалитету ($T_l = 0{,}035$ мм, $T_{L_1} = 0{,}045$ мм). Определить допуск размеров AT_{d_1} ($d_1 = 20$ мм); AT_{D_2} ($D_2 = 18{,}7$ мм) и AT_α.

Р е ш е н и е. Из уравнения размерной цепи, где L — замыкающее звено (рис. 4.8),

$$T_L = T_{L_1} + T_{ps} + T_l.$$

Подставляя известные значения, найдем

$$T_{ps} = 2 - (0{,}035 + 0{,}045) = 1{,}920 \text{ мм}.$$

Перепишем уравнение (4.5е) следующим образом:

$$AT_{d_1} + AT_{D_2} + 2Z_{ps}AT_{\alpha_в} + L_1 AT_{\alpha_0} = (T_{ps} - T_{L_1})\,C.$$

Подставив известные числовые значения, преобразуем предыдущее уравнение

$$AT_{d_1} + AT_{D_2} + 2AT_{\alpha_в} + 50AT_{\alpha_0} = 0{,}09375 \text{ мм}.$$

Распределение 0,09375 мм между слагаемыми левой части уравнения выбирается в зависимости от технологических возможностей конкретного завода.

Примем следующее разделение: из соображений рациональной технологии $AT_{d_1} = 0{,}021$ мм (9-я степень точности) и $AT_{D_2} = 0{,}033$ мм (10-я степень точности); $AT_{\alpha_0} = AT_{\alpha_в}$, тогда

$$AT_{\alpha_0} = AT_{\alpha_в} = \frac{0{,}09375 - 0{,}021 - 0{,}033}{52} = 0{,}00076 \text{ рад} \approx 2'39{,}6'',$$

что при $L_1 = 25$ мм примерно соответствует 8-й степени точности по табл. 4.5.

МЕТОДЫ И СХЕМЫ КОНТРОЛЯ КОНУСОВ

Существует много различных по точности, инструментальному оформлению и простоте методов измерения параметров конусов. Наиболее распространенными среди них являются: 1) методы контроля с помощью угловых мер — прямое измерение углов калибрами (пробками, втулками, угловыми плитками и многогранными мерными призмами), контроль по отклонению базорасстояния калибров,

4.18. Применение допусков на угловые размеры и конусы, а также методы их получения [6]

Степень точности (по табл 4.5)	Методы обработки	Примеры применения
5	Тонкое шлифование с последующей доводкой	Наружные конусы высшей точности, предназначенные для соединений, требующих герметичности; конусные калибры-пробки
6	То же	Внутренние конусы высшей точности, конусные калибры-втулки
7	Шлифование, развертывание и точение высокой точности	Детали высокой точности, требующие хорошего центрирования, центрирующие концы валов (осей) под зубчатые колеса и отверстия в зубчатых колесах высоких степеней точности; конусы инструментов; конусные калибры и т. п.
10; 11; 12	Точение на токарных и револьверных станках, а также на автоматах высокой точности Шлифование, развертывание, слесарная обработка, фрезерование высокой точности, литье и прессование пластмасс высокой точности	Детали нормальной точности: конусы фрикционных деталей с последующей притиркой втулки и центрирующие концы осей, центры и центровые гнезда, направляющие планки, угловые пазы в поводках дисковых стопоров, в каретках и т. п.
13; 14; 15	Обработка на станках обычной точности: чистовое фрезерование, строгание, точение, зенкование, шлифование, вырубание на штампах и т. п. Литье и прессование пластмасс нормальной точности	Детали пониженной точности; части деталей, передающие движение, стопорящие и т. п. Угловые пазы в звездочках, выступы в кулачковых шайбах и поводках, стопорные втулки к поводкам, конические углубления под головки винтов и т. п.
16; 17	Грубая обработка на станках всех видов, литье, прессование пластмасс	Размеры, к точности которых не предъявляется высоких требований (свободные размеры)

Примечание. Распространенные методы измерения не обеспечивают 1—4-ю, а для внутренних конусов и 5-ю степень точности.

пригонка по краске, оценка размера световой щели, контроль специальными механическими и пневматическими приборами; 2) косвенные методы измерения угловых величин путем пересчета результатов линейных измерений, измерения на универсальном микроскопе координатным методом, с помощью синусных

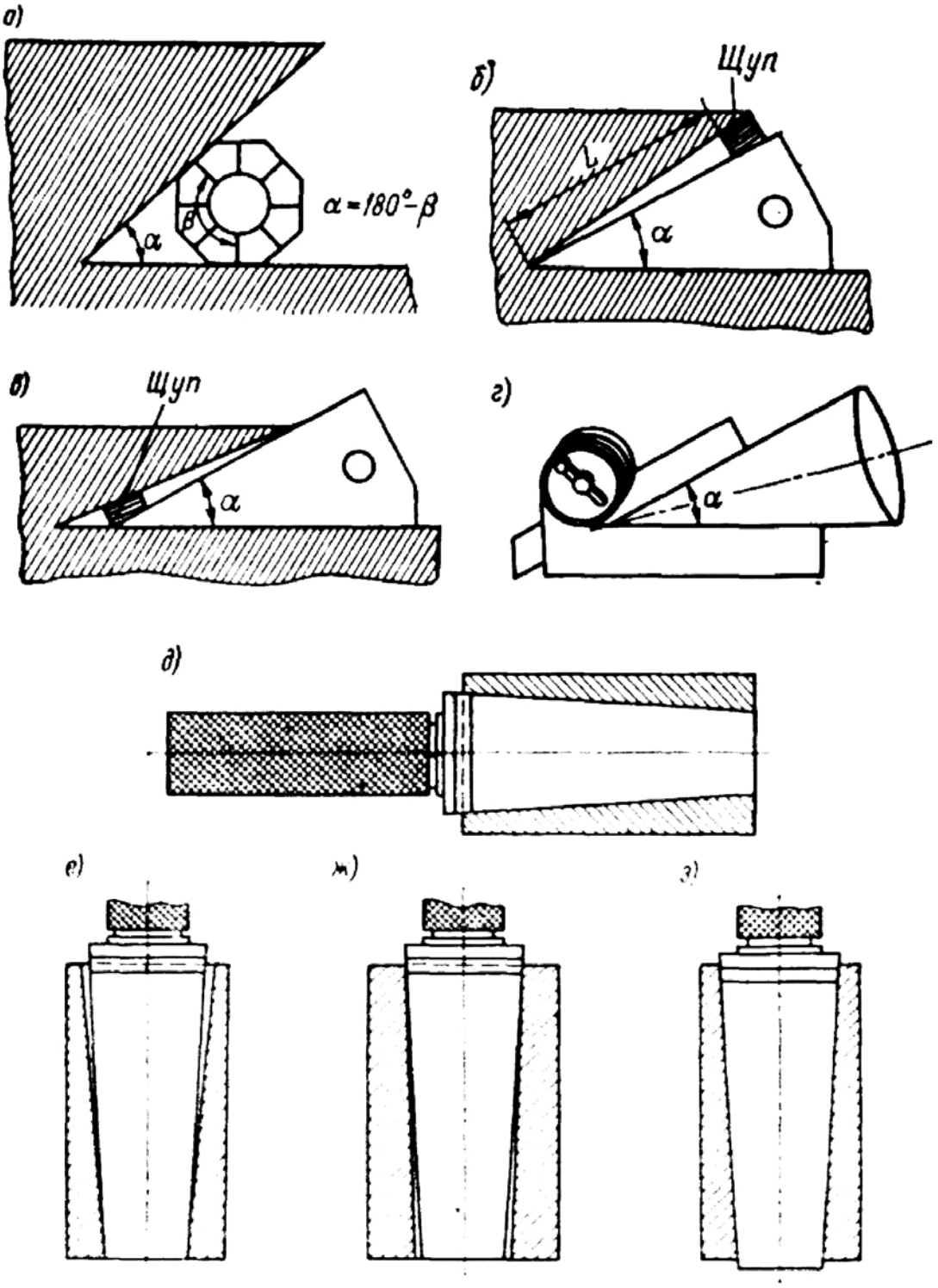


Рис. 4.10

и тангенсных линеек, способами, использующими измерение щупами, шариками, роликами, калибровочными кольцами и т. д.; 3) наиболее точные гониометрические методы измерения угла оптическими приборами (гониометрами, оптическими делительными головками и оптическими квадрантами).

На рис. 4.10, *а—в* показаны схемы некоторых методов измерения углов: на рис. 4.10, *а* — измерение внутреннего угла призматического элемента восьмигранной мерной призмой; на рис. 4.10, *б*, *в* — измерение угла с помощью образ-

цовой угловой меры методом оценки размера световой щели (просвета) набором щупов; на рис. 4.10, *г* — измерение угла конуса оптическим угломером прямым методом; на рис. 4.10, *д—в* — схема контроля параметров конуса конусным калибром по базорасстоянию; *д* — конус изготовлен верно; *е* — конусность неправильная (большой диаметр не выдержан); *ж* — конусность неправильная (малый диаметр не выдержан); *з* — конусность правильная (оба диаметра не выдержаны).

Примеры применения допусков на угловые размеры и конусы, а также возможные методы их достижения представлены в табл. 4.18.

4.19. Рекомендуемые шероховатости рабочих поверхностей конических соединений [6]

Соединение	Класс шероховатости (по ГОСТ 2789—80)
Герметичное	9; 10
Центрирующее	7; 8
Прочие	5; 6

В табл. 4.19. приведены рекомендуемые классы шероховатости поверхностей конических соединений различного назначения по данным приборостроения.

4.2. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

ОПРЕДЕЛЕНИЯ [1]

Резьбовые соединения широко используются в конструкциях машин, аппаратов, приборов, инструментов и приспособлений различных отраслей промышленности.

Резьбовая поверхность образуется при винтовом перемещении плоского контура определенной формы по цилиндрической или конической поверхности (соответственно цилиндрические или конические резьбы).

Резьба может быть получена на наружной (наружная резьба — болт, шпилька, винт и т. д.) и внутренней (внутренняя резьба — гайка, гнездо, муфта и т. д.) поверхностях деталей.

Все резьбы можно классифицировать по назначению, профилю витков (виду контура осевого сечения), числу заходов, направлению вращения контура осевого сечения и единице измерения линейных размеров [2].

По *назначению* резьбы разделяются на общие и специальные. К резьбам общего назначения относятся резьбы, предназначенные для применения в любых отраслях промышленности. К ним относятся: крепежные для скрепления деталей и регулировочных устройств; резьбы для преобразования движений в различных винтовых механизмах; трубные и арматурные резьбы для плотного (герметичного) соединения изделий (труб, арматуры и т. д.).

Резьбами специального назначения называются такие, которые применяются только в определенных изделиях некоторых отраслей промышленности (например, резьба для цоколей и патронов электрических ламп, резьба для противогаза, окулярная резьба для оптических приборов и т. д.).

По *профилю витков* (виду контура осевого сечения) резьбы подразделяются на треугольные, трапецеидальные, упорные (пилообразные), прямоугольные, круглые.

По *числу заходов* — на однозаходные и многозаходные (двухзаходные, трехзаходные и т. д.).

В зависимости от направления вращения контура осевого сечения — на *правые и левые* резьбы.

По *принятой единице измерения линейных размеров* — на метрические и дюймовые.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗЬБЫ

Номинальные размеры рассматриваемых параметров резьбы являются одинаковыми для болта (шпильки, винта и т. д.) и гайки (резьбового гнезда).

Наружный диаметр резьбы d (D)[1] (рис. 4.11 *а—в*) — диаметр воображаемого цилиндра, касательного к вершинам наружной резьбы или впадинам внутренней резьбы. Наружный диаметр для большинства резьб принимается за номинальный диаметр резьбы.

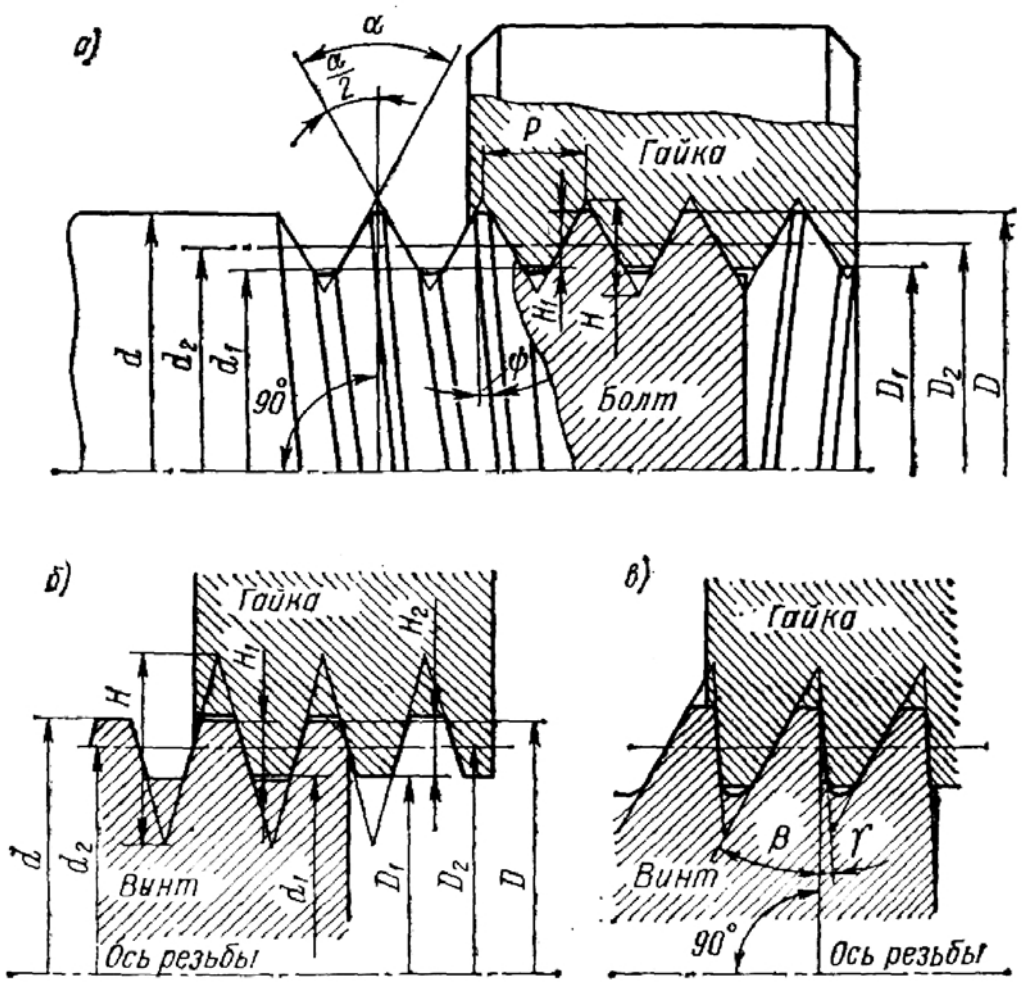


Рис. 4.11

Внутренний диаметр резьбы d_1 (D_1) (рис. 4.11) — диаметр воображаемого цилиндра, вписанного касательно к вершинам внутренней резьбы или впадинам наружной резьбы. Внутренний диаметр резьбы определяет опасное сечение болта (шпильки, винта и т. д.).

Средний диаметр резьбы d_2 (D_2) (рис. 4.11) — диаметр воображаемого соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профиль витков в точках, где ширина канавки равна половине номинального шага P для однозаходной резьбы и для многозаходной резьбы — половине номинального хода t, разделенной на число заходов. При отсутствии погрешностей шага и половины угла профиля образующая цилиндра пересекает профиль витков таким образом, что ширина канавки равна ширине выступа. Средний диаметр резьбы оказывает определяющее влияние на свинчиваемость резьбовых изделий.

Шагом резьбы P (рис. 4.11, *а*) называется расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля, измеренное в направлении, параллельном оси резьбы. Для многозаходных резьб различают понятия ход и шаг. Ход резьбы определяет величину относительного осевого смещения гайки (болта)

[1] Здесь и в дальнейшем диаметры, относящиеся к наружным резьбам (болт, шпилька и т. д.), обозначают d, d_2, d_1; диаметры, относящиеся к внутренним резьбам (гайка, гнездо и т. д.), — D, D_2, D_1.

за один полный оборот и равен произведению шага на число заходов (при отсутствии погрешностей шага и других параметров). У однозаходной резьбы ход равен шагу.

Углом профиля α (рис. 4.11, *а*) называется угол между боковыми сторонами профиля в осевой плоскости. При измерении резьб с симметричным профилем контролируют половины углов профиля $\alpha/2$, что позволяет определить величину α и перекос резьбы из-за неточной установки инструмента или детали.

Для резьб с несимметричным профилем углы наклона профиля (β, γ) $\beta + \gamma = \alpha$ и $\beta \neq \gamma \neq \alpha/2$ (рис. 4.11, *в*).

Углом подъема ψ (рис. 4.11, *а*) называется угол между касательной к винтовой поверхности в точке, лежащей на среднем диаметре резьбы, и плоскостью, перпендикулярной оси резьбы. Для однозаходной резьбы

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P}{\pi d_2\,(\pi D_2)}. \tag{4.7}$$

Для многозаходной резьбы

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{t}{\pi d_2\,(\pi D_2)}. \tag{4.8}$$

От угла ψ зависит самоторможение в резьбе, которое обеспечивается [2, 13] при отсутствии трения на торцевых плоскостях, если

$$\psi < \operatorname{arctg} f_n, \tag{4.9}$$

где f_n — приведенный коэффициент трения в резьбе.

Приведенный коэффициент трения для резьбы с симметричным профилем равен

$$f_n = \frac{f}{\cos\alpha/2}, \tag{4.10}$$

где f — коэффициент трения при плоских трущихся поверхностях.

Эффективность самоторможения оценивается значением к. п. д. винтовой пары

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \operatorname{arctg} f_n)}. \tag{4.11}$$

Резьбы с меньшим значением η более надежны против самоотвинчивания.

Длиной свинчивания (высотой гайки) l называется длина соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьб в осевом сечении.

Кроме перечисленных параметров резьбы различают также следующие: высота исходного профиля H, рабочая высота профиля H_1 и высота профиля H_2, измеряемые в направлении, перпендикулярном оси резьбы. Параметры H, H_1, H_2 (рис. 4.11) выражаются при известных углах наклона профиля (или α) в долях шага резьбы P (например, для метрической резьбы $H = 0{,}866025P$; $H_1 = 0{,}541266P$).

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Для обеспечения требований взаимозаменяемости свинчиваемых изделий [5] устанавливают предельные контуры резьбы болта и гайки. На рис. 4.12 толстой линией показан номинальный контур метрической резьбы (посадка с нулевым гарантированным зазором), являющийся наибольшим предельным контуром резьбы болта и наименьшим предельным контуром резьбы гайки.

От номинального контура в направлении, перпендикулярном оси резьбы, отсчитываются отклонения диаметров и располагаются поля допусков, определяющие наименьший предельный контур болта и наибольший—гайки (см. рис. 4.12).

Свинчиваемость резьбовых деталей и требуемое качество соединения обеспечиваются, если действительные контуры болта и гайки не будут выходить за соответствующие предельные контуры на всей длине свинчивания.

Посадки резьбовых соединений (для резьб общего назначения и большинства специальных резьб) определяются в основном характером соединений по боковым сторонам профиля. Расположение полей допусков наружного и внутреннего диаметров исключает возможность получения натяга по вершинам и впадинам резьбы. Взаимное положение контактирующих боковых сторон профиля зависит от действительных значений или отклонений средних диаметров, шагов резьбы и углов наклона профиля.

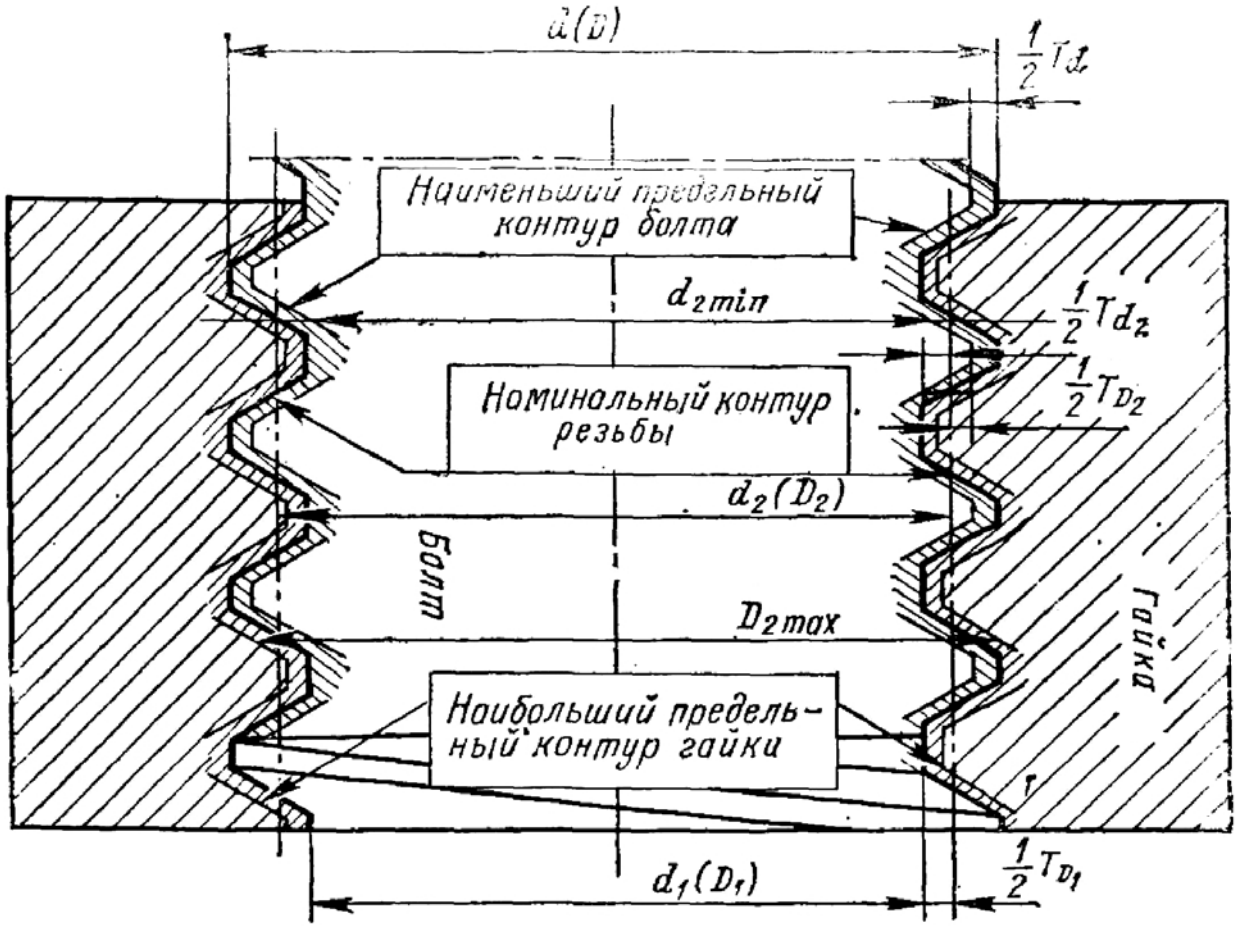


Рис. 4.12

Свинчивание резьбовых деталей, имеющих прогрессивные (зависящие от числа витков) и местные отклонения шага (ΔP_n) и отклонения угла профиля ($\Delta\alpha/2$), возможно, если положительная разность средних диаметров гайки и болта, полученная за счет уменьшения d_2 у болта или увеличения D_2 гайки, достаточна для компенсации таких отклонений.

Величина требуемого изменения d_2 или D_2, необходимая для компенсации погрешностей шага, называется диаметральной компенсацией погрешностей шага резьбы f_P (рис. 4.13)

$$f_P = \frac{2\Delta P_n}{\operatorname{tg}\gamma + \operatorname{tg}\beta}, \tag{4.12}$$

при $\gamma = \beta = \alpha/2$ (для резьб с симметричным профилем)

$$f_P = \Delta P_n \operatorname{ctg}\alpha/2. \tag{4.13}$$

Величина требуемого изменения среднего диаметра (уменьшения d_2 у болта или увеличения D_2 у гайки), необходимая для компенсации погрешностей по-

ловины угла профиля $\Delta\alpha/2$, называется диаметральной компенсацией погрешностей половины угла профиля резьбы (рис. 4.14) f_α ($\Delta\alpha/2$ в угловых минутах)

$$f_\alpha \approx \frac{0{,}582H_1}{\sin\alpha}\,\Delta\alpha/2. \qquad (4.14)$$

Для резьб с несимметричным профилем ($\gamma \neq \beta \neq \alpha/2$)

$$f_\alpha \approx \frac{0{,}291H_1}{\sin\alpha}\left(\frac{\cos\beta}{\cos\gamma}\,\Delta\gamma + \frac{\cos\gamma}{\cos\beta}\,\Delta\beta\right), \qquad (4.15)$$

Величины f_P и f_α для наиболее употребительных резьб приведены в табл. 4.20.

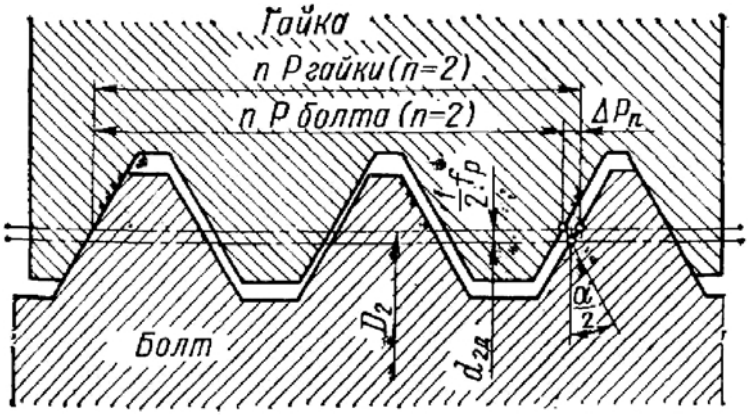


Рис. 4.13

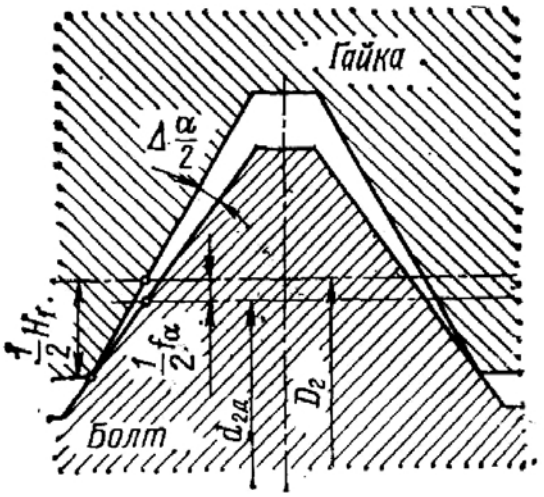


Рис. 4.14

4.20. Диаметральные компенсации погрешностей шага f_P и половины угла профиля f_α [1, 5]

Резьба	Угол профиля α, ...°	Рабочая высота профиля H_1, мм	f_P, мкм	f_α, мкм
Метрическая	60	$\sim 0{,}5413P$	$1{,}732\Delta P_n$	$0{,}36P\Delta\alpha/2$
Дюймовая	55	$\sim 0{,}5P$	$1{,}921\Delta P_n$	$\sim 0{,}35P\Delta\alpha/2$
Трубная	55	$\sim 0{,}5P$	$1{,}921\Delta P_n$	$\sim 0{,}35P\Delta\alpha/2$
Трапецеидальная	30	$0{,}5P$	$3{,}732\Delta P_n$	$0{,}582P\Delta\alpha/2$
Упорная	$\gamma = 3°$; $\beta = 30°$	$0{,}75P$	$3{,}175\Delta P_n$	$0{,}46P\times$ $\times(0{,}75\Delta\gamma + \Delta\beta$

Примечания: 1. P в мм; ΔP_n в мкм; $\Delta\alpha/2$ в угловых мин. 2. $\Delta\alpha/2 = \frac{|\Delta\alpha/2|_{прав} + |\Delta\alpha/2|_{лев}}{2}$.

ПРИВЕДЕННЫЙ СРЕДНИЙ ДИАМЕТР

Значение среднего диаметра, увеличенное для наружной резьбы (или уменьшенное для внутренней резьбы) на суммарную диаметральную компенсацию отклонений шага и половины угла профиля, называется приведенным средним диаметром резьбы.

4.21. Основные параметры и примеры

Резьба			Номер ГОСТа, СТ СЭВ	Размеры: Интервалы номинальных диаметров, мм	Размеры: Интервалы шагов P, мм
				Резьбы общего	
				Для скрепления деталей и	
Цилиндрическая метрическая	Метрическая для диаметров 0,25—0,9 мм		ГОСТ 9150—81 (СТ СЭВ 180—75); ГОСТ 8724—81 (СТ СЭВ 181—75); ГОСТ 24705—81 (СТ СЭВ 182—75)	0,25—0,9	0,075—0,225
	Метрическая для диаметров 1—600 мм	С крупным шагом		1—68	0,25—6
		С мелким шагом		1—600	0,2—6
	Метрическая с натягами		ГОСТ 4608—81 (СТ СЭВ 306—76); ГОСТ 9150—81	5—45	0,8—3
	Метрическая с переходными посадками		ГОСТ 24834—81 (СТ СЭВ 305—76); ГОСТ 9150—81	5—45	0,8—4,5
	Круглая		СТ СЭВ 307—76	8—200	2,540—6,35
				Для преобразования движе	
	Трапецеидальная однозаходная		ГОСТ 9484—81; ГОСТ 24737—81; ГОСТ 24738—81	8—640	1,5—48
	Трапецеидальная многозаходная		ГОСТ 9484—81; ГОСТ 24739—81	10—320	2—48, число заходов 2—8
	Упорная		ГОСТ 10177—62	10—600	2—48
			ГОСТ 10177—82 (СТ СЭВ 1781—79)	10—640	
				Для плотного (герметичного) со	
Дюймовая	Трубная цилиндрическая		ГОСТ 6357—73	1/8″—6″	28—11 ниток на 1″
			ГОСТ 6357—81	1/16″—6″	
Коническая метрическая	**Метрическая коническая**		СТ СЭВ 304—76	**6—60**	**1—2**

обозначения на чертежах стандартных резьб

Профиль и угол профиля	Номер ГОСТа, СТ СЭВ	Допуски: Поля допусков резьб: болтов (винтов, шпилек и т. д.)	Допуски: Поля допусков резьб: гаек (гнезд, муфт и т. д.)	Примеры обозначения на чертежах
назначения				
регулировочных устройств				
Треугольный, $\alpha = 60°$	ГОСТ 9000—81 (СТ СЭВ 837—78)	*5h3; 5h5*	*4H5; 4H6; 3G5; 3G6;*	*M0,5—4H5; M0,5—5h5; M0,5—4H5/5h5* *
	ГОСТ 16093—81 (СТ СЭВ 640—77)	17 полей допусков (см. табл. 4.28)	13 полей допусков (см. табл. 4.28)	*M20—6H; M20—6g; M20—7g6g—40* **; *M20—6H/6g* *
				M20×2—6H; M20×2—6g; M20×2—5H6H—40 **; *M20×2—6H/6g* *
	ГОСТ 4608—81 (СТ СЭВ 306—76)	*2r; 3p* (2); *3n* (3)	*2H5D; 2H5C; 2H5D* (2); *2H5C* (2); *2H4D* (3); *2H4C* (3)	*M16—2H5C* (2); *M16—3p* (2); *M16—2H5C* (2)*/3p* (2) *
	ГОСТ 24834—81 (СТ СЭВ 305—76)	*2m; 4jk; 4j; 4jh*	*3H6H; 4H6H; 5H6H*	*M12—4H6H; M12—4j; M12—4H6H/4j* *
Закругленный, $\alpha = 30°$	СТ СЭВ 307—76	Одна степень точности		*Rd12*
ний в винтовых механизмах				
Трапецеидальный, $\alpha = 30°$	ГОСТ 9562—81 (СТ СЭВ 836—78)	*6g; 6e; 7g; 7e; 8c; 8e; 9c*	*6H; 7H; 8H; 9H*	*Tr32×6—7e; Tr32×6—7H; Tr32×6—7H/7e* *
	ГОСТ 24739—81; СТ СЭВ 185—75	*7g; 7e; 8c; 8e; 9c; 10c*	*7H; 8H; 9H*	*Tr20×4 (P2)—8H; Tr20×4 (P2)—8e; Tr20×4 (P2)—8H/8e* *
Пилообразный, $\beta = 30°$; $\gamma = 3°$	ГОСТ 10177—62	Классов точности 1; 2	Одного класса точности	Уп. 80×16 кл. 1; Уп. 80×16 кл. 2
	СТ СЭВ 2058—79	*7h; 8h; 9h*	*7AZ; 8AZ; 9AZ*	*S80×10—7h; S80×10—7AZ; S80×10—7AZ/7h* *
единения труб, арматуры и т. д.				
Треугольный, $\alpha = 55°$	ГОСТ 6357—73	Классов точности *A; B*		Труб. 2 кл. *A;*
	ГОСТ 6357—81			*G2—A; G2—A/A**
Треугольный, $\alpha = 60°$	СТ СЭВ 304—76	Одна степень точности		*MK20×1,5*

Резьба		Номер ГОСТа, СТ СЭВ	Размеры: Интервалы номинальных диаметров, мм	Размеры: Интервалы шагов P, мм
Дюймовая	Трубная коническая	ГОСТ 6211—69	1/8″—6″	28—11 ниток на 1″
		ГОСТ 6211—81 (СТ СЭВ 1159—78)	1/16″—6″	
	Коническая дюймовая с углом профиля 60°	ГОСТ 6111—52	1/16″—2″	27—11½ ниток на 1″
				Резьбы специаль
Цилиндрическая	Метрическая для приборостроения	ГОСТ 9150—81; ГОСТ 16967—81; ГОСТ 24706—81	3,5—400	0,25—2
	Упорная усиленная 45°	ГОСТ 13535—68	80—2000	5—40
	Окулярная для оптических приборов	ГОСТ 5359—77	5—80	1,2—2; число ходов 1—25
	Для рассеивателей, защитных стекол и корпусов светильников	ГОСТ 8587—71	74,5—188	7,5; 12
	Круглая для санитарно-технической арматуры	ГОСТ 13536—68	12	2,54
	Круглая для цоколей и патронов электрических ламп	ГОСТ 6042—71	5—40	1—6,35
	Для обсадных и колонковых труб геологоразведочного бурения	ГОСТ 6238—77	21,5—141	4
	Для объектов микроскопов	ГОСТ 3469—74	4/5	36 ниток на 1″
	Для смазки масленок консистентной	ГОСТ 20905—75 ***	10; 14	1; 1,5

Продолжение табл. 4.21

Профиль и угол профиля	Номер ГОСТа, СТ СЭВ	Допуски: Поля допусков резьб: болтов (винтов, шпилек и т. д.)	Допуски: Поля допусков резьб: гаек (гнезд, муфт и т. д.)	Примеры обозначения на чертежах
Треугольный, $\alpha = 55°$	ГОСТ 6211—69	Одной степени точности		Труб 2″ ГОСТ 6211—69
				R_c2; $R2$; $\frac{R_c}{R}2$*
Треугольный, $\alpha = 60°$	ГОСТ 6111—52			*К*3/4″ ГОСТ 6111—52
ного назначения				
Треугольный, $\alpha = 60°$	ГОСТ 16093—81	17 полей допусков (см. табл. 4.28)	13 полей допусков (см. табл. 4.28)	*М*70×1—6*H*; *М*70×1—6*g*; *М*70×1—6*H*/6*g*
Пилообразный, $\beta = 45°$; $\gamma = 3°$	ГОСТ 13535—68	Одной степени точности		Уп. 180×6×45° ГОСТ 13535—68; Уп. 180×6×45°—*L*20, ГОСТ 13535—68
Треугольный, $\alpha = 60°$	ГОСТ 5359—77			ОК 20×6(Р1,5) ГОСТ 5359—77
Специальный, 50° для стекла и 35° для арматуры	ГОСТ 8587—71			*А*85 ГОСТ 8587—71
Круглый	ГОСТ 13536—68			Кр. 12×2,54 ГОСТ 13536—68
	ГОСТ 6042—71			Резьба Е14 ГОСТ 6042—71
Трапецеидальный, $\alpha/2 = 5°$	ГОСТ 6238—77			—
Треугольный, 55°	ГОСТ 3469—74			ОБ 4/5×1/36″ ГОСТ 3469—74
Треугольный, 60°	ГОСТ 16093—70			*М*14×1,5—6*e*

Резьба		Номер ГОСТа, СТ СЭВ	Размеры: Интервалы: номинальных диаметров, мм	Размеры: Интервалы: шагов P, мм
Коническая	Коническая вентилей и горловин баллонов для газов	ГОСТ 9909—70***	20,16—31,3	1,814 (14 ниток на 1″)
	Замковая для труб геологоразведочного бурения	ГОСТ 7918—75	51; 52	4,233
	Для обсадных труб и муфт к ним	ГОСТ 632—64 ****	114—508	8 ниток на 1″
	Для насосно-компрессорных труб и муфт к ним	ГОСТ 633—63 ****	33—114	8—10 ниток на 1″

Примечания: 1. Для левых резьб к условному обозначению резьбы добав $Tr20\times4$ ($P2$) LH—$8H$. 2. Для многозаходных резьб после номинального диаметра ука $Tr20\times4$ ($P2$); $M24\times3$ ($P1$).

* Для соединений резьбовых деталей с различными обозначениями полей до в знаменателе — наружной резьбы (болта, винта, шпильки).

** Обозначение резьбы с длиной свинчивания, отличающейся от нормальной.

*** До 01.01.1983.

**** До 01.01.1983, с 1983 г. соответственно ГОСТ 632—80 и ГОСТ 633—80.

Для наружной резьбы приведенный средний диаметр

$$d_{пр} = d_{2д} + f_P + f_\alpha, \tag{4.16}$$

где $d_{2д}$ — измеренный средний диаметр болта.

Для внутренней резьбы

$$D_{пр} = D_{2д} - f_P - f_\alpha, \tag{4.17}$$

где $D_{2д}$ — измеренный средний диаметр гайки.

Задаваемый в стандартах суммарный (полный) допуск на средний диаметр болта T_{d_2} и гайки T_{D_2} (см. рис. 4.12) включает допуск на собственно средний диаметр T'_{d_2} и T'_{D_2}, а также величины компенсаций f_P и f_α

$$T_{d_2}(T_{D_2}) = T'_{d_2}(T'_{D_2}) + f_P + f_\alpha. \tag{4.18}$$

Тогда

$$T'_{d_2}(T'_{D_2}) = T_{d_2}(T_{D_2}) - (f_P + f_\alpha). \tag{4.19}$$

Допуск $T'_{d_2}(T'_{D_2})$ представляет собой ту часть суммарного допуска $T_{d_2}(T_{D_2})$, которая может быть использована как собственно допуск по среднему диаметру при наличии погрешностей шага и углов профиля.

При раздельной проверке шага, половины угла профиля и среднего диаметра приведенный средний диаметр должен быть не больше номинального у болта

Продолжение табл. 4.21

Профиль и угол профиля	Допуски			Примеры обозначения на чертежах
	Номер ГОСТа, СТ СЭВ	Поля допусков резьб		
		болтов (винтов, шпилек и т. д.)	гаек (гнезд, муфт и т. д.)	
Треугольный, 55°	ГОСТ 9909—70	Одной степени точности		*К20 ГАЗ* ГОСТ 9909—70
Треугольный, 60°	ГОСТ 7918—75			—
	ГОСТ 632—64			
	ГОСТ 633—63			

ляются буквы *LH*; например, *M*20*LH*—6*H*; *M*70×1*LH*—6*g*; *Rd*90*LH*; *MK*12×1,5*LH*;
зывается ход резьбы и затем в скобках буква *P* и числовое значение шага; например,

пусков; в числителе стоит обозначение поля допуска внутренней резьбы (гайки, гнезда),

и не меньше номинального у гайки (см. рис. 4.12), и измеренный средний диаметр должен быть (см. рис. 4.12) для болта

$$d_{2д} \geqslant d_{2\ min}, \tag{4.20}$$

для гайки

$$D_{2д} \leqslant D_{2max}. \tag{4.21}$$

При контроле резьбовых изделий предельными калибрами [14] нет необходимости в поэлементной проверке, так как эти элементы (T'_{d_2}, f_P, f_α) косвенно контролируются проходными и непроходными калибрами.

СТАНДАРТНЫЕ РЕЗЬБЫ ОБЩЕГО И СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В табл. 4.21 приведены наименования стандартных резьб, имеющих наиболее широкое распространение в машино- и приборостроении, указаны применяющиеся степени точности, а также даны примеры обозначения резьб на чертежах.

Ниже рассматриваются резьбы общего назначения и некоторые специальные в соответствии с табл. 4.21.

Требования к шероховатости рабочих поверхностей резьб указаны в табл. 2.68 (см. ч. 1).

ОСНОВНЫЕ СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ РЕЗЬБОВЫХ ИЗДЕЛИЙ

Резьбовые изделия контролируют в основном с помощью предельных калибров (комплексный метод). В комплект для контроля цилиндрических резьб входят рабочие проходные и непроходные предельные калибры. Проходные резьбовые калибры должны свинчиваться с резьбовым изделием (см. длины свинчивания табл. 4.27); они контролируют приведенный средний и наружный (у гаек) или внутренний (у болтов) диаметры резьбы. Непроходные резьбовые калибры контролируют собственно средний диаметр.

Поэлементный контроль резьбовых изделий (дифференцированный метод) используется главным образом для точных резьб: калибров-пробок, резьбообразующего инструмента и т. д. При этом отдельно проверяют собственно средний диаметр, шаг и половину угла профиля, используя универсальные и специализированные инструменты и приборы [14, 16].

Например, средний диаметр измеряют на универсальном и инструментальном микроскопах, методом трех или двух проволочек на контактных приборах, резьбовым микрометром. Шаг резьбы и половину угла профиля измеряют на микроскопах, проекторах и т. д.

Основные методы контроля конических резьб с помощью калибров указаны в пп. 4.8—4.10.

4.3. РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ ОТ 0,25 ДО 600 мм

НАЗНАЧЕНИЕ И РАЗМЕРЫ

Резьба метрическая для диаметров 1—600 мм разделяется на резьбу с крупным шагом диаметром 1—68 мм и резьбу с мелким шагом диаметром 1—600 мм. Резьба для диаметров 0,25—0,9 мм не имеет такого разделения, так как каждому диаметру соответствует только один шаг; условно эту резьбу относят к резьбе с крупным шагом.

Метрическая резьба применяется главным образом в качестве крепежной для резьбовых соединений. Это объясняется тем, что по сравнению с другими резьбами метрические резьбы имеют наиболее высокий приведенный коэффициент трения f_n [см. формулу (4.10)].

При равных наружных диаметрах (d, D) метрические резьбы с мелким шагом отличаются от резьб с крупным шагом также и меньшей высотой профиля. Ввиду того, что $P_{мелк} < P_{круп}$ и, следовательно, $\psi_{мелк} < \psi_{круп}$ [см. формулы (4.7) и (4.8)], то и к. п. д. резьбовой пары $\eta_{мелк} < \eta_{круп}$ [см. формулу (4.11)].

Понижение к. п. д. резьб с мелким шагом является следствием увеличения работы сил трения, поэтому по сравнению с резьбой, имеющей крупный шаг, резьбы с мелким шагом более надежны против самоотвинчивания. Это дает возможность рекомендовать резьбы с крупным шагом главным образом для соединения деталей, не подвергающихся переменной нагрузке, толчкам, сотрясениям и вибрациям, а резьбы с мелким шагом — для соединений, подвергающихся нагружению такого характера. Метрическая резьба с мелким шагом рекомендуется также для резьбовых соединений при малой длине свинчивания, при тонкостенных деталях, конструировании различных регулировочных и подобных устройств, а также для соединений, которые собираются при небольшом усилии (например, с помощью отвертки). В случае применения метрической резьбы с мелким шагом даже небольшого усилия часто достаточно для того, чтобы винты самопроизвольно не отвинчивались под действием внешних сил.

В табл. 4.22 и 4.23 приведены номинальные диаметры резьбы и шаги P для диаметров 0,25—600 мм по ГОСТ 8724—81 (СТ СЭВ 181—75).

В табл. 4.24 приведены профиль метрической резьбы и формулы для расчета номинальных значений среднего d_2 (D_2) и внутреннего d_1 (D_1) диаметров по ГОСТ 9150—81 (СТ СЭВ 180—75), ГОСТ 24705—81 (СТ СЭВ 182—75), ГОСТ 24706—81 (СТ СЭВ 184—75).

4.22. Резьба метрическая с крупным шагом. Диаметры и шаги, мм по ГОСТ 8724—81, (СТ СЭВ 181—75)

Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P	Наружный диаметр резьбы d для ряда			Шаг резьбы P	Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P
1	2		1	2	3		1	2	
0,25	—	0,075	1,6	1,8	—	0,35	12	—	1,75
0,3	—	0,08	2	—	—	0,4	16	14	2
—	0,35	0,09	2,5	2,2	—	0,45	20	18; 22	2,5
0,4	0,45	0,1	3	—	—	0,5	24	27	3
0,5	0,55	0,125	—	3,5	—	(0,6)	30	33	3,5
0,6	—	0,15	4	—	—	0,7	36	39	4
—	0,7	0,175	—	4,5	—	(0,75)	42	45	4,5
0,8	—	0,2	5	—	—	0,8	48	52	5
—	0,9	0,225	6	—	7	1	56	(60)	5,5
1; 1,2	1,1	0,25	8	—	(9)	1,25	64	68	6
—	1,4	0,3	10	—	(11)	1,5	—	—	—

Примечания: 1. При выборе диаметров резьбы следует предпочитать 1-й ряд 2-му, а 2-й ряд — 3-му. 2. Диаметры и шаги резьб, заключенные в скобки, по возможности не применять. 3. Стандарт СЭВ разработан с учетом стандарта ИСО 261 и рекомендации ИСО Р 1501.

Стандарт СТ СЭВ 180—75 разработан с учетом стандарта ИСО 68 и рекомендации ИСО Р 1501—1970. Для резьб с диаметрами менее 1 мм в отличие от ИСО Р 1501—1970 срез по внутреннему диаметру d_1 (D_1) принят $0{,}25H$ вместо $0{,}320744H$. Однако резьбы с приведенным в табл. 4.24 профилем (по СТ СЭВ 180—75) и профилем ИСО Р 1501 полностью взаимозаменяемы, так как разница в срезах компенсирована соответствующим смещением поля допуска внутреннего диаметра.

В социалистических странах унифицированы номенклатура диаметров и шагов, профиль и основные размеры резьбы, что и нашло отражение в ГОСТ 9150—81 (СТ СЭВ 180—75), ГОСТ 8724—81 (СТ СЭВ 181—75), ГОСТ 24705 и др. Поэтому резьбовые соединения, изготовленные с такой унифицированной резьбой для любой из социалистических стран, являются полностью взаимозаменяемыми.

Для принятого профиля метрической резьбы форма впадины резьбы гайки не регламентируется. Форма впадины резьбы болта также не регламентирована и может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной. Закругленная форма впадины, при которой значительно уменьшается концентрация напряжений, является предпочтительной. Конфигурация впадины влияет на циклическую прочность болта. Наименьшую циклическую прочность имеют болты с плоскосрезанной впадиной, наибольшую — с закругленной впадиной с радиусом $H/4$ [16, 17].

По ГОСТ 16093—81 (СТ СЭВ 640—77) для резьб диаметром 1—600 мм при неоговоренной форме впадины рекомендуется, чтобы последняя не выходила за линию плоского среза на расстоянии $H/8$ от вершины остроугольного профиля (рис. 4.15).

При оговоренной закругленной впадине резьбы болта радиус кривизны ни в одной из точек не должен быть менее $0{,}1P$ (рис. 4.15). Срез или закругление R по внутреннему диаметру болта на расстоянии $H/6 = 0{,}144P$ является исходным при проектировании резьбообразующего инструмента.

4.23. Резьба метрическая с мелким шагом. Диаметры и шаги, мм по ГОСТ 8724—81 (СТ СЭВ 181—75)

Наружный диаметр резьбы d для ряда			Шаг резьбы P						
1	2	3							
1; 1,2	1,1; 1,4								0,2
1,6	1,8								0,2
2	2,2								0,25
2,5; 3	3,5								0,35
4; 5	4,5	(5,5)							0,5
6		7						0,75	0,5
8		9					1	0,75	0,5
10						1,25	1	0,75	0,5
		11					1	0,75	0,5
12	14 *				1,5	1,25	1	0,75	0,5
		15; 17			1,5		(1)		
16					1,5		1	0,75	0,5
20	18; 22			2	1,5		1	0,75	0,5
24	27			2	1,5		1	0,75	
		25		2	1,5		(1)		
		(26)			1,5				
		(28)		2	1,5		1		
30			(3)	2	1,5		1	0,75	
		(32)		2	1,5				
	33		(3)	2	1,5		1	0,75	

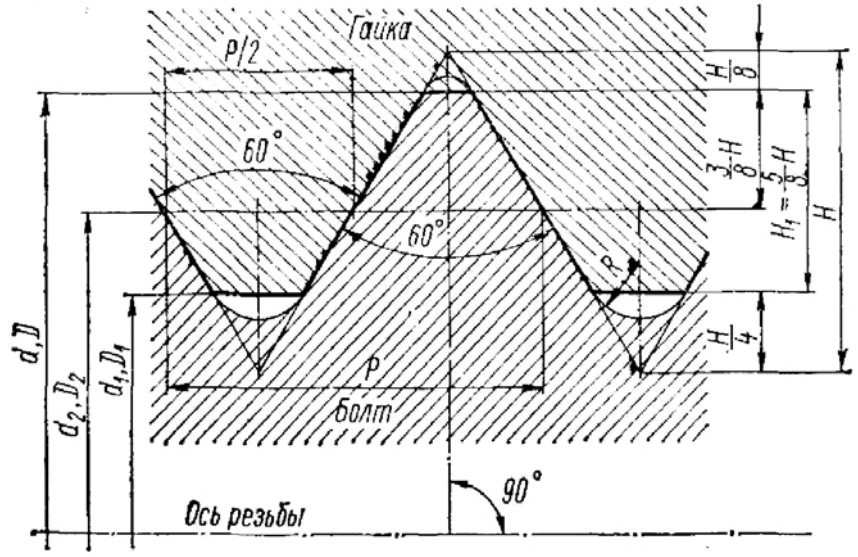
Продолжение табл. 4.23

Наружный диаметр резьбы d для ряда			Шаг резьбы P						
1	2	3							
		35 *; (38)			1,5				
36	39		3	2	1,5		1		
		40; 50	(3)	(2)	1,5				
42; 48	45; 52			(4)	3	2	1,5		1
		55; 58; 62; 65		(4)	(3)	2	1,5		
56; 64	60; 68			4	3	2	1,5		1
		70	(6)	(4)	(3)	2	1,5		
72; 80	76		6	4	3	2	1,5	1	
		75		(4)	(3)	2	1,5		
		(78); (82)				2			
90; 100; 110; 125; 140	85; 95; 105; 115; 120; 130; 150	135; 145	6	4	3	2	1,5		
160; 180; 200	170; 190	155; 165; 175; 185; 195	6	4	3	2			
220; 250	210; 240	205; 215; 225; 230; 235; 245	6	4	3				
280	260; 300	255; 265; 270; 275; 285; 290; 295	6	4	3				
320; 360; 400	340; 380	310; 330; 350; 370; 390	6	4					
450; 500; 550; 600	420; 480; 520; 580	410; 430; 440; 460; 470; 490; 510; 530; 540; 560; 570; 590	6						

Примечания: 1. При выборе диаметров резьбы следует предпочитать 1-й ряд 2-му, а 2-й — 3-му. 2. Диаметры и шаги резьб, заключенные в скобки, по возможности не применять.

* Резьбу $M14\times1,25$ можно применять только для свечей зажигания, резьбу $M35\times1,5$ — лишь для стопорных гаек шарикоподшипников.

4.24. Размеры среднего и внутреннего диаметров метрических резьб, мм по ГОСТ 9150—81 (СТ СЭВ 180—75), ГОСТ 24705—81 (СТ СЭВ 182—75), ГОСТ 24706—81 (СТ СЭВ 184—75)



$H = 0{,}8660254P$; $H_1 = 0{,}5412659P$; $R = H/6 = 0{,}1443376P$

Утолщенной линией показан номинальный профиль, общий для болта и гайки

Шаг резьбы P	Диаметры резьбы (болт и гайка)		Шаг резьбы P	Диаметры резьбы (болт и гайка)	
	Средний диаметр d_2, D_2	Внутренний диаметр d_1, D_1		Средний диаметр d_2, D_2	Внутренний диаметр d_1, D_1
0,075	$d - 1 + 0{,}951$	$d - 1 + 0{,}919$	0,7	$d - 1 + 0{,}545$	$d - 1 + 0{,}242$
0,08	$d - 1 + 0{,}948$	$d - 1 + 0{,}913$	0,75	$d - 1 + 0{,}513$	$d - 1 + 0{,}188$
0,09	$d - 1 + 0{,}942$	$d - 1 + 0{,}903$	0,8	$d - 1 + 0{,}480$	$d - 1 + 0{,}134$
0,1	$d - 1 + 0{,}935$	$d - 1 + 0{,}892$	1	$d - 1 + 0{,}350$	$d - 2 + 0{,}917$
0,125	$d - 1 + 0{,}919$	$d - 1 + 0{,}865$	1,25	$d - 1 + 0{,}188$	$d - 2 + 0{,}647$
0,15	$d - 1 + 0{,}903$	$d - 1 + 0{,}838$	1,5	$d - 1 + 0{,}026$	$d - 2 + 0{,}376$
0,175	$d - 1 + 0{,}886$	$d - 1 + 0{,}811$	1,75	$d - 2 + 0{,}863$	$d - 2 + 0{,}106$
0,2	$d - 1 + 0{,}870$	$d - 1 + 0{,}783$	2	$d - 2 + 0{,}701$	$d - 3 + 0{,}835$
0,225	$d - 1 + 0{,}854$	$d - 1 + 0{,}756$	2,5	$d - 2 + 0{,}376$	$d - 3 + 0{,}294$
0,25	$d - 1 + 0{,}838$	$d - 1 + 0{,}729$	3	$d - 2 + 0{,}051$	$d - 4 + 0{,}752$
0,3	$d - 1 + 0{,}805$	$d - 1 + 0{,}675$	3,5	$d - 3 + 0{,}727$	$d - 4 + 0{,}211$
0,35	$d - 1 + 0{,}773$	$d - 1 + 0{,}621$	4	$d - 3 + 0{,}402$	$d - 5 + 0{,}670$
0,4	$d - 1 + 0{,}740$	$d - 1 + 0{,}567$	4,5	$d - 3 + 0{,}077$	$d - 5 + 0{,}129$
0,45	$d - 1 + 0{,}708$	$d - 1 + 0{,}513$	5	$d - 4 + 0{,}752$	$d - 6 + 0{,}587$
0,5	$d - 1 + 0{,}675$	$d - 1 + 0{,}459$	5,5	$d - 4 + 0{,}428$	$d - 6 + 0{,}046$
0,6	$d - 1 + 0{,}610$	$d - 1 + 0{,}350$	6	$d - 4 + 0{,}103$	$d - 7 + 0{,}505$

Пример расчета: Резьба *M16*, шаг $P = 2$ мм, $d\,(D) = 16$ мм, $d_2\,(D_2) = 14{,}701$ мм, $d_1\,(D_1) = 13{,}835$ мм.

При расчетах на прочность или построении профиля резьбообразующих инструментов номинальный внутренний диаметр резьбы болта по дну впадины (рис. 4.15)

$$d_3 = d - 2H_1 - 2\left(\frac{H}{4} - \frac{H}{6}\right) = d - 1{,}2269P. \qquad (4.22)$$

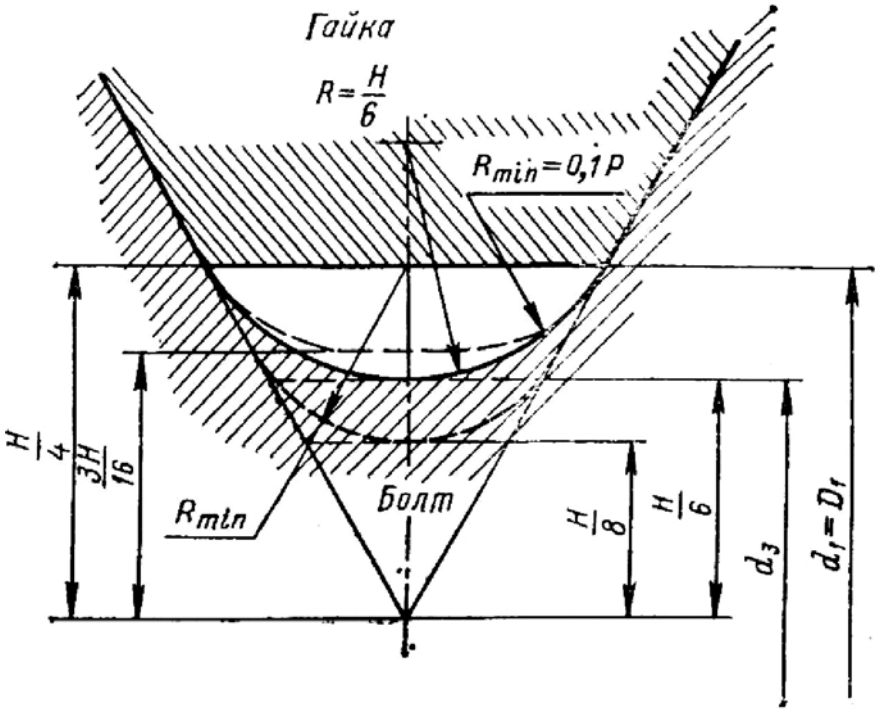


Рис. 4.15

В табл. 4.25 приведены некоторые значения d_3, полученные по этой формуле. Наименьший возможный внутренний диаметр резьбы болта может быть получен по формуле

$$d_{3\,\text{наим}} = d - 2H_1 - 2\left(\frac{H}{4} - \frac{H}{8}\right) = d - 1{,}2990P. \qquad (4.23)$$

4.25. Размеры внутреннего диаметра болтов d_3, принимаемые при расчетах на прочность или при построении профиля резьбообразующих инструментов, мм по ГОСТ 24705—81 (СТ СЭВ 182—75), ГОСТ 24706—81 (СТ СЭВ 184—75)

Шаг резьбы P	Внутренний диаметр болта по дну впадины d_3	Шаг резьбы P	Внутренний диаметр болта по дну впадины d_3
0,2	$d - 1 + 0{,}7546$	1	$d - 2 + 0{,}7731$
0,225	$d - 1 + 0{,}7241$	1,25	$d - 2 + 0{,}4664$
0,25	$d - 1 + 0{,}6933$	1,5	$d - 2 + 0{,}1596$
0,3	$d - 1 + 0{,}6319$	1,75	$d - 3 + 0{,}8529$
0,35	$d - 1 + 0{,}5705$	2	$d - 3 + 0{,}5462$
0,4	$d - 1 + 0{,}5092$	2,5	$d - 4 + 0{,}9327$
0,45	$d - 1 + 0{,}4479$	3	$d - 4 + 0{,}3193$
0,5	$d - 1 + 0{,}3865$	3,5	$d - 5 + 0{,}7058$
0,6	$d - 1 + 0{,}2639$	4	$d - 5 + 0{,}0925$
0,7	$d - 1 + 0{,}1412$	4,5	$d - 6 + 0{,}4789$
0,75	$d - 1 + 0{,}0798$	5	$d - 7 + 0{,}8655$
0,8	$d - 1 + 0{,}0185$	5,5	$d - 7 + 0{,}2520$
		6	$d - 8 + 0{,}6386$

Пример расчета. Резьба *М16*, шаг $P = 2$ мм, $d_3 = 13{,}5462$ мм.

ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ

По ГОСТ 9000—81 для метрических резьб диаметров 0,25—0,9 мм предусмотрены отклонения наружного d (D), среднего d_2 (D_2) и внутреннего d_1 (D_1) диаметров, которые используются для получения посадок. Стандарт соответствует рекомендациям СЭВ по стандартизации РС 378—65 и СТ СЭВ 837—78. В нем учтены также требования рекомендации ИСО Р 1501.

Основные отклонения среднего диаметра d_2 резьбы винта обозначаются h, гайки — H.

Установлены следующие степени точности, определяющие допуски диаметров резьбы болтов и гайки, обозначаемые цифрами.

	Степень точности
Диаметр болта наружный d	3; 5
» » средний d_2	5
» гайки внутренний D_1	5; 6
» средний D	3; 4

По ГОСТ 9000—81 устанавливаются следующие поля допусков резьбы (табл. 4.26):

Винтов	5h3; 5h5
Гаек	4$H$5; 4$H$6; 3$G$5; 3$G$6

В обозначении полей допусков резьбы на первом месте указывается степень точности и основное отклонение среднего диаметра для гайки или наружного диаметра для винта.

Допускаются следующие сочетания полей допусков гаек и винтов:

3$G$5/5h3, 3$G$6/5h3, 4$H$5/5h3,
4$H$6/5h3, 3$G$5/5h5, 4$H$5/5h5

Допуски метрических резьб с крупными и мелкими шагами для диаметров 1—600 мм регламентированы ГОСТ 16093—81 (СТ СЭВ 640—77). Этот стандарт устанавливает предельные отклонения диаметров резьбы в посадках типа скользящих и с зазорами. Стандарт соответствует рекомендациям СЭВ по стандартизации и учитывает требования рекомендации ИСО Р 965.

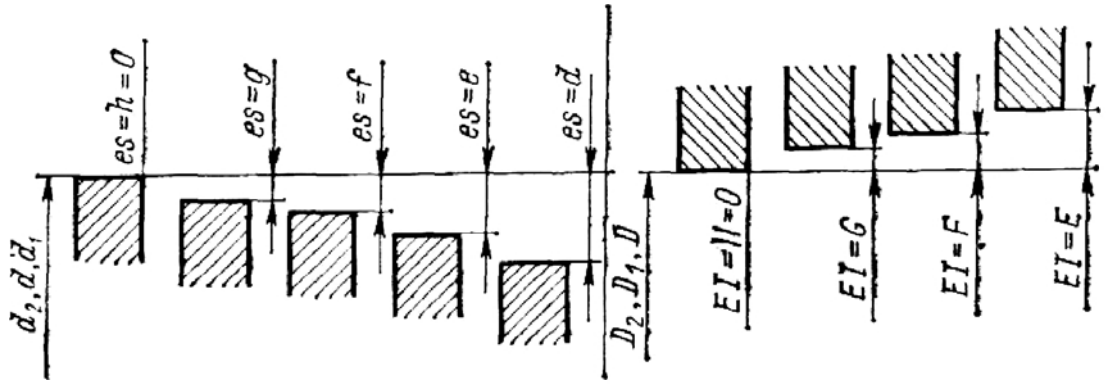


Рис. 4.16

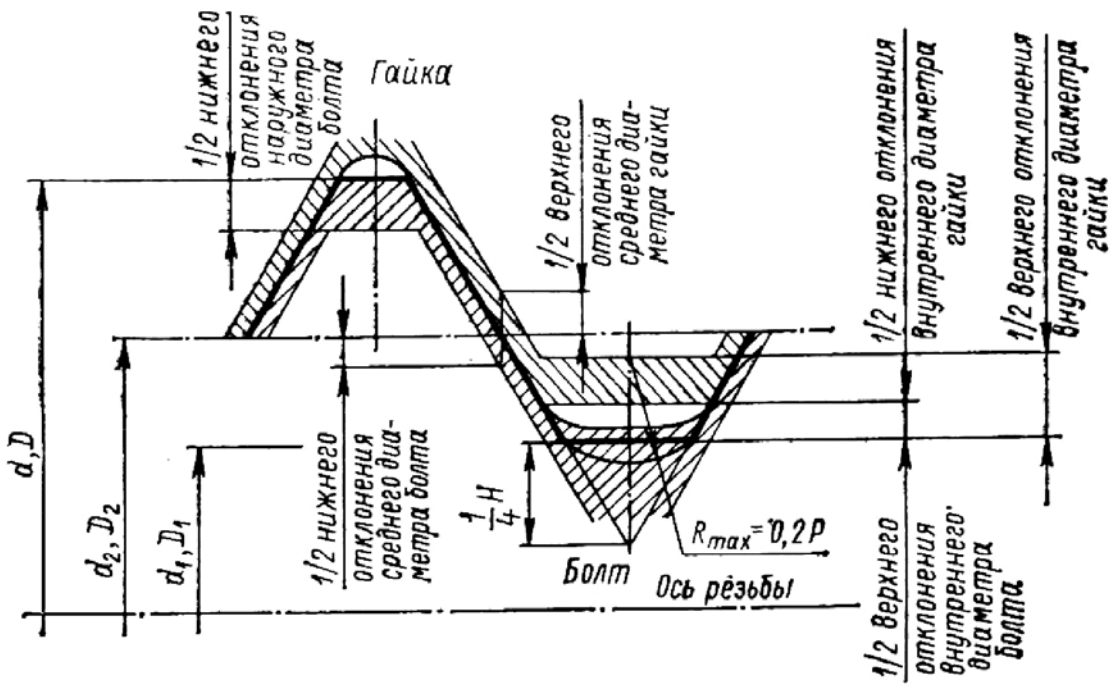
Установлены ряды основных отклонений (верхние для болтов и нижние для гаек) и их обозначения (рис. 4.16):

Для диаметров резьбы:	
наружной (болтов)	h, g, f, e, d
внутренней (гаек)	H, G, E*, F*

Основные отклонения, определяющие положение полей допусков относительно номинального профиля, зависят только от шага резьбы (кроме h и H). Для резьбы с данным шагом одноименные основные отклонения для всех (наружного, среднего, внутреннего) диаметров равны (например, $g_d = g_{d_2} = g_{d_1}$).

* Основные отклонения E и F установлены только для специального применения при значительных толщинах слоя защитного покрытия.

4.26. Допуски метрических резьб диаметром 0,25—0,9 мм с основными отклонениями h, H по ГОСТ 9000—81 (СТ СЭВ 837—78)



Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Диаметр резьбы винта			Диаметр резьбы гайки				
		средний d_2	наружный d	внутренний d_1	средний D_2	внутренний D_1			
		Поля допусков резьбы							
		5h3; 5h5	5h3	5h5	5h3; 5h5	4H5; 4H6	4H5	4H6	
		Отклонения, мкм							
		Нижнее *			Верхнее **		Нижнее	Верхнее	Нижнее	Верхнее
0,25	0,075	−20	−16	—	+9	+20	+9	+26	—	—
0,3	0,08	−20	−16	—	+10	+20	+10	+27	—	—
0,35	0,09	−22	−18	—	+11	+22	+11	+33	—	—
0,4	0,1	−24	−20	—	+12	+24	+12	+38	+12	+50
0,45	0,1	−24	−20	—	+12	+24	+12	+38	+12	+50
0,5	0,125	−26	−20	−32	+15	+26	+15	+50	+15	+70
0,55	0,125	−26	−20	−32	+15	+26	+15	+50	+15	+70
0,6	0,15	−28	−25	−40	+18	+28	+18	+64	+18	+84
0,7	0,175	−32	−25	−45	+21	+32	+21	+74	+21	+94
0,8	0,2	−36	−30	−50	+25	+36	+25	+82	+25	+102
0,9	0,225	−40	−30	−50	+28	+40	+28	+89	+28	+109

Примечание. Нижнее отклонение наружного диаметра D гайки равно нулю, верхнее отклонение наружного диаметра гайки не нормируется.

* Верхние отклонения среднего d_2 и наружного d диаметров резьбы винта равны нулю.

** Нижнее отклонение среднего диаметра D_2 резьбы гайки равно нулю. Нижнее отклонение внутреннего диаметра винта не нормируется.

Установлены также следующие степени точности, определяющие значения допусков диаметров наружной и внутренней резьбы:

	Степень точности
Диаметр болта наружный d	4; 6; 8
» » средний d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10*
» гайки внутренний D_1	4; 5; 6; 7; 8
» » средний D_2	4; 5; 6; 7, 8; 9*

Поля допусков диаметров резьбы образуются сочетанием степени точности (допуска) и основного отклонения. Поле допуска диаметра резьбы обозначается цифрой, показывающей степень точности, и буквой, показывающей основное отклонение, например $7H$, $8g$, $6g$; при этом поле допуска среднего диаметра ставится на первое место, затем — поле допуска внутреннего диаметра для гаек или наружного для болтов, например $5H6H$ (рис. 4.17), где $5H$ — обозначение поля допуска среднего диаметра гайки, $6H$ — обозначение поля допуска внутреннего диаметра гайки.

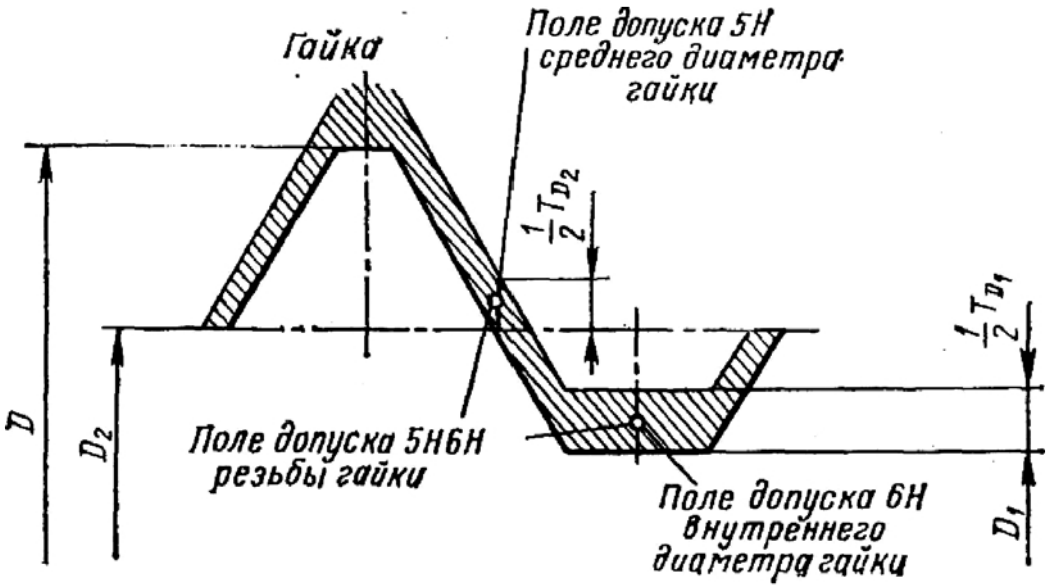


Рис. 4.17

Если обозначение поля допуска диаметра по вершинам резьбы (d или D_1) совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, то оно в обозначении поля допуска резьбы не повторяется, например $6g$ — поля допусков среднего и наружного диаметров болта совпадают (рис. 4.18).

Допуск резьбы, если нет особых оговорок, относится к наибольшей нормальной (N) (табл. 4.27) длине свинчивания или ко всей длине резьбы, если она меньше наибольшей нормальной длины свинчивания. Длина свинчивания при необходимости должна быть оговорена в технических требованиях или указана в обозначении резьбы (см. ниже — обозначение метрических резьб на чертежах) в следующих случаях: если она относится к группе L (большие); если она относится к группе S (малые), но меньше, чем вся длина резьбы.

В соответствии с сложившейся практикой поля допусков болтов и гаек установлены в трех классах точности: точном, среднем и грубом. Понятие класса точности используется для сравнительной оценки точности резьбовых деталей с различными полями допусков.

При одинаковом классе точности допуск среднего диаметра при длине свинчивания группы L рекомендуется увеличивать, а при длине свинчивания S — уменьшать на одну степень по сравнению с допусками, установленными для нормальной длины.

---

* Только для резьб на деталях из пластмасс.

4.27. Длины свинчивания по ГОСТ 16093—81 (СТ СЭВ 640—77), мм

Номинальный диаметр резьбы d *	Шаг резьбы P	Обозначение длин свинчивания		
		S (малые)	N (нормальные)	L (большие)
От 1 до 1,4	0,2	До 0,5	Св. 0,5 до 1,4	Св. 1,4
	0,25	» 0,6	» 0,6 « 1,7	» 1,7
	0,3	» 0,7	» 0,7 » 2	» 2
Св. 1,4 до 2,8	0,2	До 0,5	Св. 0,5 до 1,5	Св. 1,5
	0,25	» 0,6	» 0,6 » 1,9	» 1,9
	0,35	« 0,8	» 0,8 « 2,6	» 2,6
	0,4	» 1	» 1 « 3	» 3
	0,45	» 1,3	» 1,3 « 3,8	» 3,8
Св. 2,8 до 5,6	0,25	До 0,7	Св. 0,7 до 2,1	Св. 2,1
	0,35	» 1	» 1 » 3	» 3
	0,5	» 1,5	» 1,5 » 4,5	» 4,5
	0,6	» 1,7	» 1,7 » 5	» 5
	0,7	» 2	» 2 » 6	» 6
	0,75	» 2,2	» 2,2 » 6,7	» 6,7
	0,8	» 2,5	» 2,5 » 7,5	» 7,5
Св. 5,6 до 11,2	0,25	До 0,8	Св. 0,8 до 2,4	Св. 2,4
	0,35	» 1,1	» 1,1 » 3,4	» 3,4
	0,5	» 1,6	» 1,6 » 4,7	» 4,7
	0,75	» 2,4	» 2,4 » 7,1	» 7,1
	1	« 3	» 3 » 9	» 9
	1,25	» 4	» 4 » 12	» 12
	1,5	» 5	» 5 » 15	» 15
Св. 11,2 до 22,4	0,35	До 1,3	Св. 1,3 до 3,8	Св. 3,8
	0,5	» 1,8	» 1,8 « 5,5	» 5,5
	0,75	» 2,8	» 2,8 » 8,3	» 8,3
	1	» 3,8	» 3,8 » 11	» 11
	1,25	» 4,5	» 4,5 « 13	» 13
	1,5	» 5,6	» 5,6 » 16	» 16
	1,75	» 6	» 6 » 18	» 18
	2	» 8	» 8 » 24	» 24
	2,5	» 10	» 10 » 30	» 30
Св. 22,4 до 45	0,5	До 2,1	Св. 2,1 до 6,3	Св. 6,3
	0,75	» 3,1	» 3,1 » 9,5	» 9,5
	1	» 4	» 4 » 12	» 12
	1,5	» 6,3	» 6,3 » 19	» 19
	2	» 8,5	» 8,5 » 25	» 25
	3	» 12	» 12 » 36	» 36
	3,5	» 15	» 15 » 45	» 45
	4	» 18	» 18 » 53	» 53
	4,5	» 21	» 21 » 63	» 63
Св. 45 до 90	0,5	До 2,4	Св. 2,4 до 7,1	Св. 7,1
	0,75	» 3,6	» 3,6 » 11	» 11
	1	» 4,8	» 4,8 » 14	» 14
	1,5	» 7,5	» 7,5 » 22	» 22
	2	» 9,5	» 9,5 » 28	» 28
	3	» 15	» 15 » 45	» 45
	4	» 19	» 19 » 56	» 56
	5	» 24	» 24 » 71	» 71
	5,5	» 28	» 28 » 85	» 85
	6	» 32	» 32 » 95	» 95

Продолжение табл. 4.27

Номинальный диаметр резьбы d *	Шаг резьбы P	Обозначение длин свинчивания		
		S (малые)	N (нормальные)	L (большие)
Св. 90 до 180	0,75	До 4,2	Св. 4,2 до 12	Св. 12
	1	» 5,6	» 5,6 » 16	» 16
	1,5	» 8,3	» 8,3 » 25	» 25
	2	» 12	» 12 » 36	» 36
	3	» 18	» 18 » 53	» 53
	4	» 24	» 24 » 71	» 71
	6	» 36	» 36 » 106	» 106
Св. 180 до 355	1,5	До 9,5	Св. 9,5 до 28	Св. 28
	2	» 13	» 13 » 38	» 38
	3	» 20	» 20 » 60	» 60
	4	» 26	» 26 » 80	» 80
	6	» 40	» 40 » 118	» 118
Св. 355 до 600	2	До 15	Св. 15 до 45	Св. 45
	4	» 29	» 29 » 87	» 87
	6	» 43	» 43 » 130	» 130

* Номинальные диаметры d в указанных пределах выбираются по ГОСТ 8724—81 (см. табл. 4.22 и 4.23).

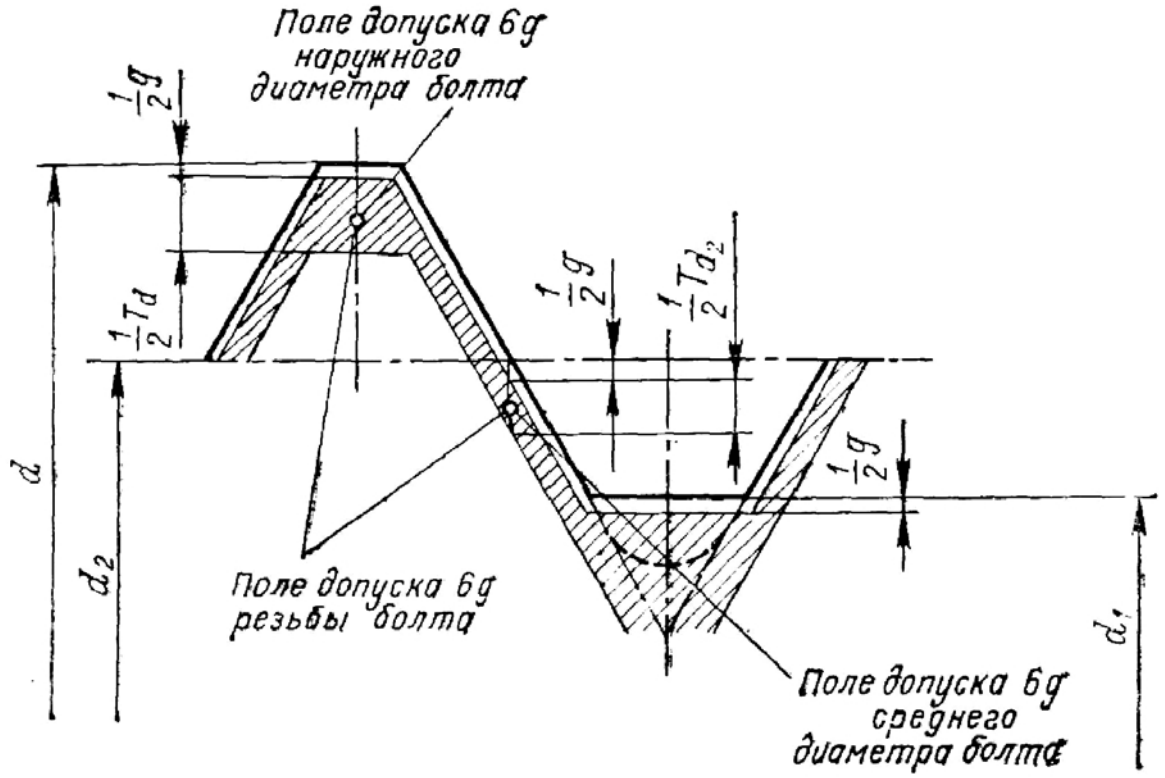


Рис. 4.18

Применяемые по ГОСТ 16093—81 поля допусков приведены в табл. 4.28. Для получения различных посадок допускаются любые сочетания полей допусков резьбы болтов и гаек, указанных в табл. 4.28 и примечаниях к ней.

Числовые значения предельных отклонений диаметров резьбы болтов и гаек приведены в табл. 4.29.

Допуски среднего диаметра резьбы являются суммарными и ограничивают сумму отклонений собственно среднего диаметра, шага и половины угла профиля.

Верхнее отклонение внутреннего диаметра резьбы болта контролируется проходным резьбовым калибром — кольцом с плоским срезом профиля резьбы на расстоянии $H/4$ от вершины остроугольного профиля.

Нижнее отклонение внутреннего диаметра болта стандартом не устанавливается, но косвенно ограничивается формой впадины болта. Нижнее отклонение наружного диаметра резьбы гайки контролируется проходным резьбовым калибром - пробкой с плоским срезом профиля на расстоянии $H/8$ от вершины остроугольного профиля. Верхнее отклонение наружного диаметра гайки стандартом не устанавливается.

Предельные отклонения резьбы с защитными покрытиями до нанесения покрытия должны соответствовать значениям, приведенным в табл. 4.29, если

4.28. Поля допусков метрической резьбы с зазорами по ГОСТ 16093—81 (СТ СЭВ 640—77)

Наружная резьба (болт)			
Классы точности	Длины свинчивания		
	S (короткие)	*N* (нормальные)	*L* (длинные)
	Поля допусков		
Точный	(3*h*4*h*)	4*h*, 4*g*	(5*h*4*h*)
Средний	5*h*6*h*, 5*g*6*g*	6*h*, [6*g*], 6*f*, 6*e*, 6*d*	(7*h*6*h*), 7*g*6*g*, (7*e*6*e*)
Грубый	—	(8*h*), 8*g*	(9*g*8*g*)

Внутренняя резьба (гайка)			
Классы точности	Длины свинчивания		
	S (короткие)	*N* (нормальные)	*L* (длинные)
	Поля допусков		
Точный	4*H*	4*H*5*H*, 5*H*	6*H*
Средний	5*H*, (5*G*)	[6*H*], 6*G*	7*H*, (7*G*)
Грубый	—	7*H*, 7*G*	8*H*,(8*G*)

Примечания: 1. Поля допусков, заключенные в рамки, рекомендуются для предпочтительного применения. 2. Поля допусков, указанные в скобках, применять не рекомендуется. 3. Поле допуска 8*h* установлено для резьб с шагом $P \geqslant 0{,}8$ мм; для резьб с шагом $P < 0{,}8$ мм используется поле 8*h*6*h*. 4. В обоснованных случаях разрешается применять поля допусков резьбы, образованные иными сочетаниями указанных в таблице полей допусков среднего и других (наружного — у наружной резьбы, внутреннего — у внутренней резьбы) диаметров; например, 4*h*6*h*, 8*h*6*h*, 5*H*6*H*. 5. Поля допусков, приведенные в таблице, являются ограничительным отбором из всей совокупности полей допусков, которые могут быть получены различными сочетаниями степеней точности и основных отклонений. Поля допусков, не предусмотренные в данной таблице, являются специальными. Их применение допускается только в технически и экономически обоснованных случаях, если применение табличных полей допусков не может обеспечить требований, предъявляемых к изделиям. 6. При длинах свинчивания *S* и *L* допускается применять поля допусков, установленные для длин свинчивания *N*.

применяемые значения основных отклонений достаточны для размещения покрытий необходимой толщины. Размеры резьбы после нанесения защитного покрытия не должны выходить за пределы, определяемые номинальным профилем и соответствующие основным отклонениям h и H.

Примеры расчетов предельных размеров болта и гайки, мм.

Пример 1. Резьба $M24$. Поле допуска резьбы болта $6g$ (т. е. поле допуска среднего диаметра $6g$ и поле допуска наружного диаметра $6g$), поле допуска резьбы гайки $6H$ (т. е. поле допуска среднего диаметра $6H$ и поле допуска внутреннего диаметра $6H$).

Номинальные значения диаметров и шаг резьбы:

по табл. 4.22 $d\,(D) = 24$; $P = 3$;

по табл. 4.24 $d_2 = D_2 = 24 - 2 + 0{,}051 = 22{,}051$;

$d_1 = D_1 = 24 - 4 + 0{,}752 = 20{,}752$.

Предельные диаметры болта (по табл. 4.29):

$d_{2\,max} = 22{,}051 - 0{,}048 = 22{,}003$ (верхнее отклонение равно 48 мкм для полей допусков диаметра $6g$, $7g$, $8g$);

$d_{2\,min} = 22{,}051 - 0{,}248 = 21{,}803$ (нижнее отклонение равно 248 мкм для поля допуска диаметра $6g$);

$d_{max} = 24 - 0{,}048 = 23{,}952$ (верхнее отклонение равно 48 мкм для полей допусков диаметра $6g$, $8g$);

$d_{min} = 24 - 0{,}423 = 23{,}577$ (нижнее отклонение равно 423 мкм для поля допуска диаметра $6g$);

$d_{1max} = 20{,}752 - 0{,}048 = 20{,}704$ (верхнее отклонение равно 48 мкм для полей допусков резьбы с основными отклонениями g);

d_{1min} не нормируется.

Предельные диаметры гайки (по табл. 4.29):

$D_{2\,max} = 22{,}051 + 0{,}265 = 22{,}316$ (верхнее отклонение равно +265 мкм для поля допуска диаметра $6H$);

$D_{2min} = D_2 - 22{,}051$ (нижнее отклонение равно нулю для полей допусков диаметра $4H$, $5H$, $6H$, $7H$);

$D_{1max} = 20{,}752 + 0{,}5 = 21{,}252$ (верхнее отклонение равно +500 мкм для поля допуска диаметра $6H$);

$D_{1\,min} = D_1 = 20{,}752$ (нижнее отклонение равно нулю для полей допусков диаметра $6H$, $5H$, $7H$);

D_{max} не нормируется;

$D_{min} = D = 24$ (нижнее отклонение равно нулю для полей допусков резьбы с основными отклонениями H).

Пример 2. Резьба $M24$ с длиной свинчивания 40 (по табл. 4.27 длина свинчивания относится к группе L). Поле допуска резьбы болта $7g6g$ (т. е. поле допуска среднего диаметра $7g$ и поле допуска наружного диаметра $6g$), поле допуска резьбы гайки — $7H$ (т. е. поле допуска среднего диаметра $7H$ и поле допуска внутреннего диаметра $7H$).

Номинальные значения диаметров и шаг резьбы были определены в примере 1.

Предельные диаметры болта 4 (по табл. 29):

$d_{2\,max} = 22{,}003$ (см. пример 1);

$d_{2\,min} = 22{,}051 - 0{,}298 = 21{,}753$ (нижнее отклонение равно 298 для поля допуска диаметра $7g$);

значения d_{max}, d_{min}, $d_{1\,max}$ и $d_{1\,min}$ получены ранее (см. пример 1).

Предельные диаметры гайки (по табл. 4.29):

$D_{2\,max} = 22{,}051 + 0{,}335 = 22{,}386$ (верхнее отклонение равно +335 мкм для поля допуска диаметра $7H$);

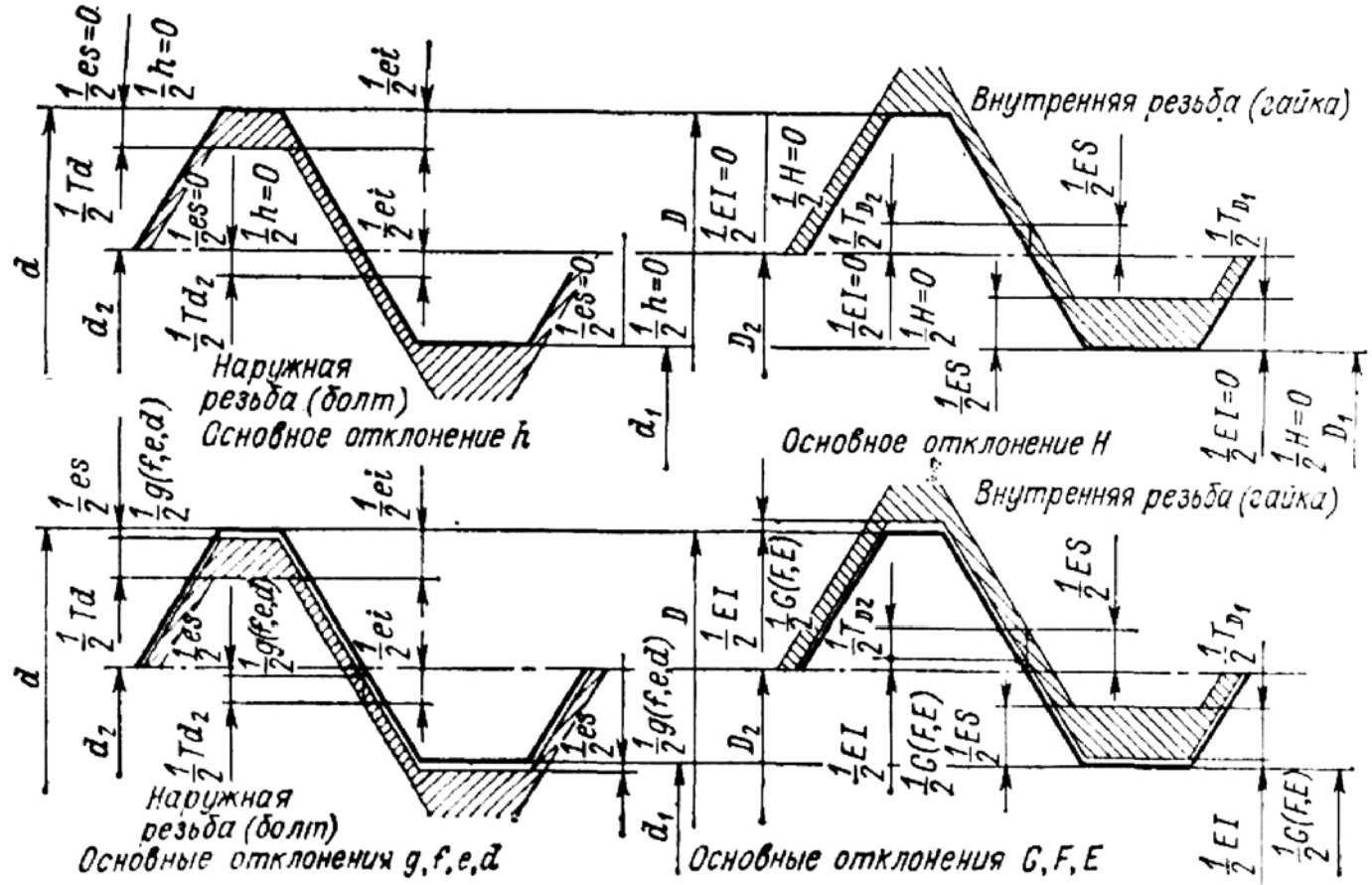
$D_{2\,min} = 22{,}051$ (см. пример 1);

$D_{1\,max} = 20{,}752 + 0{,}63 = 21{,}382$ (верхнее отклонение равно +630 мкм для поля допуска диаметра $7H$);

$D_{1min} = 20{,}752$ (см. пример 1);

D_{max} и D_{min} см. пример 1.

4.29. Отклонения метрических резьб с зазорами для диапазонов 1—600 мм по ГОСТ 16093—81 (СТ СЭВ 640—77)



Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы (болтов) с основным отклонением													
		3h4h		4h		5h4h		5h6h		6h		7h6h		8h *	
		Отклонения, мкм													
		ei **		ei **		ei **		ei **		ei **		ei **		ei **	
		диаметров резьбы													
		d_2	d	d_2	d	d_2	d	d_2	d	d_2	d	d_2	d	d_2	d
От 1 до 1,4	0,2	—24	—36	—30	—36	—38	—36	—38	—56	—48	—56	—60	—56	—75	—56
	0,25	—26	—42	—34	—42	—42	—42	—42	—67	—53	—67	—67	—67	—85	—67
	0,3	—28	—48	—36	—48	—45	—48	—45	—75	—56	—75	—71	—75	—90	—75

Продолжение табл. 4.29

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы (болтов) с основным отклонением													
		3h4h		4h		5h4h		5h6h		6h		7h6h		8h *	
		Отклонения, мкм													
		ei **		ei **		ei **		ei **		ei **		ei **		ei **	
		диаметров резьбы													
		d_2	d	d_2	d	d_2	d	d_2	d	d_2	d	d_2	d	d_2	d
Св. 1,4 до 2,8	0,2	−25	−36	−32	−36	−40	−36	−40	−56	−50	−56	−63	−56	−80	−56
	0,25	−28	−42	−36	−42	−45	−42	−45	−67	−56	−67	−71	−67	−90	−67
	0,35	−32	−53	−40	−53	−50	−53	−50	−85	−63	−85	−80	−85	−100	−85
	0,4	−34	−60	−42	−60	−53	−60	−53	−95	−67	−95	−85	−95	−106	−95
	0,45	−36	−63	−45	−63	−56	−63	−56	−100	−71	−100	−90	−100	−112	−100
Св. 2,8 до 5,6	0,25	−28	−42	−36	−42	−45	−42	−45	−67	−56	−67	−71	−67	—	—
	0,35	−34	−53	−42	−53	−53	−53	−53	−85	−67	−85	−85	−85	−106	—
	0,5	−38	−67	−48	−67	−60	−67	−60	−106	−75	−106	−95	−106	−118	−106
	0,6	−42	−80	−53	−80	−67	−80	−67	−125	−85	−125	−106	−125	−132	−125
	0,7	−45	−90	−56	−90	−71	−90	−71	−140	−90	−140	−112	−140	−140	−140
	0,75	−45	−90	−56	−90	−71	−90	−71	−140	−90	−140	−112	−140	−140	−140
	0,8	−48	−95	−60	−95	−75	−95	−75	−150	−95	−150	−118	−150	−150	−236
Св. 5,6 до 11,2	0,25	−32	−42	−40	−42	−50	−42	−50	−67	−63	−67	−80	−67	—	—
	0,35	−36	−53	−45	−53	−56	−53	−56	−85	−71	−85	−90	−85	—	—
	0,5	−42	−67	−53	−67	−67	−67	−67	−106	−85	−106	−106	−106	−132	−106
	0,75	−50	−90	−63	−90	−80	−90	−80	−140	−100	−140	−125	−140	−160	−140
	1	−56	−112	−71	−112	−90	−112	−90	−180	−112	−180	−140	−180	−180	−280
	1,25	−60	−132	−75	−132	−95	−132	−95	−212	−118	−212	−150	−212	−190	−335
	1,5	−67	−150	−85	−150	−106	−150	−106	−236	−132	−236	−170	−236	−212	−375
Св. 11,2 до 22,4	0,35	−38	−53	−48	−53	−60	−53	−60	−85	−75	−85	−95	−85	—	—
	0,5	−45	−67	−56	−67	−71	−67	−71	−106	−90	−106	−112	−106	−140	−106
	0,75	−53	−90	−67	−90	−85	−90	−85	−140	−106	−140	−132	−140	−170	−140
	1	−60	−112	−75	−112	−95	−112	−95	−180	−118	−180	−150	−180	−190	−280
	1,25	−67	−132	−85	−132	−106	−132	−106	−212	−132	−212	−170	−212	−212	−335
	1,5	−71	−150	−90	−150	−112	−150	−112	−236	−140	−236	−180	−236	−224	−375
	1,75	−75	−170	−95	−170	−118	−170	−118	−265	−150	−265	−190	−265	−236	−425
	2	−80	−180	−100	−180	−125	−180	−125	−280	−160	−280	−200	−280	−250	−450
	2,5	−85	−212	−106	−212	−132	−212	−132	−335	−170	−335	−212	−335	−265	−530

Св. 22,4 до 45	0,5	—48	—67	—60	—67	—75	—67	—75	—106	—95	—106	—118	—106	—	—
	0,75	—56	—90	—71	—90	—90	—90	—90	—140	—112	—140	—140	—140	—180	—140
	1	—63	—112	—80	—112	—100	—112	—100	—180	—125	—180	—160	—180	—200	—280
	1,5	—75	—150	—95	—150	—118	—150	—118	—236	—150	—236	—190	—236	—236	—375
	2	—85	—180	—106	—180	—132	—180	—132	—280	—170	—280	—212	—280	—265	—450
	3	—100	—236	—125	—236	—160	—236	—160	—375	—200	—375	—250	—375	—315	—600
	3,5	—106	—265	—132	—265	—170	—265	—170	—425	—212	—425	—265	—425	—335	—670
	4	—112	—300	—140	—300	—180	—300	—180	—475	—224	—475	—280	—475	—355	—750
	4,5	—118	—315	—150	—315	—190	—315	—190	—500	—236	—500	—300	—500	—375	—800
Св. 45 до 90	0,5	—50	—67	—63	—67	—80	—67	—80	—106	—100	—106	—125	—106	—	—
	0,75	—60	—90	—75	—90	—95	—90	—95	—140	—118	—140	—150	—140	—	—
	1	—71	—112	—90	—112	—112	—112	—112	—180	—140	—180	—180	—180	—224	—280
	1,5	—80	—150	—100	—150	—125	—150	—125	—236	—160	—236	—200	—236	—250	—375
	2	—90	—180	—112	—180	—140	—180	—140	—280	—180	—280	—224	—280	—280	—450
	3	—106	—236	—132	—236	—170	—236	—170	—375	—212	—375	—265	—375	—335	—600
	4	—118	—300	—150	—300	—190	—300	—190	—475	—236	—475	—300	—475	—375	—750
	5	—125	—335	—160	—335	—200	—335	—200	—530	—250	—530	—315	—530	—400	—850
	5,5	—132	—355	—170	—355	—212	—355	—212	—560	—265	—560	—335	—560	—425	—900
	6	—140	—375	—180	—375	—224	—375	—224	—600	—280	—600	—355	—600	—450	—950
Св. 90 до 180	0,75	—63	—90	—80	—90	—100	—90	—100	—140	—125	—140	—160	—140	—	—
	1	—75	—112	—95	—112	—118	—112	—118	—180	—150	—180	—190	—180	—	—
	1,5	—85	—150	—106	—150	—132	—150	—132	—236	—170	—236	—212	—236	—265	—375
	2	—95	—180	—118	—180	—150	—180	—150	—280	—190	—280	—236	—280	—300	—450
	3	—112	—236	—140	—236	—180	—236	—180	—375	—224	—375	—280	—375	—355	—600
	4	—125	—300	—160	—300	—200	—300	—200	—475	—250	—475	—315	—475	—400	—750
	6	—150	—375	—190	—375	—236	—375	—236	—600	—300	—600	—375	—600	—475	—950
Св. 180 до 355	1,5	—90	—150	—112	—150	—140	—150	—140	—236	—180	—236	—224	—236	—280	—375
	2	—106	—180	—132	—180	—170	—180	—170	—280	—212	—280	—265	—280	—335	—450
	3	—125	—236	—160	—236	—200	—236	—200	—375	—250	—375	—315	—375	—400	—600
	4	—140	—300	—180	—300	—224	—300	—224	—475	—280	—475	—355	—475	—450	—750
	6	—160	—375	—200	—375	—250	—375	—250	—600	—315	—600	—400	—600	—500	—950
Св. 355 до 600	2	—112	—180	—140	—180	—180	—180	—180	—280	—224	—280	—280	—280	—355	—450
	4	—150	—300	—190	—300	—236	—300	—236	—475	—300	—475	—375	—475	—475	—750
	6	—170	—375	—212	—375	—265	—375	—265	—600	—335	—600	—425	—600	—530	—950

Продолжение табл. 4.29

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы (болтов) с основным отклонением g								
		4g			5g6g			$6g_p$		
		Отклонения, мкм								
		es	ei		es	ei		es	ei	
		диаметров резьбы								
		d, d_2, d_1	d_2	d	d, d_2, d_1	d_2	d	d, d_2, d_1	d_2	d
От 1 до 1,4	0,2	—17	—47	—53	—17	—55	—73	—17	—65	—73
	0,25	—18	—52	—60	—18	—60	—85	—18	—71	—85
	0,3	—18	—54	—66	—18	—63	—93	—18	—74	—93
Св. 1,4 до 2,8	0,2	—17	—49	—53	—17	—57	—73	—17	—67	—73
	0,25	—18	—54	—60	—18	—63	—85	—18	—74	—85
	0,35	—19	—59	—72	—19	—69	—104	—19	—82	—104
	0,4	—19	—61	—79	—19	—72	—114	—19	—86	—114
	0,45	—20	—65	—83	—20	—76	—120	—20	—91	—120
Св. 2,8 до 5,6	0,25	—18	—54	—60	—18	—63	—85	—18	—74	—85
	0,35	—19	—61	—72	—19	—72	—104	—19	—86	—104
	0,5	—20	—68	—87	—20	—80	—126	—20	—95	—126
	0,6	—21	—74	—101	—21	—88	—146	—21	—106	—146
	0,7	—22	—78	—112	—22	—93	—162	—22	—112	—162
	0,75	—22	—78	—112	—22	—93	—162	—22	—112	—162
	0,8	—24	—84	—119	—24	—99	—174	—24	—119	—174
Св. 5,6 до 11,2	0,25	—18	—58	—60	—18	—68	—85	—18	—81	—85
	0,35	—19	—64	—72	—19	—75	—104	—19	—90	—104
	0,5	—20	—73	—87	—20	—87	—126	—20	—105	—126
	0,75	—22	—85	—112	—22	—102	—162	—22	—122	—162
	1	—26	—97	—138	—26	—116	—206	—26	—138	—206
	1,25	—28	—103	—160	—28	—123	—240	—28	—146	—240
	1,5	—32	—117	—182	—32	—138	—268	—32	—164	—268
Св. 11,2 до 22,4	0,35	—19	—67	—72	—19	—79	—104	—19	—94	—104
	0,5	—20	—76	—87	—20	—91	—126	—20	—110	—126
	0,75	—22	—89	—112	—22	—107	—162	—22	—128	—162
	1	—26	—101	—138	—26	—121	—206	—26	—144	—206
	1,25	—28	—113	—160	—28	—134	—240	—28	—160	—240
	1,5	—32	—122	—182	—32	—144	—268	—32	—172	—268
	1,75	—34	—129	—204	—34	—152	—299	—34	—184	—299
	2	—38	—138	—218	—38	—163	—318	—38	—198	—318
	2,5	—42	—148	—254	—42	—174	—377	—42	—212	—377

Св. 22,4 до 45	0,5	—20	—80	—87	—20	—95	—126	—20	—115	—126
	0,75	—22	—93	—112	—22	—112	—162	—22	—134	—162
	1	—26	—106	—138	—26	—126	—206	—26	—151	—206
	1,5	—32	—127	—182	—32	—150	—268	—32	—182	—268
	2	—38	—144	—218	—38	—170	—318	—38	—208	—318
	3	—48	—173	—284	—48	—208	—423	—48	—248	—423
	3,5	—53	—185	—318	—53	—223	—478	—53	—265	—478
	4	—60	—200	—360	—60	—240	—535	—60	—284	—535
	4,5	—63	—213	—378	—63	—253	—563	—63	—299	—563
Св. 45 до 90	0,5	—20	—83	—87	—20	—100	—126	—20	—120	—126
	0,75	—22	—97	—112	—22	—117	—162	—22	—140	—162
	1	—26	—116	—138	—26	—138	—206	—26	—166	—206
	1,5	—32	—132	—182	—32	—157	—268	—32	—192	—268
	2	—38	—150	—218	—38	—178	—318	—38	—218	—318
	3	—48	—180	—284	—48	—218	—423	—48	—260	—423
	4	—60	—210	—360	—60	—250	—535	—60	—296	—535
	5	—71	—231	—406	—71	—271	—601	—71	—321	—601
	5,5	—75	—245	—430	—75	—287	—635	—75	—340	—635
	6	—80	—260	—455	—80	—304	—680	—80	—360	—680
Св. 90 до 180	0,75	—22	—102	—112	—22	—122	—162	—22	—147	—162
	1	—26	—121	—138	—26	—144	—206	—26	—176	—206
	1,5	—32	—138	—182	—32	—164	—268	—32	—202	—268
	2	—38	—156	—218	—38	—188	—318	—38	—228	—318
	3	—48	—188	—284	—48	—228	—423	—48	—272	—423
	4	—60	—220	—360	—60	—260	—535	—60	—310	—535
	6	—80	—270	—455	—80	—316	—680	—80	—380	—680
Св. 180 до 355	1,5	—32	—144	—182	—32	—172	—268	—32	—212	—268
	2	—38	—170	—218	—38	—208	—318	—38	—250	—318
	3	—48	—208	—284	—48	—248	—423	—48	—298	—423
	4	—60	—240	—360	—60	—284	—535	—60	—340	—535
	6	—80	—280	—455	—80	—330	—680	—80	—395	—680
Св. 355 до 600	2	—38	—178	—218	—38	—218	—318	—38	—262	—318
	4	—60	—250	—360	—60	—296	—535	—60	—360	—535
	6	—80	—292	—455	—80	—345	—680	—80	—415	—680

Продолжение табл. 4.29

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы (болтов) с основным отклонением g								
		7g6g			8g			9g8g		
		Отклонения, мкм								
		es	ei		es	ei		es	ei	
		диаметров резьбы								
		d, d_2, d_1	d_2	d	d, d_2, d_1	d_2	d	d, d_2, d_1	d_2	d
От 1 до 1,4	0,2	(—17)	(—77)	(—73)	—	—	—	—	—	—
	0,25	(—18)	(—85)	(—85)	—	—	—	—	—	—
	0,3	(—18)	(—89)	(—93)	—	—	—	—	—	—
Св. 1,4 до 2,8	0,2	(—17)	(—80)	(—73)	—	—	—	—	—	—
	0,25	(—18)	(—89)	(—85)	—	—	—	—	—	—
	0,35	—19	—99	—104	—	—	—	—	—	—
	0,4	—19	—104	—114	—	—	—	—	—	—
	0,45	—20	—110	—120	—	—	—	—	—	—
Св. 2,8 до 5,6	0,25	(—18)	(—89)	(—85)	—	—	—	—	—	—
	0,35	—19	—104	—104	—	—	—	—	—	—
	0,5	—20	—115	—126	—	—	—	—	—	—
	0,6	—21	—127	—146	—	—	—	—	—	—
	0,7	—22	—134	—162	—	—	—	—	—	—
	0,75	—22	—134	—162	—	—	—	—	—	—
	0,8	—24	—142	—174	—24	—174	—260	—24	—214	—260
Св. 5,6 до 11,2	0,25	(—18)	(—98)	(—85)	—	—	—	—	—	—
	0,35	—19	—109	—104	—	—	—	—	—	—
	0,5	—20	—126	—126	—	—	—	—	—	—
	0,75	—22	—147	—162	—	—	—	—	—	—
	1	—26	—166	—206	—26	—206	—306	—26	—250	—306
	1,25	—28	—178	—240	—28	—218	—363	—28	—264	—363
	1,5	—32	—202	—268	—32	—244	—407	—32	—297	—407
Св. 11,2 до 22,4	0,35	—19	—114	—104	—	—	—	—	—	—
	0,5	—20	—132	—126	—	—	—	—	—	—
	0,75	—22	—154	—162	—	—	—	—	—	—
	1	—26	—176	—206	—26	—216	—306	—26	—262	—306
	1,25	—28	—198	—240	—28	—240	—363	—28	—293	—363
	1,5	—32	—212	—268	—32	—256	—407	—32	—312	—407
	1,75	—34	—224	—299	—34	—270	—459	—34	—334	—459
	2	—38	—238	—318	—38	—288	—488	—38	—353	—488
	2,5	—42	—254	—377	—42	—307	—572	—42	—377	—572

Св. 22,4 до 45	0,5	—20	—138	—126	—	—	—	—	—	—
	0,75	—22	—162	—162	—	—	—	—	—	—
	1	—26	—186	—206	—26	—226	—306	—26	—276	—306
	1,5	—32	—222	—268	—32	—268	—407	—32	—332	—407
	2	—38	—250	—318	—38	—303	—488	—38	—373	—488
	3	—48	—298	—423	—48	—363	—648	—48	—448	—648
	3,5	—53	—318	—478	—53	—388	—723	—53	—478	—723
	4	—60	—340	—535	—60	—415	—810	—60	—510	—810
	4,5	—63	—363	—563	—63	—438	—863	—63	—538	—863
Св. 45 до 90	0,5	—20	—145	—126	—	—	—	—	—	—
	0,75	—22	—172	—162	—	—	—	—	—	—
	1	—26	—206	—206	—26	—250	—306	—26	—306	—306
	1,5	—32	—232	—268	—32	—282	—407	—32	—347	—407
	2	—38	—262	—318	—38	—318	—488	—38	—393	—488
	3	—48	—313	—423	—48	—383	—648	—48	—473	—648
	4	—60	—360	—535	—60	—435	—810	—60	—535	—810
	5	—71	—386	—601	—71	—471	—921	—71	—571	—921
	5,5	—75	—410	—635	—75	—500	—975	—75	—605	—975
	6	—80	—435	—680	—80	—530	—1030	—80	—640	—1030
Св. 90 до 180	0,75	—22	—182	—162	—	—	—	—	—	—
	1	—26	—216	—206	—	—	—	—	—	—
	1,5	—32	—244	—268	—32	—297	—407	—32	—367	—407
	2	—38	—274	—318	—38	—338	—488	—38	—413	—488
	3	—48	—328	—423	—48	—403	—648	—48	—498	—648
	4	—60	—375	—535	—60	—460	—810	—60	—560	—810
	6	—80	—455	—680	—80	—555	—1030	—80	—680	—1030
Св. 180 до 355	1,5	—32	—256	—268	—32	—312	—407	—32	—387	—407
	2	—38	—303	—318	—38	—373	—488	—38	—463	—488
	3	—48	—363	—423	—48	—448	—648	—48	—548	—648
	4	—60	—415	—535	—60	—510	—810	—60	—620	—810
	6	—80	—480	—680	—80	—580	—1030	—80	—710	—1030
Св. 355 до 600	2	—38	—318	—318	—38	—393	—488	—38	—488	—488
	4	—60	—435	—535	—60	—535	—810	—60	—660	—810
	6	—80	—505	—680	—80	—610	—1030	—80	—750	—1030

Продолжение табл. 4.29

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы (болтов) с основными отклонениями f, e, d											
		6f			6e			7e6e			6d		
		Отклонения, мкм											
		es	ei		es	ei		es	ei		es	ei	
		диаметров резьбы											
		d, d_2, d_1	d_2	d	d, d_2, d_1	d_2	d	d, d_2, d_1	d_2	d	d, d_2, d_1	d_2	d
От 1 до 1,4	0,2	—32	—80	—88	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,25	—33	—86	—100	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,3	—33	—89	—108	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Св. 1,4 до 2,8	0,2	—32	—82	—88	—	—	—				—	—	—
	0,25	—33	—89	—100	—	—	—				—	—	—
	0,35	—34	—97	—119	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,4	—34	—101	—129	—	—	—				—	—	—
	0,45	—35	—106	—135	—	—	—				—	—	—
Св. 2,8 до 5,6	0,25	—33	—89	—100	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,35	—34	—101	—119	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	—36	—111	—142	—50	—125	—156	—50	—145	—156	—	—	—
	0,6	—36	—121	—161	—53	—138	—178	—53	—159	—178	—	—	—
	0,7	—38	—128	—178	—56	—146	—196	—56	—168	—196	—	—	—
	0,75	—38	—128	—178	—56	—146	—196	—56	—168	—196	—	—	—
	0,8	—38	—133	—188	—60	—155	—210	—60	—178	—210	—	—	—
Св. 5,6 до 11,2	0,25	—33	—96	—100	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,35	—34	—105	—119	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	—36	—121	—142	—50	—135	—156	—50	—156	—156	—	—	—
	0,75	—38	—138	—178	—56	—156	—196	—56	—181	—196	—	—	—
	1	—40	—152	—220	—60	—172	—240	—60	—200	—240	—90	—202	—270
	1,25	—42	—160	—254	—63	—181	—275	—63	—213	—275	—95	—213	—307
	1,5	—45	—177	—281	—67	—199	—303	—67	—237	—303	—95	—227	—331
Св. 11,2 до 22,4	0,35	—34	—109	—119	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	—36	—126	—142	—50	—140	—156	—50	—162	—156	—	—	—
	0,75	—38	—144	—178	—56	—162	—196	—56	—188	—196	—	—	—
	1	—40	—158	—220	—60	—178	—240	—60	—210	—240	—90	—208	—270
	1,25	—42	—174	—254	—63	—195	—275	—63	—233	—275	—95	—227	—307
	1,5	—45	—185	—281	—67	—207	—303	—67	—247	—303	—95	—235	—331
	1,75	—48	—198	—313	—71	—221	—336	—71	—261	—336	—100	—250	—365
	2	—52	—212	—332	—71	—231	—351	—71	—271	—351	—100	—260	—380
	2,5	—58	—228	—393	—80	—250	—415	—80	—292	—415	—106	—276	—441

Св. 22,4 до 45	0,5	—36	—131	—142	—50	—145	—156	—50	—168	—156	—	—	—
	0,75	—38	—150	—178	—56	—168	—196	—56	—196	—196	—	—	—
	1	—40	—165	—220	—60	—185	—240	—60	—220	—240	—90	—215	—270
	1,5	—45	—195	—281	—67	—217	—303	—67	—257	—303	—95	—245	—331
	2	—52	—222	—332	—71	—241	—351	—71	—283	—351	—100	—270	—380
	3	—63	—263	—438	—85	—285	—460	—85	—335	—460	—112	—312	—487
	3,5	—	—	—	—90	—302	—515	—90	—355	—515	—118	—330	—543
	4	—	—	—	—95	—319	—570	—95	—375	—570	—125	—349	—600
	4,5	—	—	—	—100	—336	—600	—100	—400	—600	—132	—368	—632
Св. 45 до 90	0,5	—36	—136	—142	—50	—150	—156	—50	—175	—156	—	—	—
	0,75	—38	—156	—178	—56	—174	—196	—56	—206	—196	—	—	—
	1	—40	—180	—220	—60	—200	—240	—60	—240	—240	—90	—230	—270
	1,5	—45	—205	—281	—67	—227	—303	—67	—267	—303	—95	—255	—331
	2	—52	—232	—332	—71	—251	—351	—71	—295	—351	—100	—280	—380
	3	—63	—275	—438	—85	—297	—460	—85	—350	—460	—112	—324	—487
	4	—	—	—	—95	—331	—570	—95	—395	—570	—125	—361	—600
	5	—	—	—	—106	—356	—636	—106	—421	—636	—132	—382	—662
	5,5	—	—	—	—112	—377	—672	—112	—447	—672	—140	—405	—700
	6	—	—	—	—118	—398	—718	—118	—473	—718	—150	—430	—750
Св. 90 до 180	0,75	—38	—163	—178	—56	—181	—196	—56	—216	—196	—	—	—
	1	—40	—190	—220	—60	—210	—240	—60	—250	—240	—90	—240	—270
	1,5	—45	—215	—281	—67	—237	—303	—67	—279	—303	—95	—265	—331
	2	—52	—242	—332	—71	—261	—351	—71	—307	—351	—100	—290	—380
	3	—63	—287	—438	—85	—309	—460	—85	—365	—460	—112	—336	—487
	4	—	—	—	—95	—345	—570	—95	—410	—570	—125	—375	—600
	6	—	—	—	—118	—418	—718	—118	—493	—718	—150	—450	—750
Св. 180 до 355	1,5	—45	—225	—281	—67	—247	—303	—67	—291	—303	—95	—275	—331
	2	—52	—264	—332	—71	—283	—351	—71	—336	—351	—100	—312	—380
	3	—63	—313	—438	—85	—335	—460	—85	—400	—460	—112	—362	—487
	4	—	—	—	—95	—375	—570	—95	—450	—570	—125	—405	—600
	6	—	—	—	—118	—433	—718	—118	—518	—718	—150	—465	—750
Св. 355 до 600	2	—52	—276	—332	—71	—295	—351	—71	—351	—351	—100	—324	—380
	4	—	—	—	—95	—395	—570	—95	—470	—570	—125	—425	—600
	6	—	—	—	—118	—453	—718	—118	—543	—718	—150	—485	—750

Продолжение табл. 4.29

Номинальный диаметр резьбы D, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков внутренней резьбы (гаек) с основным отклонением H											
		4H		4H5H		5H		6H		7H		8H	
		Отклонения, мкм											
		ES ***		ES ***		ES ***		ES ***		ES ***		ES ***	
		диаметров резьбы											
		D_2	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1
От 1 до 1,4	0,2	+40	+38	+40	+48	+50	+48	+63	+60	—	—	—	—
	0,25	+45	+45	+45	+56	+56	+56	+71	+71				
	0,3	+48	+53	+48	+67	+60	+67	+75	+85				
Св. 1,4 до 2,8	0,2	+42	+38	+42	+48	+53	+48	+67	+60	—	—	—	—
	0,25	+48	+45	+48	+56	+60	+56	+75	+71				
	0,35	+53	+63	+53	+80	+67	+80	+85	+100				
	0,4	+56	+71	+56	+90	+71	+90	+90	+112				
	0,45	+60	+80	+60	+100	+75	+100	+95	+125				
Св. 2,8 до 5,6	0,25	+48	+45	+48	+56	+60	+56	+75	+71	—	—	—	—
	0,35	+56	+63	+56	+80	+71	+80	+90	+100	—	—	—	—
	0,5	+63	+90	+63	+112	+80	+112	+100	+140	+125	+180	—	—
	0,6	+71	+100	+71	+125	+90	+125	+112	+160	+140	+200	—	—
	0,7	+75	+112	+75	+140	+95	+140	+118	+180	+150	+224	—	—
	0,75	+75	+118	+75	+150	+95	+150	+118	+190	+150	+236	—	—
	0,8	+80	+125	+80	+160	+100	+160	+125	+200	+160	+250	+200	+315
Св. 5,6 до 11,2	0,25	+53	+45	+53	+56	+67	+56	+85	+71	—	—	—	—
	0,35	+60	+63	+60	+80	+75	+80	+95	+100	—	—	—	—
	0,5	+71	+90	+71	+112	+90	+112	+112	+140	+140	+180	—	—
	0,75	+85	+118	+85	+150	+106	+150	+132	+190	+170	+236	—	—
	1	+95	+150	+95	+190	+118	+190	+150	+236	+190	+300	+236	+375
	1,25	+100	+170	+100	+212	+125	+212	+160	+265	+200	+335	+250	+425
	1,5	+112	+190	+112	+236	+140	+236	+180	+300	+224	+375	+280	+475
Св. 11,2 до 22,4	0,35	+63	+63	+63	+80	+80	+80	+100	+100	—	—	—	—
	0,5	+75	+90	+75	+112	+95	+112	+118	+140	+150	+180	—	—
	0,75	+90	+118	+90	+150	+112	+150	+140	+190	+180	+236	—	—
	1	+100	+150	+100	+190	+125	+190	+160	+236	+200	+300	+250	+375
	1,25	+112	+170	+112	+212	+140	+212	+180	+265	+224	+335	+280	+425
	1,5	+118	+190	+118	+236	+150	+236	+190	+300	+236	+375	+300	+475
	1,75	+125	+212	+125	+265	+160	+265	+200	+335	+250	+425	+315	+530
	2	+132	+236	+132	+300	+170	+300	+212	+375	+265	+475	+335	+600
	2,5	+140	+280	+140	+355	+180	+355	+224	+450	+280	+560	+355	+710

Св. 22,4 до 45	0,5	+80	+90	+80	+112	+100	+112	+125	+140	—	—
	0,75	+95	+118	+95	+150	+118	+150	+150	+190	—	—
	1	+106	+150	+106	+190	+132	+190	+170	+236	+236	+265
	1,5	+125	+190	+125	+236	+160	+236	+200	+300	+300	+315
	2	+140	+236	+140	+300	+180	+300	+224	+375	+375	+355
	3	+170	+315	+170	+400	+212	+400	+265	+500	+475	+425
	3,5	+180	+355	+180	+450	+224	+450	+280	+560	+630	+450
	4	+190	+375	+190	+475	+236	+475	+300	+600	+710	+475
	4,5	+200	+425	+200	+530	+250	+530	+315	+670	+850	+500
Св. 45 до 90	0,5	+85	+90	+85	+112	+106	+112	+132	+140	—	—
	0,75	+100	+118	+100	+150	+125	+150	+160	+190	—	—
	1	+118	+150	+118	+190	+150	+190	+190	+236	+236	+300
	1,5	+132	+190	+132	+236	+170	+236	+212	+300	+265	+335
	2	+150	+236	+150	+300	+190	+300	+236	+375	+300	+375
	3	+180	+315	+180	+400	+224	+400	+280	+500	+355	+450
	4	+200	+375	+200	+475	+250	+475	+315	+600	+400	+500
	5	+212	+450	+212	+560	+265	+560	+335	+710	+425	+530
	5,5	+224	+475	+224	+600	+280	+600	+355	+750	+450	+560
	6	+236	+500	+236	+630	+300	+630	+375	+800	+475	+600
Св. 90 до 180	0,75	+106	+118	+106	+150	+132	+150	+170	+190	—	—
	1	+125	+150	+125	+190	+160	+190	+200	+236	+250	+300
	1,5	+140	+190	+140	+236	+180	+236	+224	+300	+280	+375
	2	+160	+236	+160	+300	+200	+300	+250	+375	+315	+475
	3	+190	+315	+190	+400	+236	+400	+300	+500	+375	+630
	4	+212	+375	+212	+475	+265	+475	+335	+600	+425	+750
	6	+250	+500	+250	+630	+315	+630	+400	+800	+500	+1000
Св. 180 до 355	1,5	+150	+190	+150	+236	+190	+236	+236	+300	+300	+375
	2	+180	+236	+180	+300	+224	+300	+280	+375	+375	+475
	3	+212	+315	+212	+400	+265	+400	+335	+500	+475	+630
	4	+236	+375	+236	+475	+300	+475	+375	+600	+600	+750
	6	+265	+500	+265	+630	+335	+630	+425	+800	+670	+1000
Св. 355 до 600	2	+190	+236	+190	+300	+236	+300	+300	+375	+475	+600
	4	+250	+375	+250	+475	+315	+475	+400	+600	+630	+950
	6	+280	+500	+280	+630	+355	+630	+450	+800	+710	+1250

Продолжение табл. 4.29

Номинальный диаметр резьбы D, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков внутренней резьбы (гаек) с основным отклонением G											
		5G			6G			7G			8G		
		Отклонения, мкм											
		EI	ES		EI	ES		EI	ES		EI	ES	
		диаметров резьбы											
		D, D_2, D_1	D_2	D_1	D, D_2, D_1	D_2	D_1	D, D_2, D_1	D_2	D_1	D, D_2, D_1	D_2	D_1
От 1 до 1,4	0,2	+17	+67	+65	+17	+80	+77	—	—	—	—	—	—
	0,25	+18	+74	+74	+18	+89	+89						
	0,3	+18	+78	+85	+18	+93	+103						
Св. 1,4 до 2,8	0,2	+17	+70	+65	+17	+84	+77	—	—	—	—	—	—
	0,25	+18	+78	+74	+18	+93	+89						
	0,35	+19	+86	+99	+19	+104	+119						
	0,4	+19	+90	+109	+19	+109	+131						
	0,45	+20	+95	+120	+20	+115	+145						
Св. 2,8 до 5,6	0,25	+18	+78	+74	+18	+93	+89	—	—	—	—	—	—
	0,35	+19	+90	+99	+19	+109	+119	—	—	—	—	—	—
	0,5	+20	+100	+132	+20	+120	+160	+20	+145	+200	—	—	—
	0,6	+21	+111	+146	+21	+133	+181	+21	+161	+221	—	—	—
	0,7	+22	+117	+162	+22	+140	+202	+22	+172	+246	—	—	—
	0,75	+22	+117	+172	+22	+140	+212	+22	+172	+258	—	—	—
	0,8	+24	+124	+184	+24	+149	+224	+24	+184	+274	+24	+224	+339
Св. 5,6 до 11,2	0,25	+18	+85	+74	+18	+103	+89	—	—	—	—	—	—
	0,35	+19	+94	+99	+19	+114	+119	—	—	—	—	—	—
	0,5	+20	+110	+132	+20	+132	+160	+20	+160	+200	—	—	—
	0,75	+22	+128	+172	+22	+154	+212	+22	+192	+258	—	—	—
	1	+26	+144	+216	+26	+176	+262	+26	+216	+326	+26	+262	+401
	1,25	+28	+153	+240	+28	+188	+293	+28	+228	+363	+28	+278	+453
	1,5	+32	+172	+268	+32	+212	+332	+32	+256	+407	+32	+312	+507
Св. 11,2 до 22,4	0,35	+19	+99	+99	+19	+119	+119	—	—	—	—	—	—
	0,5	+20	+115	+132	+20	+138	+160	+20	+170	+200	—	—	—
	0,75	+22	+134	+172	+22	+162	+212	+22	+202	+258	—	—	—
	1	+26	+151	+216	+26	+186	+262	+26	+226	+326	+26	+276	+401
	1,25	+28	+168	+240	+28	+208	+293	+28	+252	+363	+28	+308	+453
	1,5	+32	+182	+268	+32	+222	+332	+32	+268	+407	+32	+332	+507
	1,75	+34	+194	+299	+34	+234	+369	+34	+284	+459	+34	+349	+564
	2	+38	+208	+338	+38	+250	+413	+38	+303	+513	+38	+373	+638
	2,5	+42	+222	+397	+42	+266	+492	+42	+322	+602	+42	+397	+752

Св. 22,4 до 45	0,5	+20	+120	+132	+20	+145	+160	—	—	—	—	—	—
	0,75	+22	+140	+172	+22	+172	+212	+22	+212	+258	—	—	—
	1	+26	+158	+216	+26	+196	+262	+26	+238	+326	+26	+291	+401
	1,5	+32	+192	+268	+32	+232	+332	+32	+282	+407	+32	+347	+507
	2	+38	+218	+338	+38	+262	+413	+38	+318	+513	+38	+393	+638
	3	+48	+260	+448	+48	+313	+548	+48	+383	+678	+48	+473	+848
	3,5	+53	+277	+503	+53	+333	+613	+53	+408	+763	+53	+503	+953
	4	+60	+296	+535	+60	+360	+660	+60	+435	+810	+60	+535	+1010
	4,5	+63	+313	+593	+63	+378	+733	+63	+463	+913	+63	+563	+1123
Св. 45 до 90	0,5	+20	+126	+132	+20	+152	+160	—	—	—	—	—	—
	0,75	+22	+147	+172	+22	+182	+212	—	—	—	—	—	—
	1	+26	+176	+216	+26	+216	+262	+26	+262	+326	+26	+326	+401
	1,5	+32	+202	+268	+32	+244	+332	+32	+297	+407	+32	+367	+507
	2	+38	+228	+338	+38	+274	+413	+38	+338	+513	+38	+413	+638
	3	+48	+272	+448	+48	+328	+548	+48	+403	+678	+48	+498	+848
	4	+60	+310	+535	+60	+375	+660	+60	+460	+810	+60	+560	+1010
	5	+71	+336	+631	+71	+406	+781	+71	+496	+971	+71	+601	+1191
	5,5	+75	+355	+675	+75	+430	+825	+75	+525	+1025	+75	+635	+1255
	6	+80	+380	+710	+80	+455	+880	+80	+555	+1080	+80	+680	+1330
Св. 90 до 180	0,75	+22	+154	+172	+22	+192	+212	—	—	—	—	—	—
	1	+26	+186	+216	+26	+226	+262	—	—	—	—	—	—
	1,5	+32	+212	+268	+32	+256	+332	+26	+276	+326	—	—	—
	2	+38	+238	+338	+38	+288	+413	+32	+312	+407	+32	+387	+507
	3	+48	+284	+448	+48	+348	+548	+38	+353	+513	+38	+438	+638
	4	+60	+325	+535	+60	+395	+660	+48	+423	+678	+48	+523	+848
	6	+80	+395	+710	+80	+480	+880	+60	+485	+810	+60	+590	+1010
								+80	+580	+1080	+80	+710	+1330
Св. 180 до 355	1,5	+32	+222	+268	+32	+268	+332	+32	+332	+407	+32	+407	+507
	2	+38	+262	+338	+38	+318	+413	+38	+393	+513	+38	+488	+638
	3	+48	+313	+448	+48	+383	+548	+48	+473	+678	+48	+578	+848
	4	+60	+360	+535	+60	+435	+660	+60	+535	+810	+60	+660	+1010
	6	+80	+415	+710	+80	+505	+880	+80	+610	+1080	+80	+750	+1330
Св. 355 до 600	2	+38	+274	+338	+38	+338	+413	+38	+413	+513	+38	+513	+638
	4	+60	+375	+535	+60	+460	+660	+60	+560	+810	+60	+690	+1010
	6	+80	+435	+710	+80	+530	+880	+80	+640	+1080	+80	+790	+1330

Примечания: 1. Принятые обозначения отклонений: es, ei — соответственно верхние и нижние отклонения диаметров наружной резьбы (болта); ES, EI — соответственно верхние и нижние отклонения диаметров внутренней резьбы (гаек). 2. Предельные отклонения, указанные в скобках, назначать не рекомендуется. 3. Нижнее отклонение (ei) внутреннего диаметра d_1 болта и верхнее отклонение (ES) наружного диаметра D гайки не нормируются.

* Для резьбы с шагом $P < 0{,}8$ мм поле допуска $8h6h$.
** Верхние отклонения всех диаметров наружной резьбы (болтов) равны нулю.
*** Нижние отклонения всех диаметров внутренней резьбы (гаек) равны нулю.

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ДОПУСКАХ МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ С ЗАЗОРАМИ ПО ГОСТ 16093—70 И ГОСТ 17722—73

ГОСТ 16093—70 устанавливает допуски метрических резьб общего применения для диаметров от 1 до 600 мм, ГОСТ 17722—73 — допуски метрических резьб для приборостроения с диаметрами от 3,5 до 400 мм.

Схемы расположения полей допусков, принципы их образования, длины свинчивания и обозначения на чертежах аналогичны указанным для резьбы по СТ СЭВ 640—77 (см. п. 4.3).

ГОСТ 16093—70 и ГОСТ 17722—73 по сравнению со стандартами СЭВ имеют меньший набор полей допусков для образования посадок.

По ГОСТ 16093—70 в классе точности «точный» установлены поле допуска болта 4*h* и поле допуска гайки 4*H*5*H*; в классе точности «средний» — поля допусков болтов 6*h*, 6*g*, 6*e*, 6*d* и поля допусков гаек 5*H*6*H*, 6*H*, 6*G* (поля допусков 6*g* и 6*H* являются предпочтительными); в классе точности «грубый» — поля допусков болтов 8*h*, 8*g* и поля допусков гаек 7*H*, 7*G* (поля допусков 8*g* и 7*H* предпочтительные).

При длинах свинчивания, относящихся к группе *L* (большие) допускается применение дополнительных (к указанным выше) полей допусков болтов 7*h*6*h*, 7*g*6*g*, 7*e*6*e* (в среднем классе) и гаек 5*H*6*H* (в точном классе), 7*H*, 7*G* (в среднем классе).

Отклонения диаметров болтов и гаек с указанными полями допусков см. табл. 4.29.

По ГОСТ 17722—72 были установлены поля допусков в точных и среднем классах точности. В точном классе — поле допуска болта 4*h* и поле допуска гайки 4*H*5*H*; в среднем — поля допусков болтов 6*h*, 6*g*, 6*e* и поля допусков гаек 5*H*6*H*, 6*H*, 6*G* (поля допусков 6*g* и 6*H* предпочтительные).

При длинах свинчивания, относящихся к группе *S* (малые), допускается применение дополнительных полей допусков болтов 5*g*6*g* и гаек 4*H*5*H* (в среднем классе).

При длинах свинчивания группы *L* (большие) допускается дополнительное применение в точном классе поля допуска гайки 5*H*6*H* и в среднем классе — полей допусков болтов 7*h*6*h*, 7*g*6*g*, 7*e*6*e* и полей допусков гаек 7*H*, 7*G*.

Предельные отклонения диаметров болтов и гаек с указанными полями допусков см. табл. 4.29.

ВЫБОР ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ

Выбор полей допусков для деталей резьбовых соединений производится в зависимости от их назначения с учетом конструктивных и технологических требований. Рекомендации по применению полей допусков в стандарте не даны.

Для облегчения выбора в соответствии со сложившейся практикой поля допусков наружных и внутренних резьб объединены в классах точности: точном, среднем, грубом (см. табл. 4.28).

Поля допусков, относящиеся к точному классу, рекомендуется использовать для соединений, где требуется малое колебание зазоров в насадках, а также для ответственных статически нагруженных резьбовых деталей, поля допусков среднего класса — для резьб общего назначения и поля допусков грубого класса — при получении резьб на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях и т. д. [16].

Наибольшее распространение в машино- и приборостроении получили поля допусков среднего класса точности, при котором обеспечивается достаточная статическая и циклическая прочность резьбовых деталей. Поля допусков грубого класса можно использовать в тех случаях, когда нет необходимости в особой точности; точного — в ответственных соединениях (авиа- и автостроение) для резьб, передающих расчетные перемещения и т. п.

Посадки в резьбовых соединениях образуются сочетаниями полей допусков внутренней и наружной резьб. Допускаются любые сочетания полей допусков

по табл. 4.28. Предпочтительно следует использовать в посадках поля допусков одного класса точности.

Сочетание полей допусков с основными отклонениями H и h (H/h) образует посадку с гарантированным зазором, равным нулю.

Использование полей допусков с основными отклонениями g, G, f, e, d обеспечивает в соединениях гарантированные зазоры (наименьшие для полей допусков с основными отклонениями g, G, наибольшие — с основным отклонением d).

Зазоры в соединениях необходимы для достижения легкой свинчиваемости, компенсации температурных деформаций деталей при эксплуатации, при нанесении защитных покрытий и др. Следует учитывать, что зазоры по диаметрам резьбы способствуют более равномерному распределению нагрузки между витками и повышению циклической прочности соединений [17].

Наиболее часто используется посадка $6H/6g$.

Посадки с большими гарантированными зазорами применяют, если резьбовые детали эксплуатируются при высокой температуре (для компенсации температурных деформаций) [16]; если необходима легкая свинчиваемость даже при небольшом загрязнении или повреждении резьбы; если на детали наносят антикоррозийные покрытия значительной толщины. В последнем случае могут также использоваться поля допусков со специальными основными отклонениями F, E.

Виды, ряды толщин и обозначение металлических и неметаллических покрытий установлены ГОСТ 9.073—77.

ДОПУСКИ МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ С НАТЯГАМИ И ПЕРЕХОДНЫМИ ПОСАДКАМИ

Стандарты СТ СЭВ 305—76 «Резьба метрическая. Переходные посадки» и СТ СЭВ 306—76 «Резьба метрическая. Посадки с натягом» со сроком введения с 1.1.1981 распространяются на резьбы с профилем по СТ СЭВ 180—75, диаметрами $d = 5 \div 45$ мм и шагами $P = 0{,}8 \div 4{,}5$ мм (табл. 4.30)[1]. Эти резьбы применяются для образования резьбовых соединений с натягом и переходными посадками по среднему диаметру. По наружному и внутреннему диаметрам резьбы предусмотрены зазоры.

Основные размеры резьбы принимаются по СТ СЭВ 182—75 (см. табл. 4.24).

4.30. Резьба метрическая с натягами и переходными посадками. Диаметры и шаги, мм (по СТ СЭВ 305—76 и СТ СЭВ 306—76)

Номинальный диаметр резьбы		Шаги		Номинальный диаметр резьбы		Шаги	
1-й ряд	2-й ряд	крупные	мелкие	1-й ряд	2-й ряд	крупные	мелкие
5	—	0,8	—	20	18	2,5	2; 1,5
6	—	1	—	—	22	2,5	2; 1,5
8	—	1,25	1	24	27	3	2
10	—	1,5	1,25	30	33	3,5 *	2
12	—	1,75	1,5; 1,25	36	39	4 *	3
16	14	2	1,5	42	45	4,5 *	3

Примечания: 1. При выборе диаметров первый ряд следует предпочитать второму. 2. Шаги, отмеченные звездочкой, применяются только для метрической резьбы с переходными посадками по СТ СЭВ 305—76.

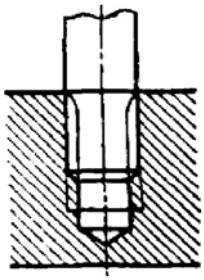
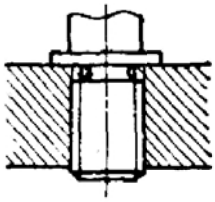
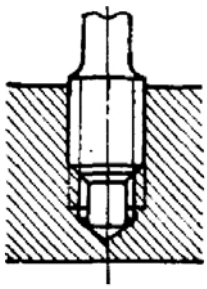
[1] С 1.II.82 г. введены ГОСТ 24834—81, который соответствует СТ СЭВ 305—76, и ГОСТ 4608—81, соответствующий СТ СЭВ 306—76. На эти ГОСТы и следует ссылаться в документах.

Метрические резьбы с натягами и переходными посадками предназначаются для резьбовых соединений, образованных ввертыванием стальных шпилек (резьба на ввинчиваемом конце шпилек) в резьбовые отверстия (внутренняя резьба) в деталях из различных материалов при следующих длинах свинчивания:

Сталь	$(1 \div 1{,}25)\,d$
Чугун	$(1{,}25 \div 1{,}5)\,d$
Алюминиевые и магниевые сплавы	$(1{,}5 \div 2)\,d$

Допускаются и другие длины свинчивания, но в этом случае применение посадок требует дополнительной проверки.

4.31. Примеры дополнительных элементов заклинивания в резьбовых соединениях с переходными посадками (по информационному приложению к СТ СЭВ 305—76)

Вид заклинивания	Материал детали с внутренней резьбой	Рекомендации к применению
1. Конический сбег резьбы * 	Сталь, чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	Наиболее часто используемый вид заклинивания. Применяется в сквозных и глухих отверстиях. Не рекомендуется применять при высоких динамических нагрузках. При слишком большом крутящем моменте затяжки может иметь место деформация внутренней резьбы в верхней части резьбового отверстия **
2. Плоский бурт 	В основном алюминиевые и магниевые сплавы	Применяется в сквозных и глухих отверстиях. Прилегающая плоскость бурта должна быть перпендикулярна к оси резьбы. Диаметр бурта должен быть не менее $1{,}5d$
3. Цилиндрическая цапфа 	Сталь, чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	Применяется только в глухих отверстиях. Имеет меньшее стопорящее действие, чем у элементов 1 и 2. Диаметр цилиндрической цапфы несколько меньше внутреннего диаметра резьбы. Угол конуса на конце цапфы должен совпадать с углом заточки сверла для обработки отверстия под резьбу

* Для накатанных резьб конический сбег имеет наилучшее заклинивающее действие тогда, когда сбег резьбы выполнен на всей длине переходного конуса.

** Во избежание деформации внутренняя резьба выполняется с зенковкой 60°. Толщина стенки резьбового отверстия должна быть не менее $0{,}5d$ для надежного распределения радиальных напряжений.

Резьбы с натягом применяются также в деталях с внутренней резьбой, изготовленных из высокопрочных и титановых сплавов.

СТ СЭВ 305—76 «Резьба метрическая. Переходные посадки» не распространяется на резьбовые соединения с рабочими температурами свыше 473 К и на соединения деталей из нержавеющих кислотоустойчивых хромоникелевых сталей.

Резьбы с натягами и переходными посадками находят применение в машинах и механизмах для крепежных соединений, работающих в условиях сотрясений, вибраций, переменного температурного режима, и в других случаях для обеспечения неподвижности резьбовых соединений при эксплуатации или центрирования деталей по резьбе.

Переходные посадки более технологичны, так как в случае их применения при сборке не требуется производить сортировку резьбовых деталей на группы, что обязательно для основных посадок с натягом.

В случае применения переходных посадок необходимо использовать дополнительные элементы заклинивания (табл. 4.31).

Форма впадины наружной резьбы по СТ СЭВ 305—76 и СТ СЭВ 306—76 должна быть закругленной (см. рис. 4.15). Для резьб с шагом $P \leqslant 1$ мм допускается применение переходных посадок и посадок с натягом для других материалов сопрягаемых деталей, но в этих случаях требуется дополнительная проверка посадок.

4.32. Значения радиусов закругления впадин наружной резьбы, мм (по СТ СЭВ 305—76 и СТ СЭВ 306—76)

Шаг P	Радиусы		Шаг P	Радиусы	
	R	R_{min}		R	R_{min}
0,8	0,115	0,080	2,5	0,361	0,250
1	0,144	0,100	3	0,433	0,300
1,25	0,180	0,125	3,5 *	0,505	0,350
1,5	0,217	0,150	4 *	0,577	0,400
1,75	0,253	0,175	4,5 *	0,650	0,450
2	0,289	0,200			

* Шаги, отмеченные звездочкой, используются только для резьбы по СТ СЭВ 305—76 (переходные посадки).

Допускается плоскосрезанная форма впадины (для резьб с натягами плоскосрезанная форма впадины оговаривается особо). Числовые значения радиусов закругления впадины наружной резьбы указаны в табл. 4.32.

Для образования полей допусков используются основные отклонения и степени точности.

В резьбах с натягом установлены следующие основные отклонения, зависящие от шага резьбы, и степени точности диаметров:

	Основные отклонения	Степени точности
Наружный диаметр шпильки (наружная резьба)	e (при $P \leqslant 1{,}25$ мм) c (при $P > 1{,}25$ мм)	6
Средний диаметр шпильки (наружная резьба)	n, p, r	2; 3
Наружный D и средний D_2 диаметры гнезда (внутренняя резьба)	H	2 (для D_2)
Внутренний диаметр D_1 гнезда (внутренняя резьба)	D (для $P \leqslant 1{,}25$ мм) C (для $P > 1{,}25$ мм)	4; 5

Для резьб с переходными посадками установлены следующие основные отклонения и степени точности диаметров:

	Основные отклонения	Степени точности
Наружный диаметр d шпильки (наружная резьба)	g	6
Средний диаметр d_2 шпильки (наружная резьба)	jk, m (для d от 5 до 16 мм)	2; 4
	j, m (для d от 18 до 30 мм)	2; 4
	jh (для d от 33 до 45 мм)	4

	Основные отклонения	Степени точности
Наружный диаметр D гнезда (внутренняя резьба)	H	—
Средний диаметр D_2 гнезда (внутренняя резьба)	H	3; 4; 5 (для d от 5 до 30 мм); 5 (для d от 33 до 45 мм)

Применяемые при различных условиях поля допусков и посадки приведены в табл. 4.33 и 4.34.

Отклонения метрических резьб с натягами даны в табл. 4.35, с переходными посадками — в табл. 4.36.

4.33. Поля допусков и посадки с натягом метрической резьбы (по СТ СЭВ 306—76)

Материал детали с внутренней резьбой	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков		Посадки	Дополнительные условия сборки
		внутренней резьбы	наружной резьбы		
Чугун и алюминиевые сплавы	До 1,25	$2H5D$	$2r$	$\frac{2H5D}{2r}$	—
	Св. 1,25	$2H5C$		$\frac{2H5C}{2r}$	
Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	До 1,25	$2H5D(2)$	$3p$ (2)	$\frac{2H5D(2)}{3p\ (2)}$	Сортировка на две группы
	Св. 1,25	$2H5C(2)$		$\frac{2H5C(2)}{3p\ (2)}$	
Сталь, высокопрочные и титановые сплавы	До 1,25	$2H4D(3)$	$3n$ (3)	$\frac{2H4D(3)}{3n\ (3)}$	Сортировка на три группы
	Св. 1,25	$2H4C(3)$		$\frac{2H4C(3)}{3n\ (3)}$	

Примечания: 1. Обозначение полей допусков резьб в основном соответствует общим правилам, изложенным в разделе «отклонения и допуски» метрической резьбы. 2. В обозначениях полей допусков наружной резьбы поле допуска наружного диаметра d, образованное сочетанием 6-й степени точности и основных, отклонение e или c, не указывается. 3. Дополнительно в скобках указывается число сортировочных групп. 4. Посадки $2H5D$ (2)/$3p$ (2); $2H5C$ (2)/$3p$ (2); $2H4D$ (3)/$3n$ (3); $2H4C$ (3)/$3n$ (3) осуществляются с сортировкой наружной и внутренней резьбы по собственно среднему диаметру на группы. Сборка соединения должна производиться из резьбовых одноименных групп (см., например, схему на рис. табл. 4.35).

Допуски среднего диаметра резьбы, сортируемых на группы (см. табл. 4.35), не включают диаметральных компенсаций отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля.

Допуски среднего диаметра резьбы деталей (см. табл. 4.35 и 4.36), не сортируемых на группы, являются суммарными.

Отклонение формы наружной и внутренней резьб, определяемое разностью между наибольшим и наименьшим действительными значениями среднего диаметра, не должно превышать 25 % от допуска среднего диаметра. Обратная конусность не допускается.

Стандартами установлены также отклонения шага и угла наклона боковой стороны профиля, которые относятся к стандартным длинам свинчивания (с. 168):

Шаг P, мм	Отклонения шага, мкм	Отклонения угла наклона боковой стороны профиля
0,8; 1; 1,25	±12	±50′
1,5; 1,75	±16	±45′
2; 2,5	±20	±40′
3; 3,5	±24	±35′
4; 4,5	±28	±30′

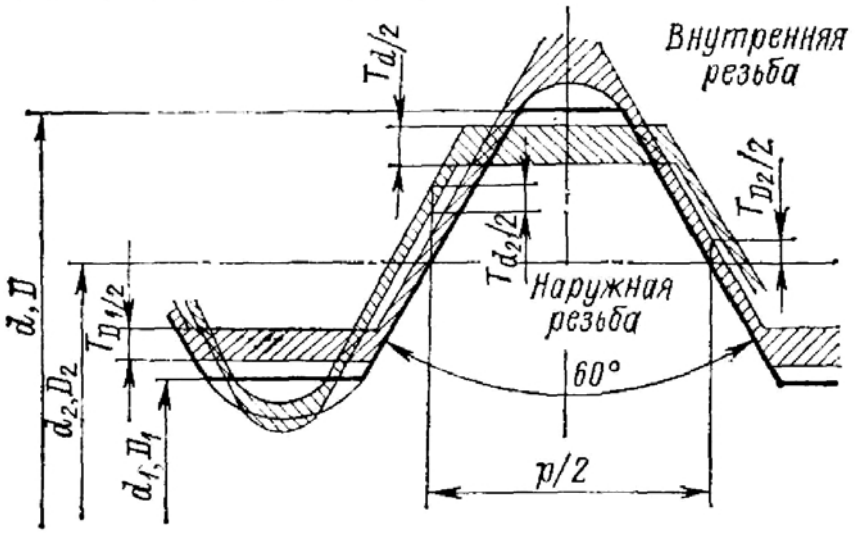
Отклонения формы резьбы, отклонения шага и угла наклона не подлежат обязательному контролю, если это особо не оговорено.

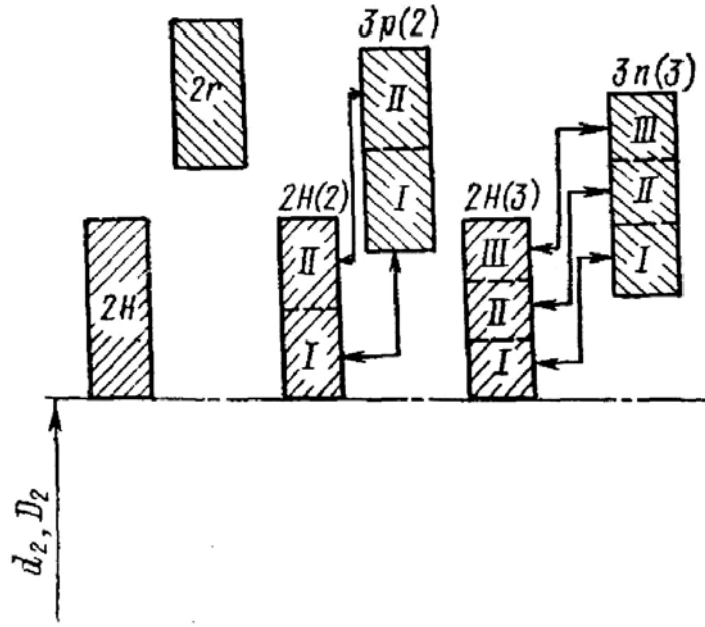
4.34. Поля допусков и переходные посадки метрической резьбы (по СТ СЭВ 305—76)

Материал детали с внутренней резьбой	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поля допусков		Посадки
		внутренней резьбы	наружной резьбы	
Сталь	5—16	$4H6H$; $3H6H$	$4jk$; $2m$	$\frac{4H6H}{4jk}$; $\frac{3H6H}{2m}$
	18—30	$4H6H$; $3H6H$	$4j$; $2m$	$\frac{4H6H}{4j}$; $\frac{3H6H}{2m}$
	33—45	$5H6H$	$4jh$	$\frac{5H6H}{4jh}$
Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	5—16	$5H6H$; $3H6H$	$4jk$; $2m$	$\frac{5H6H}{4jk}$; $\frac{3H6H}{2m}$
	18—30	$5H6H$; $3H6H$	$4j$; $2m$	$\frac{5H6H}{4j}$; $\frac{3H6H}{2m}$
	33—45	$5H6H$	$4jh$	$\frac{5H6H}{4jn}$

Примечания: 1. Все указанные посадки предусматривают обязательное применение дополнительных элементов заклинивания (см. табл. 4.31). 2. См. примечание 1 табл. 4.33. 3. В обозначениях полей допусков наружной резьбы поле допуска наружного диаметра, образованное сочетанием 6-й степени точности и основного отклонения g, не указывается. 4. Допускается применением посадок $\frac{3H6H}{3p}$ и $\frac{3H6H}{3n}$, образованных полем допуска $3H6H$ в сочетании с полями $3p$ и $3n$ по СТ СЭВ 306—76 (без сортировки на группы—см. табл. 4.33). Использование указанных посадок требует дополнительной их проверки.

4.35. Отклонения метрических резьб

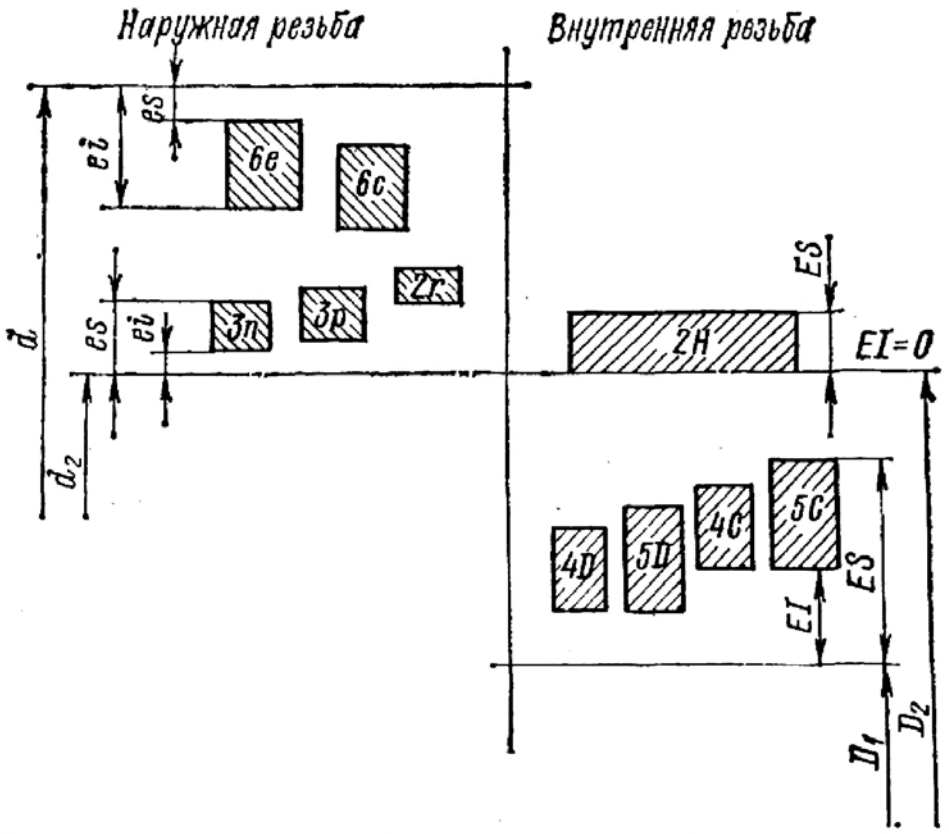




Посадки $\frac{2H5D}{2r}$ (для $P \leqslant 1{,}25$ мм)

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поле допуска наруж	
		Откло	
		среднего диаметра d_2	
		верхние	нижние
0,8	Св. 2,8 до 5,6	+109	+71
1	Св. 5,6 до 11,2	+125	+80
1,25	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	+133 +138	+85 +85
1,5	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	+148 +151	+95 +95

с натягами (по СТ СЭВ 306—76)



и $\frac{2H5C}{2r}$ (для $P > 1{,}25$ мм)

ной резьбы 2r		Поле допуска внутренней резьбы 2H5D и 2H5C			
нения, мкм					
наружного диаметра d		среднего диаметра D_2		внутреннего диаметра D_1	
верхние	нижние	нижние	верхние	нижние	верхние
−60	−210	0	+50	+90	+250
−60	−240	0	+60	+90	+280
−63	−275	0	+63 +71	+95	+307
−140	−376	0	+71 +75	+140	+376

Посадки $\frac{2H5D}{2r}$ (для $P \leqslant 1{,}25$ мм)

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поле допуска наруж	
		Откло	
		среднего диаметра d_2	
		верхние	нижние
1,75	Св. 11,2 до 22,4	+165	+105
2	Св. 11,2 до 22,4 » 22,4 » 45	+173 +177	+110 +110
2,5	Св. 11,2 до 22,4	+197	+130
3	Св. 22,4 до 45	+220	+140

Посадки $\frac{2H5D\ (2)}{3p\ (2)}$ (для $P \leqslant 1{,}25$ мм)

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поле допуска наруж		
		Откло		
		среднего диаметра d_2		
		верхние	граница II и I групп	нижние
0,8	Св. 2,8 до 5,6	+96	+72	+48
1	Св. 5,6 до 11,2	+109	+81	+53
1,25	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	+116 +123	+86 +89	+56 +56
1,5	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	+13 +134	+96 +98	+63 +63
1,75	Св. 11,2 до 22,4	+142	+104	+67
2	Св. 11,2 до 22,4 » 22,4 » 45	+155 +160	+115 +117	+75 +75
2,5	Св. 11,2 до 22,4	+170	+127	+85
3	Св. 22,4 до 45	+195	+145	+95

Продолжение табл. 4.35

и $\frac{2H5C}{2r}$ (для $P > 1{,}25$ мм)

ной резьбы $2r$		Поле допуска внутренней резьбы $2H5D$ и $2H5C$			
нения, мкм					
наружного диаметра d		среднего диаметра D_2		внутреннего диаметра D_1	
верхние	нижние	нижние	верхние	нижние	верхние
−145	−410	0	+80	+145	+410
−150	−430	0	+85 +90	+150	+450
−160	−505	0	+90	+160	+515
−170	−545	0	+106	+170	+570

и $\frac{2H5C\ (2)}{3p\ (2)}$ (для $P > 1{,}25$ мм)

ной резьбы $3p$ (2)		Поле допуска внутренней резьбы $2H5D$ (2) и $2H5C$ (2)				
нения, мкм						
наружного диаметра d		среднего диаметра D_2			внутреннего диаметра D_1	
верхние	нижние	нижние	граница I и II групп	верхние	нижние	верхние
−60	−210	0	+25	+50	+90	+250
−60	−240	0	+30	+60	+90	+280
−63	−275	0 0	+31 +35	+63 +71	+95	+307
−140	−376	0 0	+35 +37	+71 +75	+140	+376
−145	−410	0	+40	80	+145	+410
−150	−430	0 0	+42 +45	+85 +90	+150	+450
−160	−505	0	+45	+90	+160	+515
−170	−545	0	+53	+106	+170	+570

Посадки $\frac{2H4D\ (3)}{3n\ (3)}$ (для $P \leqslant 1{,}25$ мм)

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поле допуска наружной резьбы			
		Откло			
		среднего диаметра d_2			
		верхние	граница групп		нижние
			III и II	II и I	
0,8	Св. 2,8 до 5,6	+82	+66	+50	+34
1	Св. 5,6 до 11,2	+94	+75	+56	+38
1,25	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	+102 +109	+82 +86	+62 +64	+42 +42
1,5	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	+112 +116	+89 +91	+67 +68	+45 +45
1,75	Св. 11,2 до 22,4	+125	+100	+75	+50
2	Св. 11,2 до 22,4 » 22,4 » 45	+134 +139	+106 +110	+79 +81	+53 +53
2,5	Св. 11,2 до 22,4	+147	+119	+91	+63
3	Св 22,4 до 45	+170	+137	+104	+71

Примечания: 1. Предельные отклонения внутреннего диаметра наружной поля допуска среднего диаметра d_2 и предельными отклонениями формы впадины равно верхнему отклонению среднего диаметра $es\ (d_2) = es\ (d_1)$. 2. Верхнее отклонение

Продолжение табл. 4.35

и $\frac{2H4C\ (3)}{3n\ (3)}$ (для $P > 1{,}25$ мм)

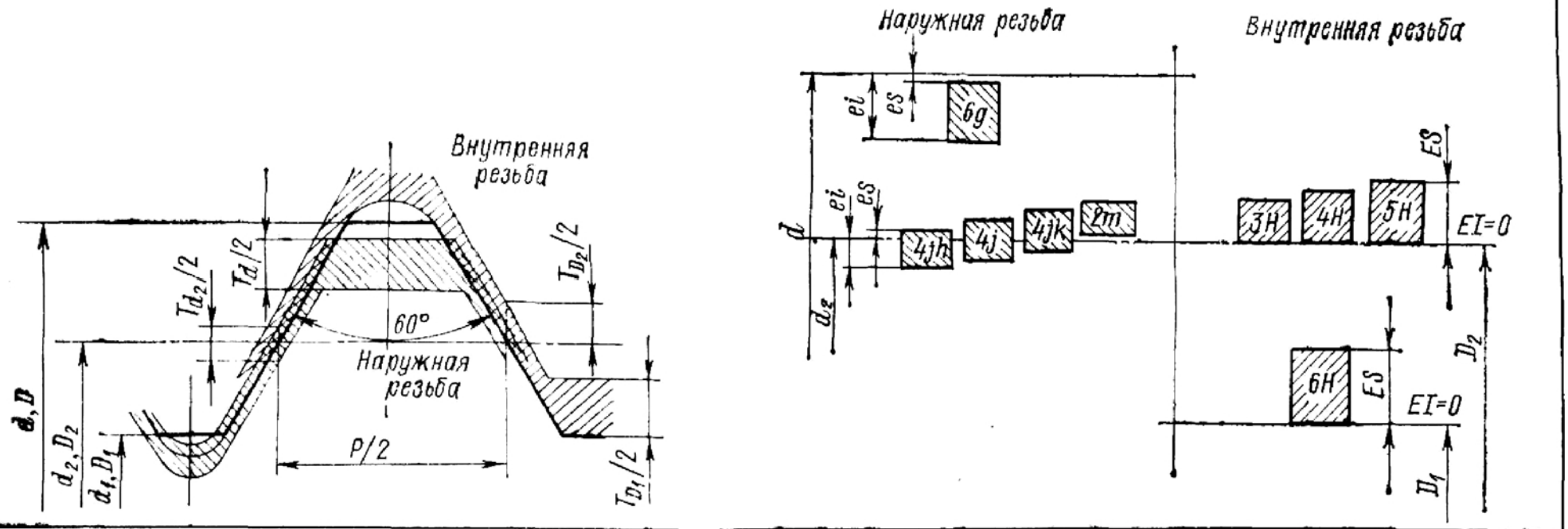
3n (3)	Поле допуска внутренней резьбы 2H4D (3), 2H4C (3)

нения, мкм

наружного диаметра d		среднего диаметра D_2				внутреннего диаметра D_1	
			граница групп				
верхние	нижние	нижние	I и II	II и III	верхние	нижние	верхние
−60	−210	0	+16	+33	+50	+90	+215
−60	−240	0	+20	+40	+60	+90	+240
−63	−275	0 0	+21 +23	+42 +47	+63 +71	+95	+265
−140	−376	0 0	+23 +25	+47 +50	+71 +75	+140	+330
−145	−410	0	+27	+54	+80	+145	+357
−150	−430	0 0	+28 +30	+56 +60	+85 +90	+150	+386
−160	−505	0	+30	+60	+90	+160	+446
−170	−545	0	+35	+70	+106	+170	+485

резьбы по дну впадины d_3 не устанавливаются. Они ограничиваются положением наружной резьбы. Верхнее отклонение внутреннего диаметра наружной резьбы es (d_1) наружного диаметра внутренней резьбы ES (D) не устанавливается. EI (D) = 0.

4.36. Отклонения метрических резьб с переходными посадками (по СТ СЭВ 305—76)



Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Отклонения, мкм									
		среднего диаметра d_2 для полей допусков								наружного диаметра d для полей допусков 4jh, 4j, 4jk, 2m	
		4jh		4j		4jk		2m			
		верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние
0,8	Св. 2,8 до 5,6	—	—	—	—	+51	—9	+62	+24	—24	—174
1	Св. 5,6 до 11,2	—	—	—	—	+60	—11	+71	+26	—26	—206
1,25	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	— —	— —	— —	— —	+61 +71	—14 —14	+75 +81	+28 +28	—28	—240
1,5	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	— —	— —	— +49	— —41	+69 +74	—16 —16	+85 +88	+32 +32	—32	—268

1,75	Св. 11,2 до 22,4	—	—	—	—	+76	—19	+94	+34	—34	—299
2	Св. 11,2 до 22,4 » 22,4 » 45	— +4	— —102	+53 +59	—47 —47	+78 —	—22 —	+102 +106	+38 +38	—38	—318
2,5	Св. 11,2 до 22,4	—	—	+54	—52	—	—	+110	+42	—42	—377
3	Св. 22,4 до 45	+12	—113	+67	—58	—	—	+128	+48	—48	—423
3,5	Св. 22,4 до 45	+14	—118	+68	—64	—	—	—	—	—53	—478
4	Св. 22,4 до 45	+16	—124	—	—	—	—	—	—	—80	—535
4,5	Св. 22,4 до 45	+20	—130	—	—	—	—	—	—	—63	—563

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Наружная резьба						Внутренняя резьба			
		Отклонения, мкм									
		среднего диаметра d_2 для полей допусков резьбы				наружного диаметра d для полей допусков $3p$, $3n$		среднего диаметра D_2 для полей допусков резьбы			внутреннего диаметра D_1 для полей допусков $3H6H$, $4H6H$, $5H6H$
		$3p$		$3n$				$3H6H$	$4H6H$	$5H6H$	
		Верхние	Нижние	Верхние	Нижние	Верхние	Нижние	Верхние *			
0,8	Св. 2,8 до 5,6	+96	+48	+82	+34	—60	—210	+65	+80	+100	+200
1	Св. 5,6 до 11,2	+109	+53	+94	+38	—60	—240	+76	+95	+118	+236
1,25	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	+116 +123	+56 +56	+102 +109	+42 +42	—63	—275	+80 +90	+100 +112	+125 +140	+265
1,5	Св. 5,6 до 11,2 » 11,2 » 22,4	+130 +134	+63 +63	+112 +116	+45 +45	—140	—376	+90 +95	+112 +118	+140 +150	+300

Продолжение табл. 4.36

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Наружная резьба						Внутренняя резьба			
		Отклонения, мкм									
		среднего диаметра d_2 для полей допусков резьбы				наружного диаметра d для полей допусков $3p$, $3n$		среднего диаметра D_2 для полей допусков резьбы			внутреннего диаметра D_1 для полей допусков $3H6H$, $4H6H$, $5H6H$
		$3p$		$3n$				$3H6H$	$4H6H$	$5H6H$	
		Верхние	Нижние	Верхние	Нижние	Верхние	Нижние	Верхние *			
1,75	Св. 11,2 до 22,4	+142	+67	+125	+50	−145	−410	+102	+125	+160	+335
2	Св. 11,2 до 22,4 » 22,4 » 45	+155 +160	+75 +75	+134 +139	+53 +53	−150	−430	+109 +116	+132 +140	+170 +180	+375
2,5	Св. 11,2 до 22,4	+170	+85	+147	+63	−160	−505	+116	+140	+180	+450
3	Св. 22,4 до 45	+195	+95	+170	+71	−170	−545	+136	+170	+212	+500
3,5	Св. 22,4 до 45	—	—	—	—	—	—	—	+180	+224	+560
4	Св. 22,4 до 45	—	—	—	—	—	—	—	—	+236	+600
4,5	Св. 22,4 до 45	—	—	—	—	—	—	—	—	+250	+670

Примечания: 1. См. п. 1 и 2 примечаний табл. 4.35. 2. Предельные отклонения диаметров резьбы относятся к размерам деталей до нанесения защитного покрытия. При толщине слоя защитного покрытия свыше 12 мкм необходимо учитывать изменение характера посадки после нанесения покрытия и назначать посадки с меньшими натягами.

* Нижние отклонения среднего D_2, внутреннего D_1 и наружного D диаметров равны нулю. Верхние отклонения наружного диаметра D не ограничиваются.

ОБОЗНАЧЕНИЯ МЕТРИЧЕСКИХ РЕЗЬБ НА ЧЕРТЕЖАХ

На чертежах деталей обозначения поля допуска резьбы следует за обозначением размера резьбы в соответствии с ГОСТ 8724—81. Например, для резьбы с крупным шагом:

болт $M24-6g$; гайка $M24-6H$;

обозначение резьбы с длиной свинчивания, отличающейся от нормальной: $M24-7g6g-40$;

для левой резьбы:

болт $M24LH-6g$; гайка $M24LH-6H$;

для резьбы с мелким шагом:

болт $M24\times2-6g$; гайка $M24\times2-6H$;

для резьбы шпильки: $M16-2r$; для резьбы гнезда: $M16-2H5C$.

На сборочных чертежах посадки резьбовых соединений обозначаются дробью, в числителе которой указывают обозначение поля допуска гайки, в знаменателе — поле допуска болта (винта, шпильки). Например, $M24-6H/6g$; $M24\times2-6H/6g$; $M12-4H5H/4h$; $M16-2H5C/2r$; $M0{,}5-4H5/5h3$.

4.4. РЕЗЬБА КРУГЛАЯ

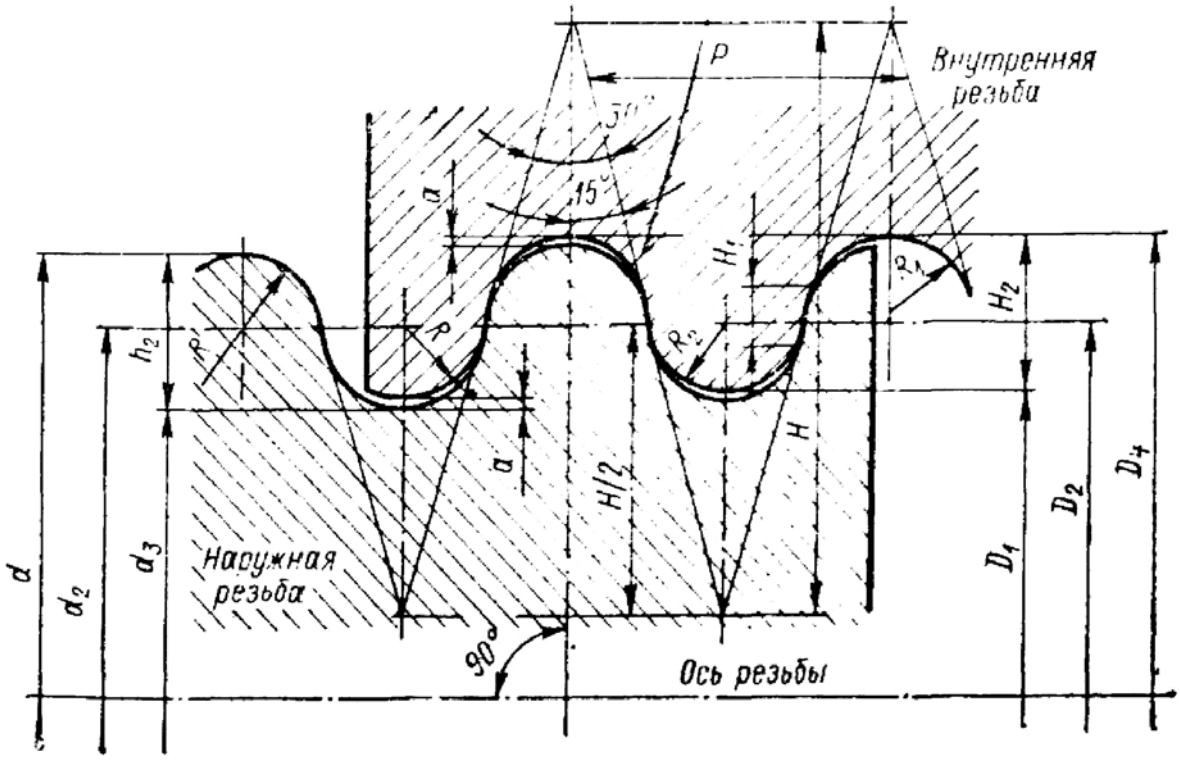
Стандарт СЭВ 307—76 (со сроком введения 1.I 1980 г.) регламентирует профиль, номинальные диаметры, шаги, основные размеры и допуски резьб с закругленным профилем диаметрами от 8 до 200 мм. Стандарт не распространяется на круглые резьбы специального назначения.

Профиль и основные размеры резьбы даны в табл. 4.37.

Для круглой резьбы установлена одна степень точности. Предельные отклонения диаметров и расположение полей допусков резьбы приведены в табл. 4.38. Допуски среднего диаметра резьбы являются суммарными.

Круглая резьба обозначается буквами *Rd* и номинальным диаметром, например *Rd12*, *Rd90*. Для левой резьбы в обозначении добавляют буквы *LH*, например *Rd12LH*; *Rd90LH*.

4.37. Размеры круглой резьбы, мм (по СТ СЭВ 307—76)



$R_1 = 0{,}221047P$; $R_2 = 0{,}255967P$; $H = 1{,}866025P$; $H_1 = 0{,}083505P$; $h_2 = H_2 = 0{,}5P$; $a = 0{,}05P$; $R = 0{,}238507P$

Продолжение табл. 4.37

Номинальный диаметр резьбы d, для ряда		Шаг резьбы P	Номинальный диаметр резьбы d, для ряда		Шаг резьбы P	Номинальный диаметр резьбы d, для ряда		Шаг резьбы P
1	2		1	2		1	2	
8	9	2,540	48	50	4,233		(105)	6,350
10	(11)		52	55			110	
12			60	(58)			(115)	
				(62)		120	(125)	
				65			130	
16	14	3,175	70	(68)			(135)	
20	18			(72)		140	(145)	
24	22; 26			75			150	
28	30		80	(78)			(155)	
32	(34)			(82)		160	(165)	
36	(38)			85			170	
			90	(88)			(175)	
				(92)		180	(185)	
40	(42)	4,233		95		200	190	
44	(46)		100	(98)			(195)	

Примечания: 1. При выборе диаметров 1-й ряд следует предпочитать 2-му. 2. Диаметры, заключенные в скобки, по возможности не применять. 3. На длине 25,4 мм число шагов (z):

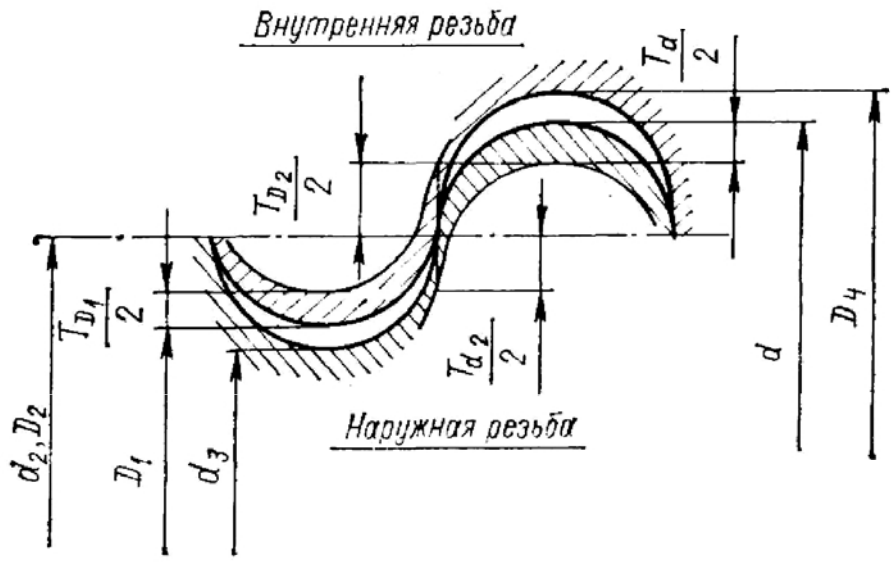
Шаг P, мм	2,540	3,175	4,233	6,350
Число шагов z на длине 25,4 мм	10	8	6	4

Номинальные значения среднего и внутреннего диаметров резьбы

Шаг резьбы P	Наружная резьба		Внутренняя резьба		
	Диаметр резьбы				
	наружный d	внутренний d_3	средний $d_2 = D_2$	наружный D_4	внутренний D_1
2,540	d	$d-3+0{,}460$	$d-2+0{,}730$	$d+0{,}254$	$d-3+0{,}714$
3,175	d	$d-4+0{,}825$	$d-2+0{,}412$	$d+0{,}318$	$d-3+0{,}142$
4,233	d	$d-5+0{,}767$	$d-3+0{,}883$	$d+0{,}423$	$d-4+0{,}190$
6,350	d	$d-7+0{,}650$	$d-4+0{,}825$	$d+0{,}635$	$d-6+0{,}285$

Пример определения диаметров для резьбы с номинальным диаметром $d = 90$ мм; $P = 4{,}233$ мм; $d_3 = 85{,}767$ мм; $d_2 = D_2 = 87{,}883$ мм; $D_4 = 90{,}423$ мм; $D_1 = 86{,}190$ мм.

4.38. Отклонения круглой резьбы (по СТ СЭВ 307—76)



Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Наружная резьба		Внутренняя резьба		Наибольшая длина свинчивания L_{max}, мм
		Отклонения, мкм				
		наружного диаметра d	среднего диаметра d_2	среднего диаметра D_2	внутреннего диаметра D_1	
		нижние *		верхние **		
Св 5,6 до 11,2	2,540	—200	—160	+272	+340	26
Св 11,2 до 22,4	2,540 3,175	—215 —236	—172 —189	+292 +321	+365 +401	28 35
Св 22,4 до 45	3,175 4,233	—240 —283	—192 —226	+326 +384	+408 +480	40 54
Св 45 до 90	4,233	—303	—242	+411	+514	61
Св 90 до 180	4,233 6,350	—325 —381	—260 —305	+442 +518	+552 +648	67 105
Св 180 до 355	6,350	—409	—327	+556	+695	121

Примечания: 1. Верхнее отклонение (es) внутреннего диаметра наружной резьбы d_3 равно нулю, нижнее отклонение того же диаметра не устанавливается. 2. Верхнее отклонение (ES) наружного диаметра внутренней резьбы D_4 не устанавливается, нижнее отклонение этого диаметра равно нулю. 3. Допуски резьбы относятся к длинам свинчивания, не превышающим указанных в таблице.

* Верхние отклонения диаметров d и d_2 равны нулю.
** Нижние отклонения диаметров D_2 и D_1 равны нулю.

4.5. РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ ОДНОЗАХОДНАЯ

НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Резьба трапецеидальная однозаходная для диаметров 8—640 мм предназначена для передачи движения и применяется в различных винтовых механизмах: ходовые винты станков и различные отсчетные устройства, винты суппортов, грузовые винты домкратов, прессов и т. д. Такое применение объясняется малым углом профиля (30 вместо 60° у метрической резьбы), что обеспечивает повышенный к. п. д. [см. формулу (4.11)] за счет снижения приведенного коэффициента трения [см. формулу (4.10)].

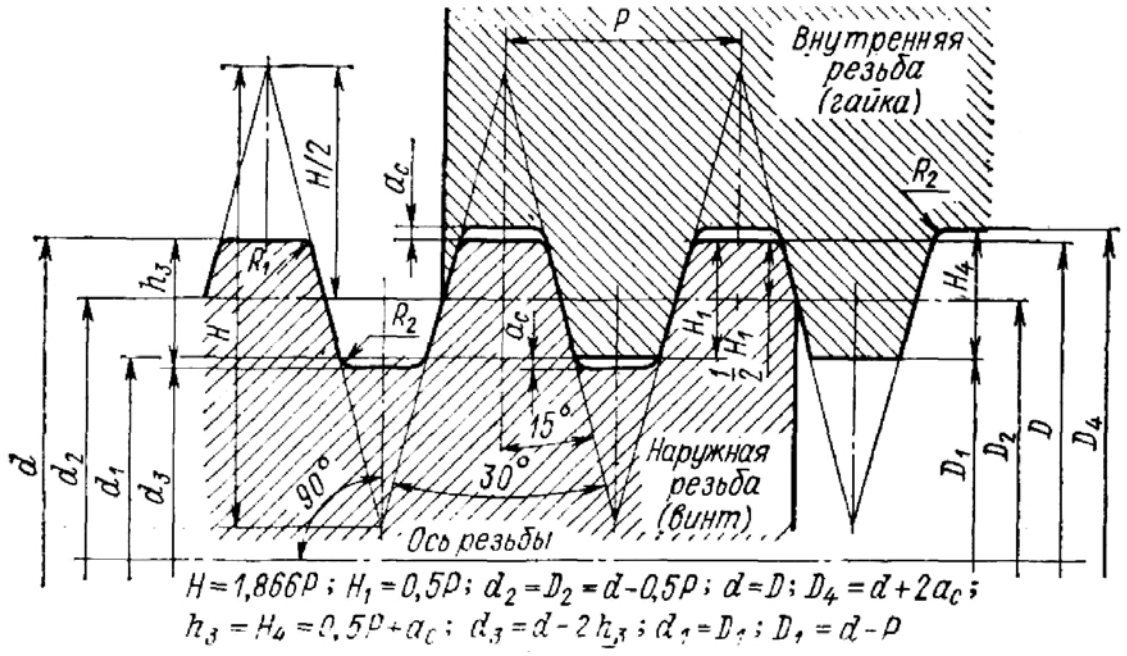
Профиль трапецеидальной однозаходной и многозаходной резьбы регламентирован ГОСТ 9484—81 (СТ СЭВ 146—78). Диаметры и шаги трапецеидальной однозаходной резьбы по ГОСТ 24738—81 (СТ СЭВ 639—77) приведены в табл. 4.39. Основные размеры трапецеидальной однозаходной резьбы по ГОСТ 24737—81 (СТ СЭВ 838—78) даны в табл. 4.40.

4.39. Диаметры и шаги трапецеидальной однозаходной резьбы, мм по ГОСТ 24738—81 (СТ СЭВ 639—77)

Номинальный диаметр резьбы d для ряда		Шаг P	Номинальный диаметр резьбы d для ряда		Шаг P
1	2		1	2	
8	—	**1,5**; 2*	140	—	6, **14**, 16*, 24
10	9	1,5; **2**	—	150	6, **16**, 24
—	11	**2**, 3	160	170	6, 8*, **16**, 24*, 28
12	14	2, **3**	180	—	8, **18**, 20*, 28, 32*
16	—	2, **4**	—	190	8, **18**, 20*, 32
20	18	2, **4**	200	—	8, 10*, **18**, 20*, 32
—	22	2*, 3, **5**, 8	220	210	8, 10*, **20**, 32*, 36
24	26	2*, 3, **5**, 8	—	230	8, **20**, 36
28	—	2*, 3, **5**, 8	240	—	8, 12*, **22**, 24*, 36, 40*
32	30	3, **6**, 10	260	250	12, **22**, 24*, 40
36	34	3, **6**, 10	280	270	12, **24**, 40
—	38	3, 6*, **7**, 10	—	290	12, **24**, 44
40	42	3, 6*, **7**, 10	300	—	12, **24**, 40*, 44
44	—	3, **7**, 8*, 12	320	340	12, 48
48	46	3, **8**, 12	360	380	12, 48
52	50	3, **8**, 12	400	—	12, 48
60	55	3, 8*, **9**, 12*, 14	440	420	**16**
70	65	4, **10**, 16	—	460	**16**
80	75	4, **10**, 16	500	480	**16**
90	85	4, 5*, **12**, 18, 20*	—	520	**20**
—	95	4, 5*, **12**, 18, 20*	560	540	**20**
			—	580	**20**
100	110	4, 5*, **12**, 20	620	600	**24**
120	130	6, **14**, 16*, 22, 24*	—	640	**24**

Примечания: 1. При выборе диаметров резьбы первый ряд следует предпочитать второму. 2. Шаги, напечатанные полужирным шрифтом, являются предпочтительными при разработке новых конструкций. 3. Шаги, обозначенные звездочкой, не следует применять при разработке новых конструкций.

4.40. Размеры трапецеидальной резьбы, мм по ГОСТ 9484—81 (СТ СЭВ 146—78), ГОСТ 24737—81 (СТ СЭВ 838—78)



$H = 1{,}866P$; $H_1 = 0{,}5P$; $d_2 = D_2 = d - 0{,}5P$; $d = D$; $D_4 = d + 2a_c$;
$h_3 = H_4 = 0{,}5P + a_c$; $d_3 = d - 2h_3$; $d_1 = D_1$; $D_1 = d - P$

Шаг резьбы P	Винт (наружная резьба)		Винт и гайка	Гайка (внутренняя резьба)	
	Диаметр резьбы				
	наружный d	внутренний d_3	средний $d_2 = D_2$	наружный D_4	внутренний D_1
1,5	8; 9; 10	$d-1{,}8$	$d-0{,}75$	$d+0{,}3$	$d-1{,}5$
2	8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28	$d-2{,}5$	$d-1$	$d+0{,}5$	$d-2$
3	11; 12; 14; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 60	$d-3{,}5$	$d-1{,}5$	$d+0{,}5$	$d-3$
4	16; 18; 20; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110	$d-4{,}5$	$d-2$	$d+0{,}5$	$d-4$
5	22; 24; 26; 28; 85, 90; 95; 100; 110	$d-5{,}5$	$d-2{,}5$	$d+0{,}5$	$d-5$
6	30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 120; 130; 140; 150; 160; 170	$d-7$	$d-3$	$d+1$	$d-6$
7	38; 40; 42; 44	$d-8$	$d-3{,}5$	$d+1$	$d-7$
8	22; 24; 26; 28; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 60; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 230; 240	$d-9$	$d-4$	$d+1$	$d-8$
9	55; 60	$d-10$	$d-4{,}5$	$d+1$	$d-9$

Продолжение табл. 4.40

Шаг резьбы P	Винт (наружная резьба)		Винт и гайка	Гайка (внутренняя резьба)	
	Диаметр резьбы				
	наружный d	внутренний d_3	средний $d_2 = D_2$	наружный D_4	внутренний D_1
10	30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 65; 70; 75; 80; 200; 210; 220	$d-11$	$d-5$	$d+1$	$d-10$
12	44; 46; 48; 50; 52; 55; 60; 85; 90; 95; 100; 110; 240; 250; 260; 270; 280; 290; 300; 320; 340; 360; 380; 400	$d-13$	$d-6$	$d+1$	$d-12$
14	55; 60; 120; 130; 140	$d-16$	$d-7$	$d+2$	$d-14$
16	65; 70; 75; 80; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 420; 440; 460; 480; 500	$d-18$	$d-8$	$d+2$	$d-16$
18	85; 90; 95; 180; 190; 200	$d-20$	$d-9$	$d+2$	$d-18$
20	85; 90; 95; 100; 110; 180; 190; 200; 210; 220; 230; 520; 540; 560; 580	$d-22$	$d-10$	$d+2$	$d-20$
22	120; 130; 240; 250; 260	$d-24$	$d-11$	$d+2$	$d-22$
24	120; 130; 140; 150; 160; 170; 240; 250; 260; 270; 280; 290; 300; 600; 620; 640	$d-26$	$d-12$	$d+2$	$d-24$
28	160; 170; 180	$d-30$	$d-14$	$d+2$	$d-28$
32	180; 190; 200; 210; 220	$d-34$	$d-16$	$d+2$	$d-32$
36	210; 220; 230; 240	$d-38$	$d-18$	$d+2$	$d-36$
40	240; 250; 260; 270; 280; 300	$d-42$	$d-20$	$d+2$	$d-40$
44	290; 300	$d-46$	$d-22$	$d+2$	$d-44$
48	320; 340; 360; 380; 400	$d-50$	$d-24$	$d+2$	$d-48$

Пример: Резьба $Tr40\times7$

Винт (наружная резьба)	Винт и гайка	Гайка (внутренняя резьба)
$d = 40$; $d_3 = 32$	$d_2 = D_2 = 36{,}5$	$D_4 = 41$; $D_1 = 33$

Продолжение табл. 4.40

Размеры элементов резьбы					
Шаг резьбы P	Высота профиля $h_3 = H_4$	Рабочая высота профиля H_1	Зазор a_c	Радиус	
				$R_1 = 0{,}5a_c$	$R_2 = a_c$
				не более	
1,5	0,90	0,75	0,15	0,075	0,15
2 3 4 5	1,25 1,75 2,25 2,75	1 1,5 2 2,5	0,25	0,125	0,25
6 7 8 9 10 12	3,5 4 4,5 5 5,5 6,5	3 3,5 4 4,5 5 6	0,5 0,5	0,250 0,250	0,50 0,50
14 16 18 20 22 24 28 32 36 40 44 48	8 9 10 11 12 13 15 17 19 21 23 25	7 8 9 10 11 12 14 16 18 20 22 24	1,0	0,5	1,00

Примечания: 1. d_1 и D — диаметры воображаемых цилиндров, ограничивающих прямолинейные участки боковых сторон профиля. 2. Профиль вершины резьбы винта предпочтительно выполнять с радиусами R_1 и R_2 или фасками с размерами, не превышающими $0{,}5a_c$. 3. Для накатанной резьбы профиль впадины резьбы винта допускается выполнять закругленным. При этом внутренний диаметр d_3 может быть уменьшен на $0{,}15P$.

ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ

Допуски трапецеидальной однозаходной резьбы определены ГОСТ 9562—81 (СТ СЭВ 836—78), который распространяется на резьбу с профилем по ГОСТ 9484—81 (СТ СЭВ 146—78), диаметрами и шагами по ГОСТ 24738—81 (табл. 4.39), основными размерами по ГОСТ 24737—81 (табл. 4.40) и не распространяется на резьбы, предназначенные для точных перемещений.

Для получения различных полей допусков диаметров устанавливают ряды основных отклонений (верхние для винтов и нижние для гаек) и степени точности:

	Основные отклонения	Степени точности
Диаметр винта наружный d	h	4; 6
» » средний d_2	h, g, e, c	6; 7; 8; 9
» » внутренний d_3	h	6; 7; 8; 9
» гайки наружный D_4	H	—
» » средний D_2	H	6; 7; 8; 9
» » внутренний D_1	H	4

4.41. Длины свинчивания трапецеидальных и упорных резьб, мм по ГОСТ 9562—81 (СТ СЭВ 836—78), ГОСТ 24739—81 (СТ СЭВ 185—79), СТ СЭВ 2058—79

Номинальный диаметр резьбы	Шаг резьбы P	Обозначение длин свинчивания	
		N (нормальные)	L (большие)
Св. 5,6 до 11,2	1,5	Св. 5 до 15	Св. 15
	2	» 6 » 19	» 19
	3	» 10 » 28	» 28
Св. 11,2 до 22,4	2	Св. 8 до 24	Св. 24
	3	» 11 » 32	» 32
	4	» 15 » 43	» 43
	5	» 18 » 53	» 53
	8	» 30 » 85	» 85
Св. 22,4 до 45	2	Св. 8 до 25	Св. 25
	3	» 12 » 36	» 36
	5	» 21 » 63	» 63
	6	» 25 » 75	» 75
	7	» 30 » 85	» 85
	8	» 34 » 100	» 100
	10	» 42 » 125	» 125
	12	» 50 » 150	» 150
Св. 45 до 90	3	Св. 15 до 45	Св. 45
	4	» 19 » 56	» 56
	5	» 24 » 71	» 71
	8	» 38 » 118	» 118
	9	» 43 » 132	» 132
	10	» 50 » 140	» 140
	12	» 60 » 170	» 170
	14	» 67 » 200	» 200
	16	» 75 » 236	» 236
	18	» 85 » 265	» 265
	20	» 95 » 280	» 280
Св. 90 до 180	4	Св. 24 до 71	Св. 71
	5	» 28 » 85	» 85
	6	» 36 » 106	» 106
	8	» 45 » 132	» 132
	12	» 67 » 200	» 200
	14	» 75 » 236	» 236
	16	» 90 » 265	» 265
	18	» 100 » 300	» 300
	20	» 112 » 335	» 335
	22	» 118 » 355	» 355
	24	» 132 » 400	» 400
	28	» 150 » 450	» 450
	32	» 175 » 530	» 530
Св. 180 до 355	8	Св. 50 до 150	Св. 150
	10	» 63 » 190	» 190
	12	» 75 » 224	» 224
	18	» 112 » 335	» 335
	20	» 125 » 375	» 375
	22	» 140 » 425	» 425
	24	» 150 » 450	» 450
	32	» 200 » 600	» 600
	36	» 224 » 670	» 670
	40	» 250 » 750	» 750
	44	» 280 » 850	» 850
	48	» 300 » 900	» 900

Примечание. Длины свинчивания для размеров $d > 355$ мм см. ГОСТ 9562—81, СТ СЭВ 2058—79.

Для резьбы, получаемой накатыванием, применяется 6-я степень точности наружного диаметра винта. Степень точности внутреннего диаметра винта d_3 должна соответствовать степени точности его среднего диаметра d_2. Для каждой степени точности допуски диаметра d_3 зависят, кроме того, от основного отклонения диаметра d_2.

Поля допусков диаметров резьбы образуются сочетанием основных отклонений, определяющих положение полей допусков относительно номинального профиля и степени точности (допуска). Поле допуска наружной резьбы (винта) создается сочетанием полей допусков наружного, среднего и внутреннего диаметров, а поле допуска внутренней резьбы (гайка) — сочетанием полей допусков среднего и внутреннего диаметров.

Обозначение поля допуска резьбы состоит только из обозначения поля допуска среднего диаметра, т. е. цифры, обозначающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение, например *7g*, *8e*, *8c*, *8H* и т. д. При изготовлении резьб накатыванием поле допуска наружного диаметра *6h* дополнительно указывается в обозначении резьбы, например *7g6h*, *8e6h*, *8c6h* и т. д.

Допуск резьбы, если нет особых оговорок, относится к наибольшей нормальной (*N*) длине свинчивания или ко всей длине, если она меньше наибольшей нормальной (табл. 4.41).

Длина свинчивания, относящаяся к группе *L* (большие), при необходимости приводится в обозначении резьбы (см. ниже — обозначение трапецеидальных резьб на чертежах).

Применяемые для получения посадок поля допусков резьбы винтов и гаек приведены в табл. 4.42. Поля допусков установлены в зависимости от требований, предъявляемых к точности резьбового соединения, в точном, среднем и грубом классах точности, а также в зависимости от длины свинчивания.

Схема расположения полей допусков и допускаемые отклонения элементов резьбы винтов и гаек даны в табл. 4.43.

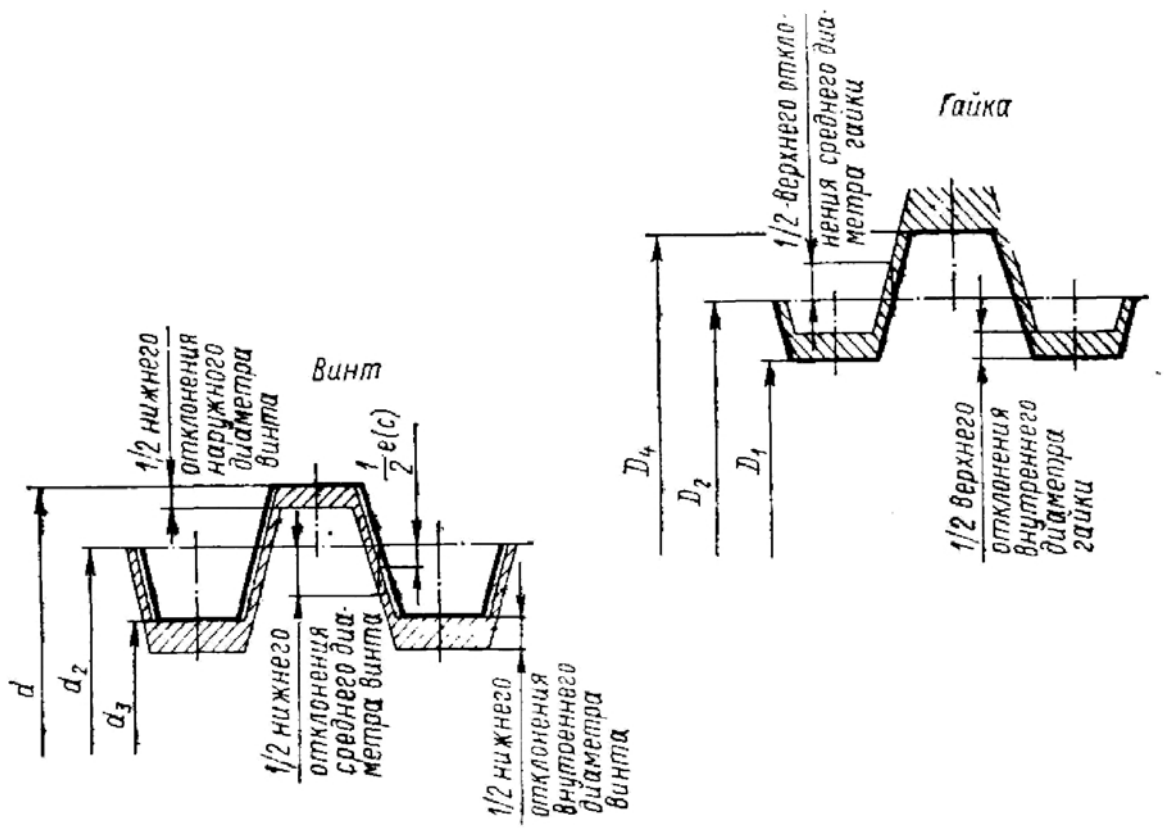
Допуски среднего диаметра резьбы являются суммарными и ограничивают сумму отклонений собственно среднего диаметра, шага и половины угла профиля

4.42. Поля допусков трапецеидальной однозаходной резьбы по ГОСТ 9562—81 (СТ СЭВ 836—78)

Длины свинчивания	Классы точности	Поля допусков резьбы	
		наружной	внутренней
N (нормальные)	Точный	6*g*; 6*e*	6*H*
	Средний	7*g*; 7*e*	7*H*
	Грубый	8*e*; 8*c*	8*H*
L (большие)	Точный	7*e*	7*H*
	Средний	8*e*	8*H*
	Грубый	9*c*	9*H*

Примечания: 1. При повышенных требованиях к точности для длин свинчивания *L* допускается применять поля допусков, установленные для длин свинчивания *N*. 2. Поля допусков, указанные в таблице, получены ограничительным отбором из всей совокупности полей допусков, которые могут быть образованы различным сочетанием степеней точности и основных отклонений. 3. Поля допусков, не предусмотренные в таблице, являются специальными. Они могут применяться в технически и экономически обоснованных случаях, если поля допусков, приведенные в таблице, не могут обеспечить требования, предъявляемые к изделию.

4.43. Предельные отклонения элементов трапецеидальной однозаходной резьбы по ГОСТ 9562—81 (СТ СЭВ 836—78)



Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр наружной резьбы					
		средний d_2			наружный d	внутренний d_3	
		Отклонения, мкм					
		es	ei		ei *	ei *	
		для полей допусков резьбы					
		6g, 7g	6g	7g	4h **	6g	7g
Св. 5,6 до 11,2	1,5	—32	—164	—202	—150	—197	—245
	2	—38	—188	—228	—180	—226	—276
	3	—48	—218	—260	—236	—261	—313
Св. 11,2 до 22,4	2	—38	—198	—238	—180	—238	—288
	3	—48	—228	—272	—236	—273	—328
	4	—60	—272	—325	—300	—325	—391
	5	—71	—295	—351	—335	—351	—421
	8	—85	—365	—440	—450	—435	—529
Св. 22,4 до 45	2	—38	—208	—250	—180	—251	—303
	3	—48	—248	—298	—236	—298	—361
	5	—71	—307	—371	—335	—366	—446
	6	—80	—345	—415	—375	—411	—499
	7	—83	—363	—438	—425	—433	—527
	8	—85	—385	—460	—450	—460	—554
	10	—96	—411	—496	—530	—490	—596
	12	—115	—450	—540	—600	—534	—646

Продолжение табл. 4.43

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр наружной резьбы					
		средний d_2			наружный d	внутренний d_3	
		Отклонения, мкм					
		es	ei		ei *	ei *	
		для полей допусков резьбы					
		6g, 7g	6g	7g	4h **	6g	7g
Св. 45 до 90	3	−48	−260	−313	−236	−313	−379
	4	−60	−296	−360	−300	−355	−435
	5	−71	−321	−386	−335	−384	−465
	6	−85	−400	−485	−450	−479	−585
	9	−90	−425	−515	−500	−509	−621
	10	−96	−431	−521	−536	−515	−627
	12	−115	−490	−590	−600	−584	−709
	14	−120	−520	−620	−670	−620	−745
	16	−130	−555	−660	−710	−661	−793
	18	−140	−590	−700	−800	−703	−840
	20	−145	−595	−705	−850	−708	−845
Св. 90 до 180	4	−60	−310	−375	−300	−373	−454
	5	−71	−351	−426	−335	−421	−515
	6	−80	−380	−455	−375	−455	−549
	8	−85	−420	−510	−450	−504	−616
	12	−115	−515	−615	−600	−615	−740
	14	−120	−545	−650	−670	−651	−783
	16	−130	−580	−690	−710	−693	−830
	18	−140	−615	−740	−800	−734	−890
	20	−145	−620	−745	−850	−739	−895
	22	−155	−655	−785	−900	−780	−943
	24	−165	−695	−835	−950	−828	−1003
	28	−180	−740	−890	−1060	−880	−1068
	32	−195	−795	−945	−1120	−945	−1133
Св. 180 до 355	8	−85	−440	−535	−450	−529	−648
	10	−96	−496	−596	−530	−596	−721
	12	−115	−540	−645	−600	−646	−778
	18	−140	−640	−770	−800	−765	−928
	20	−145	−675	−815	−850	−808	−983
	22	−155	−685	−825	−900	−818	−993
	24	−165	−725	−875	−950	−865	−1053
	32	−195	−825	−995	−1120	−983	−1195
	36	−210	−880	−1060	−1250	−1048	−1273
	40	−225	−895	−1075	−1320	−1063	−1288
	44	−240	−950	−1140	−1400	−1128	−1365
	48	−250	−1000	−1200	−1500	−1188	−1438

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр наружной резьбы							
		средний d_2				d	внутренний d_3		
		Отклонения, мкм							
		es	ei			ei *	ei *		
		для полей допусков резьбы							
		6e, 7e, 8e	6e	7e	8e	4h **	6e	7e	8e
Св. 5,6 до 11,2	1,5	−67	−199	−237	−279	−150	−232	−279	−332
	2	−71	−221	−261	−307	−180	−259	−309	−366
	3	−85	−255	−297	−350	−236	−298	−350	−416

Продолжение табл. 4.43

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр наружной резьбы							
		средний d_2				d	внутренний d_3		
		Отклонения, мкм							
		es	ei			ei^*	ei^*		
		для полей допусков резьбы							
		6e, 7e, 8e	6e	7e	8e	4h**	6e	7e	8e
Св. 11,2 до 22,4	2	—71	—231	—271	—321	—180	—271	—321	—383
	3	—85	—265	—309	—365	—236	—310	—365	—435
	4	—95	—307	—360	—430	—300	—360	—426	—514
	5	—106	—330	—386	—461	—335	—386	—456	—550
	8	—132	—412	—487	—582	—450	—482	—576	—695
Св. 22,4 до 45	2	—71	—241	—283	—336	—180	—284	—336	—402
	3	—85	—285	—335	—400	—236	—335	—397	—479
	5	—106	—342	—406	—481	—335	—401	—481	—575
	6	—118	—383	—453	—543	—375	—449	—537	—649
	7	—125	—405	—480	—575	—425	—475	—569	—688
	8	—132	—432	—507	—607	—450	—507	—601	—726
	10	—150	—465	—550	—650	—530	—544	—650	—775
	12	—170	—505	—595	—700	—600	—589	—701	—833
Св. 45 до 90	3	—85	—297	—350	—420	—236	—350	—416	—504
	4	—95	—331	—395	—470	—300	—390	—470	—564
	5	—106	—356	—421	—506	—335	—419	—500	—606
	8	—132	—447	—532	—632	—450	—526	—632	—757
	9	—140	—475	—565	—670	—500	—559	—671	—803
	10	—150	—485	—575	—680	—530	—569	—681	—813
	12	—170	—545	—645	—770	—600	—639	—764	—920
	14	—180	—580	—680	—810	—670	—680	—805	—967
	16	—190	—615	—720	—860	—710	—721	—853	—1028
	18	—200	—650	—760	—910	—800	—763	—900	—1088
	20	—212	—662	—772	—922	—850	—775	—912	—1100
Св. 90 до 180	4	—95	—345	—410	—495	—300	—408	—489	—595
	5	—106	—386	—461	—556	—335	—456	—550	—669
	6	—118	—418	—493	—593	—375	—493	—587	—712
	8	—132	—467	—557	—662	—450	—551	—663	—795
	12	—170	—570	—670	—800	—600	—670	—795	—958
	14	—180	—605	—710	—850	—670	—711	—843	—1018
	16	—190	—640	—750	—900	—710	—753	—890	—1078
	18	—200	—675	—800	—950	—800	—794	—950	—1138
	20	—212	—687	—812	—962	—850	—806	—962	—1150
	22	—224	—724	—854	—1024	—900	—849	—1011	—1224
	24	—236	—766	—906	—1086	—950	—899	—1074	—1299
	28	—250	—810	—960	—1150	—1060	—950	—1138	—1375
	32	—265	—865	—1015	—1215	—1120	—1015	—1203	—1453
Св. 180 до 355	8	—132	—487	—582	—692	—450	—576	—695	—832
	10	—150	—550	—650	—780	—530	—650	—775	—938
	12	—170	—595	—700	—840	—600	—701	—833	—1008
	18	—200	—700	—830	—1000	—800	—825	—987	—1200
	20	—212	—742	—882	—1062	—850	—875	—1050	—1275
	22	—224	—754	—894	—1074	—900	—887	—1062	—1287
	24	—236	—796	—946	—1136	—950	—936	—1124	—1361
	32	—265	—895	—1065	—1265	—1120	—1053	—1265	—1515
	36	—280	—950	—1130	—1340	—1250	—1118	—1343	—1605
	40	—300	—970	—1150	—1360	—1320	—1138	—1363	—1625
	44	—315	—1025	—1215	—1435	—1400	—1203	—1440	—1715
	48	—335	—1085	—1285	—1515	—1500	—1273	—1523	—1810

Продолжение табл. 4.43

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр наружной резьбы					
		средний d_2			наружный d	внутренний d_3	
		Отклонения, мкм					
		es	ei		ei^*	ei^*	
		для полей допусков резьбы					
		8*c*, 9*c*	8*c*	9*c*	4*h***	8*c*	9*c*
Св. 5,6 до 11,2	1,5	—140	—352	—405	—150	—405	—471
	2	—150	—386	—450	—180	—445	—525
	3	—170	—435	—505	—236	—501	—589
Св. 11,2 до 22,4	2	—150	—400	—465	—180	—462	—544
	3	—170	—450	—525	—236	—520	—614
	4	—190	—525	—615	—300	—609	—721
	5	—212	—567	—662	—335	—656	—775
	8	—265	—715	—825	—450	—828	—965
Св. 22,4 до 45	2	—150	—415	—485	—180	—481	—569
	3	—170	—485	—570	—236	—564	—670
	5	—212	—587	—687	—335	—681	—806
	6	—236	—661	—766	—375	—767	—899
	7	—250	—700	—810	—425	—813	—950
	8	—265	—740	—865	—450	—859	—1015
	10	—300	—800	—930	—530	—925	—1087
	12	—335	—865	—1005	—600	—998	—1173
Св. 45 до 90	3	—170	—505	—595	—236	—589	—701
	4	—190	—565	—665	—300	—659	—784
	5	—212	—612	—712	—335	—712	—837
	8	—265	—765	—895	—450	—890	—1052
	9	—280	—810	—950	—500	—943	—1118
	10	—300	—830	—970	—530	—963	—1138
	12	—335	—935	—1085	—600	—1085	—1273
	14	—355	—985	—1155	—670	—1142	—1355
	16	—375	—1045	—1225	—710	—1213	—1438
	18	—400	—1110	—1300	—800	—1288	—1525
	20	—425	—1135	—1325	—850	—1313	—1550
Св. 90 до 180	4	—190	—590	—690	—300	—690	—815
	5	—212	—662	—772	—335	—775	—912
	6	—236	—711	—836	—375	—830	—986
	8	—265	—795	—935	—450	—928	—1103
	12	—335	—965	—1135	—600	—1122	—1335
	14	—355	—1025	—1205	—670	—1193	—1418
	16	—375	—1085	—1275	—710	—1263	—1500
	18	—400	—1150	—1350	—800	—1338	—1588
	20	—425	—1175	—1375	—850	—1363	—1613
	22	—450	—1250	—1450	—900	—1450	—1700
	24	—475	—1325	—1535	—950	—1538	—1800
	28	—500	—1400	—1620	—1060	—1625	—1900
	32	—530	—1480	—1710	—1120	—1718	—2005
Св. 180 до 355	8	—265	—825	—975	—450	—965	—1153
	10	—300	—930	—1100	—530	—1088	—1300
	12	—335	—1005	—1185	—600	—1173	—1398
	18	—400	—1200	—1400	—800	—1400	—1650
	20	—425	—1275	—1485	—850	—1488	—1750
	22	—450	—1300	—1510	—900	—1513	—1775
	24	—475	—1375	—1595	—950	—1600	—1875
	32	—530	—1530	—1780	—1120	—1780	—2092
	36	—560	—1620	—1880	—1250	—1885	—2210
	40	—600	—1660	—1920	—1320	—1925	—2250
	44	—630	—1750	—2030	—1400	—2030	—2380
	48	—670	—1850	—2170	—1500	—2145	—2545

Продолжение табл. 4.43

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр внутренней резьбы				
		средний D_2				внутренний D_1
		верхние отклонения ES *** (мкм) для полей допусков резьбы				
		6H	7H	8H	9H	6H, 7H, 8H, 9H
Св. 5,6 до 11,2	1,5	+180	+224	+280	+355	+190
	2	+200	+250	+315	+400	+236
	3	+224	+280	+355	+450	+315
Св. 11,2 до 22,4	2	+212	+265	+335	+425	+236
	3	+236	+300	+375	+475	+315
	4	+280	+355	+450	+560	+375
	5	+300	+375	+475	+600	+450
	8	+375	+475	+600	+750	+630
Св. 22,4 до 45	2	+224	+280	+355	+450	+236
	3	+265	+335	+425	+530	+315
	5	+315	+400	+500	+630	+450
	6	+355	+450	+560	+710	+500
	7	+375	+475	+600	+750	+560
	8	+400	+500	+630	+800	+630
	10	+425	+530	+670	+850	+710
	12	+450	+560	+710	+900	+800
Св. 45 до 90	3	+280	+355	+450	+560	+315
	4	+315	+400	+500	+630	+375
	5	+335	+425	+530	+670	+450
	8	+425	+530	+670	+850	+630
	9	+450	+560	+710	+900	+670
	10	+450	+560	+710	+900	+710
	12	+500	+630	+800	+1000	+800
	14	+530	+670	+850	+1060	+900
	16	+560	+710	+900	+1120	+1000
	18	+600	+750	+950	+1180	+1120
	20	+600	+750	+950	+1180	+1180
Св. 90 до 180	4	+335	+425	+530	+670	+375
	5	+375	+475	+600	+750	+450
	6	+400	+500	+630	+800	+500
	8	+450	+560	+710	+900	+630
	12	+530	+670	+850	+1060	+800
	14	+560	+710	+900	+1120	+900
	16	+600	+750	+950	+1180	+1000
	18	+630	+800	+1000	+1250	+1120
	20	+630	+800	+1000	+1250	+1180
	22	+670	+850	+1060	+1320	+1250
	24	+710	+900	+1120	+1400	+1320
	28	+750	+950	+1180	+1500	+1500
	32	+800	+1000	+1250	+1600	+1600
Св. 180 до 355	8	+475	+600	+750	+950	+630
	10	+530	+670	+850	+1060	+710
	12	+560	+710	+900	+1120	+800
	18	+670	+850	+1060	+1320	+1120
	20	+710	+900	+1120	+1400	+1180
	22	+710	+900	+1120	+1400	+1250
	24	+750	+950	+1180	+1500	+1320

Продолжение табл. 4.43

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг P, мм	Диаметр внутренней резьбы				
		средний D_2				внутренний D_1
		верхние отклонения ES *** (мкм) для полей допусков резьбы				
		6*H*	7*H*	8*H*	9*H*	6*H*, 7*H*, 8*H*, 9*H*
Св. 180 до 355	32	+850	+1060	+1320	+1700	+1600
	36	+900	+1120	+1400	+1800	+1800
	40	+900	+1120	+1400	+1800	+1900
	44	+950	+1180	+1500	+1900	+2000
	48	+1000	+1250	+1600	+2000	+2120

Примечания: 1. Отклонения элементов трапецеидальных резьб для размеров $d > 355$ мм см. ГОСТ 9562—81. 2. Обозначения: es — верхнее отклонение диаметров наружной резьбы, ES — внутренней резьбы, ei — нижнее отклонение диаметров наружной резьбы, EI — внутренней резьбы. 3. Нижнее отклонение EI наружного диаметра D_4 внутренней резьбы равно нулю, верхнее отклонение ES диаметра D_4 не нормируется.

* Верхнее отклонение es наружного d и внутреннего d_3 диаметров наружной резьбы равно нулю.

** $4h$ — поле допуска наружного диаметра d наружной резьбы. Это поле допуска применяется для резьб с полями допусков 6*g*, 6*e*, 7*g*, 7*e*, 8*e*, 8*c*, 9*c*. При изготовлении резьб накатыванием (с полями допусков резьбы 6*g*6*h*, 6*e*6*h*, 7*g*6*h*, 7*e*6*h* и т. д.) наружный диаметр d наружной резьбы должен соответствовать полю допуска 6*h*. Отклонения диаметра в этом случае:

Шаг резьбы P, мм	Нижние отклонения (мкм) наружного диаметра винта для поля допуска 6*h*	Шаг резьбы P, мм	Нижние отклонения (мкм) наружного диаметра винта для поля допуска 6*h*	Шаг резьбы P, мм	Нижние отклонения (мкм) наружного диаметра винта для поля допуска 6*h*
1,5	—236	4	—475	8	—710
2	—280	5	—530	9	—800
3	—375	6	—600	10	—850
		7	—670	12	—950

Верхнее отклонение наружного диаметра винта для поля допуска 6*h* равно нулю.

*** Нижние отклонения EI диаметров D_2 и D_1 равны нулю.

ОБОЗНАЧЕНИЯ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНЫХ РЕЗЬБ НА ЧЕРТЕЖАХ

Резьба по ГОСТ 24738—81 обозначается буквами *Tr*, номинальным диаметром и шагом. Например, *Tr* 20 × 4. Для левых резьб дополнительно указывают буквы *LH*. Например, *Tr* 20 × 4*LH*. Обозначение полей допусков располагается за обозначением размера резьбы. Например, *Tr* 20 × 4-7*e*, *Tr* 20 × 4*LH*-7*e*, *Tr* 20 × 4-7*H*. Длина свинчивания группы *L* при необходимости указывается (в мм) за обозначением резьбы. Например, *Tr* 20 × 4-7*e*-50. Посадки обозначаются дробью, аналогично указанному в табл. 4.21. Например, *Tr* 20 × 4-7*H*/7*e*.

РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ МНОГОЗАХОДНАЯ

Резьба трапецеидальная многозаходная с диаметрами от 10 до 320 мм так же, как и однозаходная, применяется для передачи движений в различных винтовых механизмах. Профиль трапецеидальной многозаходной резьбы соответствует профилю по СТ СЭВ 146—78 (см. табл. 4.40), основные размеры и допуски регламентированы стандартом СТ СЭВ 185—75 [1].

При углах подъема [см. формулу (4.8)] винтовой линии свыше 10° допускаются по технологическим причинам отклонения от прямолинейности боковых сторон. При этом необходимо обеспечить прилегание боковых сторон профиля винта и гайки в их средней части.

При известном шаге P резьбы и числе заходов n ход резьбы

$$P_n = Pn. \tag{4.24}$$

Применяемые по СТ СЭВ 185—75 диаметры, шаги и числа заходов резьбы приведены в табл. 4.44, основные размеры — в табл. 4.40.

4.44. Резьба трапецеидальная многозаходная. Диаметры и шаги, мм (по СТ СЭВ 185—75)

Номинальный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P	Ход резьбы P_n при числе заходов				
1	2		2	3	4	6	8
10		2	4	6	8	12	16
		[3]	6	9	12	—	—
12		2	4	6	8	12	16
		[3]	6	9	12	18	—
16		2	4	6	8	12	16
		[4]	8	12	16	24	—
20		2	4	6	8	12	16
		[4]	8	12	16	24	32
	24	2	4	6	8	12	16
		[5]	10	—	20	—	—
		8	16	24	32	—	—

[1] С 1.I 82 действует ГОСТ 24739—81 (СТ СЭВ 185—75 не отменен). Данные по ГОСТ 24739—82 см. приложение.

Продолжение табл. 4.44

Номинальный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P	Ход резьбы P_n при числе заходов				
1	2		2	3	4	6	8
25	28	2	4	6	8	12	16
		[5]	10	—	20	—	40 *
		8	16	24	32	—	—
32	36	3	6	9	12	18	24
		[6]	12	18	24	36	48
		10	20	—	40	—	—
40		3	6	9	12	18	24
		[6]	12	18	24	36	48
		10	20	—	40	—	—
	44	3	6	9	12	18	24
		[8]	16	24	32	48	64
		12	24	36	48	—	—
50	55	3	6	9	12	18	24
		[8]	16	24	32	48	64
		12	24	36	48	72	—
	60	3	6	9	12	18	24
		[8]	16	24	32	48	64
		12	24	36	48	72	96
63	70	4	8	12	16	24	32
		[10]	20	—	40	—	80
		16	32	48	64	96	—

Продолжение табл. 4.44

Номинальный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P	Ход резьбы P_n при числе заходов				
1	2		2	3	4	6	8
80		4	8	12	16	24	32
		[10]	20	—	40	—	80
		16	32	48	64	96	128
	90	5	10	—	20	—	40
		[2]	24	36	48	72	96
		20	40	—	80	120	—
100		5	10	—	20	—	40
		[12]	24	36	48	72	96
		20	40	—	80	120	160
120	140	6	12	18	24	36	48
		[16]	32	48	64	96	128
		24	48	72	96	144	192
160		8	16	24	32	48	64
		[16]	32	48	64	96	128
		24	48	72	96	144	192
	180	8	16	24	32	48	64
		[20]	40	—	80	120	160
		32	64	96	128	192	—
200	220	10	20	—	40	—	80
		[20]	40	—	80	120	160
		32	64	96	128	192	—

Продолжение табл. 4.44

Номинальный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P	Ход резьбы P_n при числе заходов				
1	2		2	3	4	6	8
250	280	12	24	36	48	72	96
		24	48	72	96	144	192
		40	80	120	160	240	—
320		12	24	36	48	72	96
		48	96	144	192	—	—

Примечания: 1. При выборе диаметров резьб следует предпочитать 1-й ряд 2-му. 2. Шаги, заключенные в рамку, являются предпочтительными.

* Ход резьбы P_n только для $d = 28$ мм.

Для получения различных полей допусков диаметров установлены СТ СЭВ 185—75 следующие основные отклонения и степени точности:

	Основные отклонения	Степени точности
Диаметр винта наружный	h	4
» » средний	g, e, c	7, 8, 9, 10
» » внутренний	h	7*, 8*, 9*, 10*
» гайки наружный	H	—
» » средний	H	7, 8, 9
» » внутренний	H	4

4.45. Поля допусков трапецеидальной многозаходной резьбы (по СТ СЭВ 185—75)

Длины свинчивания	Классы точности	Поля допусков винтов			Поля допусков гаек
		Отклонение			
		g	e	c	H
N (нормальные)	Точный	7g	7e	—	7H
	Средний	—	**8e**	8c	**8H**
	Грубый	—	—	9c	9H
L (длинные)	Точный	—	8e	—	8H
	Средний	—	—	9c	9H
	Грубый	—	—	10c	9H

Примечание. Поля допусков, заключенные в рамки, рекомендуются для предпочтительного применения.

* Степень точности внутреннего диаметра резьбы винта должна соответствовать степени точности его среднего диаметра.

4.46. Отклонения элементов трапецеидальных многозаходных резьб (по СТ СЭВ 185—75)

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы (винтов)											
		7g				7e				8e			
		Диаметры резьбы											
		d_2		d	d_3	d_2		d	d_3	d_2		d	d_3
		Отклонения, мкм											
		es	ei	ei *	ei *	es	ei	ei *	ei *	es	ei	ei *	ei *
Св. 9,9 до 11,2	2	—38	—228	—180	—310	—71	—261	—180	—310	—71	—307	—180	—440
	3	—48	—260	—236	—350	—85	—297	—236	—350	—85	—350	—236	—500
Св. 11,2 до 22,4	2	—38	—238	—180	—320	—71	—271	—180	—320	—71	—321	—180	—460
	3	—48	—272	—236	—370	—85	—309	—236	—370	—85	—365	—236	—520
	4	—60	—325	—300	—430	—95	—360	—300	—430	—95	—430	—300	—610
Св. 22,4 до 45	2	—38	—250	—180	—340	—71	—283	—180	—340	—71	—336	—180	—480
	3	—48	—298	—236	—400	—85	—335	—236	—400	—85	—400	—236	—570
	5	—71	—371	—335	—480	—106	—406	—335	—480	—106	—481	—335	—680
	6	—80	—415	—375	—540	—118	—453	—375	—540	—118	—543	—375	—770
	8	—85	—460	—450	—600	—132	—507	—450	—600	—132	—607	—450	—860
	10	—96	—496	—530	—650	—150	—550	—530	—650	—150	—650	—530	—920
	12	—115	—540	—600	—690	—170	—595	—600	—690	—170	—700	—600	—1000
Св. 45 до 90	3	—48	—313	—236	—420	—85	—350	—236	—420	—85	—420	—236	—590
	4	—60	—360	—300	—470	—95	—395	—300	—470	—95	—470	—300	—660
	5	—71	—386	—335	—530	—106	—421	—335	—530	—106	—506	—335	—740
	8	—85	—485	—450	—630	—132	—532	—450	—630	—132	—632	—450	—890
	10	—96	—521	—530	—680	—150	—575	—530	—680	—150	—680	—530	—960
	12	—115	—590	—600	—750	—170	—645	—600	—750	—170	—770	—600	—1080

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы (винтов)											
		7g				7e				8e			
		Диаметры резьбы											
		d_2		d	d_3	d_2		d	d_3	d_2		d	d_3
		Отклонения, мкм											
		es	ei	ei *	ei *	es	ei	ei *	ei *	es	ei	ei *	ei *
Св. 45 до 90	16	—130	—660	—710	—850	—190	—720	—710	—850	—190	—860	—710	—1210
	20	—145	—705	—850	—910	—212	—772	—850	—910	—212	—922	—850	—1320
Св. 90 до 180	5	—71	—426	—335	—550	—106	—461	—335	—550	—106	—556	—335	—770
	6	—80	—455	—375	—590	—118	—493	—375	—590	—118	—593	—375	—830
	8	—85	—510	—450	—660	—132	—557	—450	—660	—132	—662	—450	—930
	12	—115	—615	—600	—790	—170	—670	—600	—790	—170	—800	—600	—1120
	16	—130	—690	—710	—890	—190	—750	—710	—890	—190	—900	—710	—1260
	20	—145	—745	—850	—960	—212	—812	—850	—960	—212	—962	—850	—1360
	24	—165	—835	—950	—1070	—236	—906	—950	—1070	—236	—1086	—950	—1540
	32	—195	—945	—1120	—1200	—265	—1015	—1120	—1200	—265	—1215	—1120	—1720
Св. 180 до 320	10	—96	—596	—530	—780	—150	—650	—530	—780	—150	—780	—530	—1090
	12	—115	—645	—600	—820	—170	—700	—600	—820	—170	—840	—600	—1170
	20	—145	—815	—850	—1050	—212	—882	—850	—1050	—212	—1062	—850	—1490
	24	—165	—875	—950	—1120	—236	—946	—950	—1120	—236	—1136	—950	—1600
	32	—195	—995	—1120	—1270	—265	—1065	—1120	—1270	—265	—1265	—1120	—1780
	40	—225	—1075	—1320	—1360	—300	—1150	—1320	—1360	—300	—1360	—1320	—1920
	48	—250	—1200	—1500	—1520	—335	—1285	—1500	—1520	—335	—1515	—1500	—2140

Продолжение табл. 4.46

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы (винтов)											
		8c				9c				10c			
		Диаметры резьбы											
		d_2		d	d_3	d_2		d	d_3	d_2		d	d_3
		Отклонения, мкм											
		es	ei	ei *	ei *	es	ei	ei *	ei *	es	ei	ei *	ei *
Св. 9,9 до 11,2	2	—150	—386	—180	—440	—150	—450	—180	—520	—150	—525	—180	—620
	3	—170	—435	—236	—500	—170	—505	—236	—590	—170	—595	—236	—700
Св. 11,2 до 22,4	2	—150	—400	—180	—460	—150	—465	—180	—540	—150	—550	—180	—650
	3	—170	—450	—236	—520	—170	—525	—236	—610	—170	—620	—236	—730
	4	—190	—525	—300	—610	—190	—615	—300	—720	—190	—720	—300	—860
Св. 22,4 до 45	2	—150	—415	—180	—480	—150	—485	—180	—570	—150	—575	—180	—680
	3	—170	—485	—236	—570	—170	—570	—236	—670	—170	—670	—236	—800
	5	—212	—587	—335	—680	—212	—687	—335	—810	—212	—812	—335	—960
	6	—236	—661	—375	—770	—236	—766	—375	—900	—236	—906	—375	—1090
	8	—265	—740	—450	—860	—265	—865	—450	—1020	—265	—1015	—450	—1220
	10	—300	—800	—530	—920	—300	—930	—530	—1090	—300	—1100	—530	—1300
	12	—335	—865	—600	—1000	—335	—1005	—600	—1190	—335	—1185	—600	—1400
Св. 45 до 90	3	—170	—505	—236	—590	—170	—595	—236	—700	—170	—700	—236	—840
	4	—190	—565	—300	—660	—190	—665	—300	—780	—190	—790	—300	—940
	5	—212	—612	—335	—740	—212	—712	—335	—880	—212	—882	—335	—1070
	8	—265	—765	—450	—890	—265	—895	—450	—1050	—265	—1065	—450	—1260
	10	—300	—830	—530	—960	—300	—970	—530	—1140	—300	—1150	—530	—1360
	12	—335	—935	—600	—1080	—335	—1085	—600	—1270	—335	—1285	—600	—1520
	16	—375	—1045	—710	—1210	—375	—1225	—710	—1440	—375	—1435	—710	—1600
	20	—425	—1135	—850	—1320	—425	—1325	—850	—1550	—425	—1545	—850	—1820

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы (винтов)											
		8c				9c				10c			
		Диаметры резьбы											
		d_2		d	d_3	d_2		d	d_3	d_2		d	d_3
		Отклонения, мкм											
		es	ei	ei *	ei *	es	ei	ei *	ei *	es	ei	ei *	ei *
Св. 90 до 180	5	−212	−662	−335	−770	−212	−772	−335	−930	−212	−922	−335	−1120
	6	−236	−711	−375	−830	−236	−836	−375	−990	−236	−986	−375	−1190
	8	−265	−795	−450	−930	−265	−935	−450	−1100	−265	−1115	−450	−1320
	12	−335	−965	−600	−1120	−335	−1135	−600	−1340	−335	−1335	−600	−1580
	16	−375	−1085	−710	−1260	−375	−1275	−710	−1500	−375	−1495	−710	−1780
	20	−425	−1175	−850	−1360	−425	−1375	−850	−1610	−425	−1605	−850	−1920
	24	−475	−1325	−950	−1540	−475	−1535	−950	−1800	−475	−1795	−950	−2180
	32	−530	−1480	−1120	−1720	−530	−1710	−1120	−2000	−530	−2030	−1120	−2430
Св. 180 до 320	10	−300	−930	−530	−1090	−300	−1100	−530	−1300	−300	−1300	−530	−1550
	12	−335	−1005	−600	−1170	−335	−1185	−600	−1400	−335	−1395	−600	−1660
	20	−425	−1275	−850	−1490	−425	−1485	−850	−1750	−425	−1745	−850	−2120
	24	−475	−1375	−950	−1600	−475	−1595	−950	−1880	−475	−1875	−950	−2280
	32	−530	−1530	−1120	−1780	−530	−1780	−1120	−2090	−530	−2130	−1120	−2530
	40	−600	−1660	−1320	−1920	−600	−1920	−1320	−2250	−600	−2300	−1320	−2700
	48	−670	−1850	−1500	−2140	−670	−2170	−1500	−2540	−670	−2570	−1500	−3070

Примечания: 1. Расположение полей допусков резьбы см. рис. к табл. 4.43. 2. Отклонения диаметров резьбы гайки с полями допусков 7H, 8H, 9H приведены в табл. 4.43.

* Верхние отклонения наружного d и внутреннего d_3 диаметров винта равны нулю.

Поля допусков трапецеидальной многозаходной резьбы обозначаются аналогично трапецеидальной однозаходной, например *7g*, *8e*, *8c*, *9c*, *10c*, *7H*, *8H* и т. д. Допуски резьбы могут относиться к длинам свинчивания различных групп: *N* (нормальные), *L* (большие), *S* (короткие). Короткие длины свинчивания применять не рекомендуется. Значения длин свинчивания групп *N* и *L* даны в табл. 4.41. Если длина свинчивания меньше наименьшей нормальной длины (см. табл. 4.41), то она относится к группе *S*. Длины свинчивания *L* и *S* указываются в обозначении резьбы. Нормальную длину свинчивания указывать не требуется.

В целях уменьшения номенклатуры инструмента и калибров рекомендуется применять в зависимости от длины свинчивания и требований к точности трапецеидальной многозаходной резьбы поля допусков, приведенных в табл. 4.45.

Допускаемые отклонения элементов трапецеидальной многозаходной резьбы винтов и гаек даны в табл. 4.46. По СТ СЭВ 185—75 многозаходные трапецеидальные резьбы обозначаются буквами *Tr*, номинальным диаметром резьбы, численным значением хода и в скобках буквой *P* и численным значением шага, например *Tr20* × *4* (*P2*). Для левой резьбы за условным обозначением размера резьбы ставят буквы *LH*, например *Tr20* × *4* (*P2*) *LH*. Обозначения полей допусков и посадок аналогично указанному для трапецеидальной однозаходной резьбы, например *Tr20* × *4* (*P2*) *LH* — *7H*; *Tr20* × *4* (*P2*) — *7H/7e*; *Tr20* × × *4* (*P2*) *LH* — *7H/7e*.

4.6. РЕЗЬБА УПОРНАЯ

НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Резьба упорная диаметрами от 10 до 640 мм и шагами от 2 до 48 мм является грузовой резьбой и применяется в винтовых механизмах с большим односторонне направленным усилием: нажимные винты прокатных станов, винтовые домкраты большой грузоподъемности, гидравлические прессы, грузовые крюки подъемных машин и др. Эти резьбы обеспечивают повышенный к. п. д. по сравнению с трапецеидальными, так как угол наклона рабочей стороны профиля у них

$$\gamma = 3^\circ \text{ и } f_{n\,\text{уп}} = \frac{f}{\cos 3^\circ} < f_{n\,\text{трап}}.$$

В табл. 4.47 приведены номинальные (наружные) диаметры (*d*, *D*) упорной резьбы и шаги *P*, а в табл. 4.48 — профиль, формулы для расчета номинальных значений среднего ($d_2 = D_2$) и внутренних (d_3, D_1) диаметров, а также размеры других элементов резьбы по ГОСТ 10177—82 (СТ СЭВ 1781—79).

ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ

Допуски упорной резьбы установлены СТ СЭВ 2058—79 [1] (срок введения — 1/I 1982 г.). Для получения различных полей допусков диаметров предусмотрены основные отклонения (верхние для наружной резьбы, нижние для внутренней) и степени точности:

	Основные отклонения	Степени точности
Диаметр винта наружный d	h	4
» » средний d_2	h	7, 8, 9
» » внутренний d_3	h	7, 8, 9
» гайки наружный D	H	—
» » средний D_2	AZ	7, 8, 9
» » внутренний D_1	H	4

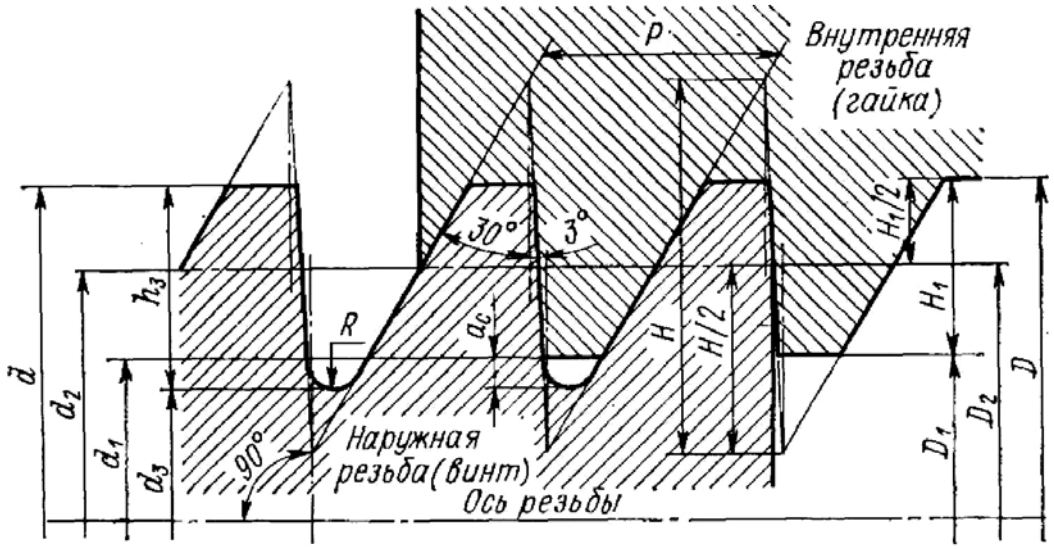
[1] На 1.I 82 действует ГОСТ 10177—62, данные см. [7]. Допуски резьбы соответствуют СТ СЭВ 2058—79.

4.47. Резьба упорная. Диаметры и шаги, мм, по ГОСТ 10177—82 (СТ СЭВ 1781—79)

Диаметры d для ряда		Шаг резьбы P	Диаметры d для ряда		Шаг резьбы P	Диаметры d для ряда		Шаг резьбы P
I	2		1	2		1	2	
10	—	[2]	40	38	10; [7]; 6*; 3	90	85	20; 18; [12]; 5*; 4
12	14	[3]; 2	—	42	10; [7]; 6*; 3	—	95	20; 18; [12]; 5*; 4
16	18	[4]; 2	44	—	12; 8*; [7]; 3	100	110	20; [12]; 5*; 4
20	—	[4]; 2	48	46	12; [8]; 3	120	130	24*; 22; 16*; [14]; 6
24	22	8; [5]; 3; 2*	52	50	12; [8]; 3	140	—	24; 16*; [14]; 6
28	26	8; [5]; 3; 2*	60	55	14; 12*; [9]; 8*; 3	—	150	24; [16]; 6
32	30	10; [6]; 3	70	65	16; [10]; 4	160	170	28; 24*; [16]; 8*; 6
36	34	10; [6]; 3	80	75	16; [10]; 4	180	—	32*; 28; 20*; [18]; 8

Примечания: 1. При выборе диаметров резьбы 1-й ряд следует предпочитать 2-му. 2. Шаги, заключенные в рамку, являются предпочтительными при разработке новых конструкций. 3. Шаги, обозначенные *, не следует применять при разработке новых конструкций. 4. Резьбы диаметром d от 180 до 640 мм см. ГОСТ 10177—82 (СТ СЭВ 1781—79).

4.48. Размеры упорной резьбы [1], мм, по ГОСТ 10177—82 (СТ СЭВ 1781—79)



$H = 1{,}5879P$ $\quad d_2 = D_2 = d - 0{,}75P$ $\quad R = 0{,}1243P$

$H_1 = 0{,}75P$ $\quad d_3 = d - 2h_3$ $\quad a_c = 0{,}1178P$

$h_3 = H_1 + a_c = 0{,}8678P$ $\quad D_1 = d - 2H_1$

Шаг резьбы P	Винт и гайка		Винт	Гайка
	Диаметр резьбы			
	наружный d	средний $d_2 = D_2$	внутренний d_3	внутренний D_1
2	10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 26; 28	$d - 1{,}5$	$(d - 4) + 0{,}529$	$d - 3$
3	12; 14; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 60	$d - 2{,}25$	$(d - 6) + 0{,}793$	$d - 4{,}5$
4	16; 18; 20; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110	$d - 3$	$(d - 7) + 0{,}058$	$d - 6$
5	22; 24; 26; 28; 85; 90; 95; 100; 110	$d - 3{,}75$	$(d - 9) + 0{,}322$	$d - 7{,}5$
6	30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 120; 130; 140; 150; 160; 170	$d - 4{,}5$	$(d - 11) + 0{,}587$	$d - 9$
7	38; 40; 42; 44	$d - 5{,}25$	$(d - 13) + 0{,}851$	$d - 10{,}5$
8	22; 24; 26; 28; 44; 46; 48; 50; 52; 55; 60; 160; 170; 180	$d - 6$	$(d - 14) + 0{,}116$	$d - 12$
9	55; 60	$d - 6{,}75$	$(d - 16) + 0{,}380$	$d - 13{,}5$
10	30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 65; 70; 75; 80	$d - 7{,}5$	$(d - 18) + 0{,}645$	$d - 15$

Продолжение табл. 4.48

Шаг резьбы P	Винт и гайка		Винт	Гайка
	Диаметр резьбы			
	наружный d	средний $d_2 = D_2$	внутренний d_3	внутренний D_1
12	44; 46; 48; 50; 52; 55; 60; 85; 90; 95; 100; 110	$d - 9$	$(d - 21) + 0{,}174$	$d - 18$
14	55; 60; 120; 130; 140	$d - 10{,}5$	$(d - 25) + 0{,}702$	$d - 21$
16	65; 70; 75; 80; 120; 130; 140; 150; 160; 170	$d - 12$	$(d - 28) + 0{,}231$	$d - 24$
18	85; 90; 95; 180	$d - 13.5$	$(d - 32) + 0{,}760$	$d - 27$
20	85; 90; 95; 100; 110; 180	$d - 15$	$(d - 35) + 0{,}289$	$d - 30$
22	120; 130	$d - 16{,}5$	$(d - 39) + 0{,}818$	$d - 33$
24	120; 130; 140; 150; 160; 170	$d - 18$	$(d - 42) + 0{,}347$	$d - 36$
28	160; 170; 180	$d - 21$	$(d - 49) + 0{,}405$	$d - 42$
32	180	$d - 24$	$(d - 56) + 0{,}463$	$d - 48$

Пример: Резьба $S32\times6$.

Винт и гайка	Винт	Гайка
$d = 32$; $d_2 = D_2 = 27{,}5$	$d_3 = 21{,}587$	$D_1 = 23$

Размеры элементов резьбы

Шаг резьбы P	Высота профиля h_3	Рабочая высота профиля H_1	Зазор a_c	Радиус R
2	1,736	1,50	0,236	0,249
3	2,603	2,25	0,353	0.373
4	3,471	3,00	0,471	0,497
5	4,339	3,75	0,589	0,621
6	5,207	4,50	0,707	0,746
7	6,074	5,25	0,824	0,870
8	6,942	6,00	0,942	0,994
9	7,810	6,75	1,060	1,118
10	8,678	7,50	1,178	1,243
12	10,413	9,00	1,413	1,491
14	12,149	10,50	1,649	1,740
16	13,884	12,00	1,884	1,988

Продолжение табл. 4.48

Размеры элементов резьбы				
Шаг резьбы P	Высота профиля h_3	Рабочая высота профиля H_1	Зазор a_c	Радиус R
18	15,620	13,50	2,120	2,237
20	17,355	15,00	2,355	2,485
22	19,091	16,50	2,591	2,734
24	20,826	18,00	2,826	2,982
28	24,297	21,00	3,297	3,480
32	27,769	24,00	3,769	3,977

Примечание. h_3 — высота профиля наружной резьбы (винта), R — радиус закругления по впадине наружной резьбы (винта).

[1] Размеры резьбы при d от 190 до 640 мм см. ГОСТ 10177—82 (СТ СЭВ 1781—79).

Расположение полей допусков с основными отклонениями h, H и AZ показано на рис. 4.19.

Степень точности внутреннего диаметра винта d_3 соответствует степени точности среднего диаметра. Поле допуска диаметра резьбы образуется сочетанием степени точности (допуска) и основного отклонения, определяющего расположение допуска относительно номинального профиля. Поле допуска наружной резьбы (винта) состоит из полей допусков наружного, среднего внутреннего диаметров, а поле допуска внутренней резьбы (гайки) — из полей допусков среднего и внутреннего диаметров.

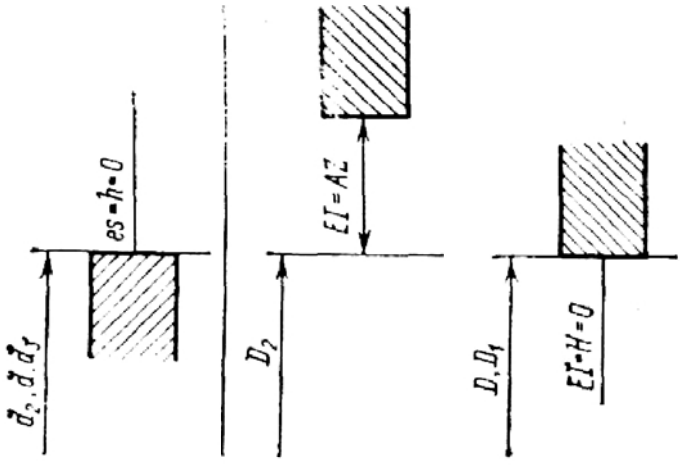


Рис. 4.19

Обозначение поля допуска резьбы состоит только из обозначения поля допуска среднего диаметра, т. е. из цифры, соответствующей степени точности и буквы основного отклонения, например $8h$, $7AZ$. Допуск резьбы, если не оговорено особо, относится к наибольшей нормальной (N) длине свинчивания (см. табл. 4.41) или ко всей длине резьбы, если она меньше наибольшей нормальной длины. Длина свинчивания, относящаяся к группе L (длинные), при необходимости указывается в обозначении резьбы (см. ниже — обозначение упорных резьб на чертежах).

Для получения посадок СТ СЭВ 2058—79 установлены поля допусков наружной (винты) и внутренней (гайки) резьб, сгруппированные в зависимости от длин свинчивания в среднем и грубом классах точности (табл. 4.49). В посадках допускаются любые сочетания полей допусков внутренней и наружной резьб, указанных в табл. 4.49. Сочетание полей допусков одного класса точности являются предпочтительными.

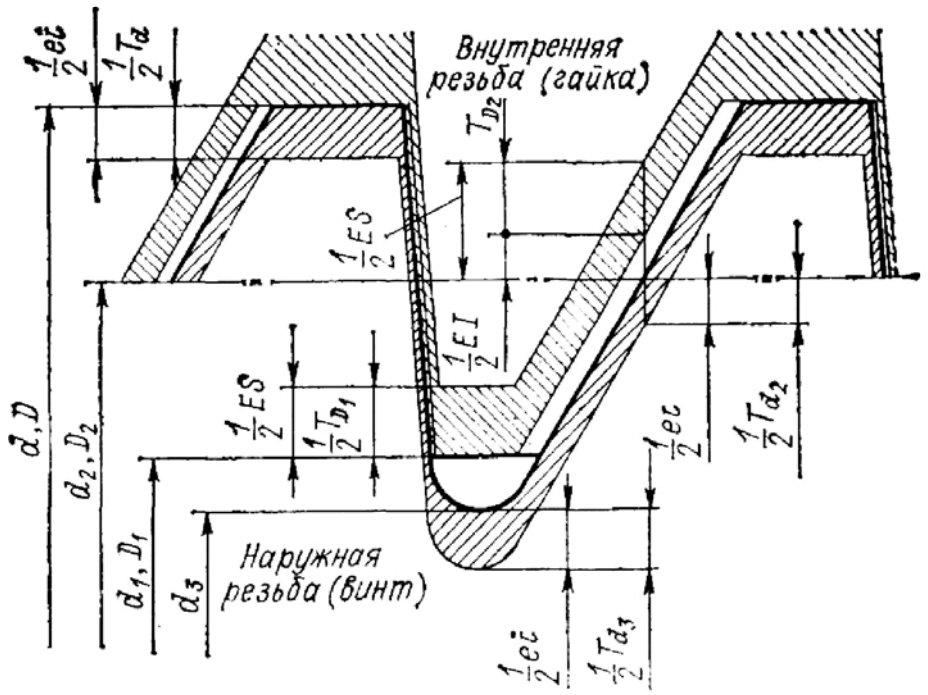
Схема расположения полей допусков и допускаемые отклонения диаметров наружной и внутренней резьб приведены в табл. 4.50. Допуски среднего диаметра (d_2, D_2) резьбы являются суммарными, т. е. включают допустимое отклонение собственно среднего диаметра и диаметральные компенсации погрешностей шага и углов наклона сторон профиля.

4.49. Поля допусков упорной резьбы (по СТ СЭВ 2058—79)

Класс точности	Длины свинчивания			
	N (нормальные)		*L* (длинные)	
	Поля допусков резьбы			
	наружной (винты)	внутренней (гайки)	наружной (винты)	внутренней (гайки)
Средний	7*h*	7*AZ*	8*h*	8*AZ*
Грубый	8*h*	8*AZ*	9*h*	9*AZ*

Примечание. При повышенных требованиях к точности для длин свинчивания группы *L* допускается применять поля допусков резьб с длинами свинчивания *N*.

4.50. Отклонения диаметров упорных резьб (по СТ СЭВ 2058—79)



Номинальный диаметр резьбы *d*, мм	Шаг резьбы *P*, мм	Поля допусков наружной резьбы								
		7*h*			8*h*			9*h*		
		Нижние отклонения *ei* *, мкм, для диаметров								
		d	d_2	d_3	*d*	d_2	d_3	*d*	d_2	d_3
Св. 5,6 до 11,2	2	—180	—190	—236	—180	—236	—300	—180	—300	—375
Св. 11,2 до 22,4	2	—180	—200	—250	—180	—250	—315	—180	—315	—400
	3	—236	—224	—280	—236	—280	—355	—236	—355	—450
	4	—300	—265	—335	—300	—335	—425	—300	—425	—530
	5	—335	—280	—355	—335	—355	—450	—335	—450	—560
	8	—450	—355	—450	—450	—450	—560	—450	—560	—710

Продолжение табл. 4.50

Номинальный диаметр резьбы d, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков наружной резьбы								
		7h			8h			9h		
		Нижние отклонения ei *, мкм, для диаметров								
		d	d_2	d_3	d	d_2	d_3	d	d_2	d_3
Св. 22,4 до 45	2	−180	−212	−265	−180	−265	−335	−180	−335	−425
	3	−236	−250	−315	−236	−315	−400	−236	−400	−500
	5	−335	−300	−375	−335	−375	−475	−335	−475	−600
	6	−375	−335	−425	−375	−425	−530	−375	−530	−670
	7	−425	−355	−450	−425	−450	−560	−425	−560	−710
	8	−450	−375	−475	−450	−475	−600	−450	−600	−750
	10	−530	−400	−500	−530	−500	−630	−530	−630	−800
	12	−600	−425	−530	−600	−530	−670	−600	−670	−850
Св. 45 до 90	3	−236	−265	−335	−236	−335	−425	−236	−425	−530
	4	−300	−300	−375	−300	−375	−475	−300	−475	−600
	5	−335	−315	−400	−335	−400	−500	−335	−500	−630
	8	−450	−400	−500	−450	−500	−630	−450	−630	−800
	9	−500	−425	−530	−500	−530	−670	−500	−670	−850
	10	−530	−425	−530	−530	−530	−670	−530	−670	−850
	12	−600	−475	−600	−600	−600	−750	−600	−750	−950
	14	−670	−500	−630	−670	−630	−800	−670	−800	−1000
	16	−710	−530	−670	−710	−670	−850	−710	−850	−1060
	18	−800	−560	−710	−800	−710	−900	−800	−900	−1120
	20	−850	−560	−710	−850	−710	−900	−850	−900	−1120
Св. 90 до 180	4	−300	−315	−400	−300	−400	−500	−300	−500	−630
	5	−335	−355	−450	−335	−450	−560	−335	−560	−710
	6	−375	−375	−475	−375	−475	−600	−375	−600	−750
	8	−450	−425	−530	−450	−530	−670	−450	−670	−850
	12	−600	−500	−630	−600	−630	−800	−600	−800	−1000
	14	−670	−530	−670	−670	−670	−850	−670	−850	−1060
	16	−710	−560	−710	−710	−710	−900	−710	−900	−1120
	18	−800	−600	−750	−800	−750	−950	−800	−950	−1180
	20	−850	−600	−750.	−850	−750	−950	−850	−950	−1180
	22	−900	−630	−800	−900	−800	−1000	−900	−1000	−1250
	24	−950	−670	−850	−950	−850	−1060	−950	−1060	−1320
	28	−1060	−710	−900	−1060	−900	−1120	−1060	−1120	−1400
	32	−1120	−750	−950	−1120	−950	−1180	−1120	−1800	−1500

Номинальный диаметр резьбы D, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков внутренней резьбы								
		7AZ			8AZ			9AZ		
		Отклонения, мкм								
		EI	ES **		EI	ES **		EI	ES **	
		для диаметров								
		D_2	D_2	D_1	D_2	D_2	D_1	D_2	D_2	D_1
Св. 5,6 до 1,12	2	+560	+810	+236	+560	+875	+236	+560	+960	+236
Св. 11,2 до 22,4	2	+560	+825	+236	+560	+895	+236	+560	+985	+236
	3	+600	+900	+315	+600	+975	+315	+600	+1075	+315
	4	+630	+985	+375	+630	+1080	+375	+630	+1190	+375
	5	+670	+1045	+450	+670	+1145	+450	+670	+1270	+450
	8	+750	+1225	+630	+750	+1350	+630	+750	+1500	+630

Продолжение табл. 4.50

Номинальный диаметр резьбы, D, мм	Шаг резьбы P, мм	Поля допусков внутренней резьбы								
		7AZ			8AZ			9AZ		
		Отклонения, мкм								
		EI	ES **		EI	ES **		EI	ES **	
		для диаметров								
		D_2	D_2	D_1	D_2	D_2	D_1	D_2	D_2	D_1
Св. 22,4 до 45	2	+560	+840	+236	+560	+915	+236	+560	+1010	+236
	3	+600	+935	+315	+600	+1025	+315	+600	+1130	+315
	5	+670	+1070	+450	+670	+1170	+450	+670	+1300	+450
	6	+710	+1160	+500	+710	+1270	+500	+710	+1420	+500
	7	+750	+1225	+560	+750	+1350	+560	+750	+1500	+560
	8	+750	+1250	+630	+750	+1380	+630	+750	+1550	+630
	10	+850	+1380	+710	+850	+1520	+710	+850	+1700	+710
	12	+900	+1460	+800	+900	+1610	+800	+900	+1800	+800
Св. 45 до 90	3	+600	+955	+315	+600	+1050	+315	+600	+1160	+315
	4	+630	+1030	+375	+630	+1130	+375	+630	+1260	+375
	5	+670	+1095	+450	+670	+1200	+450	+670	+1340	+450
	8	+750	+1280	+630	+750	+1420	+630	+750	+1600	+630
	9	+800	+1360	+670	+800	+1510	+670	+800	+1700	+670
	10	+850	+1410	+710	+850	+1560	+710	+850	+1750	+710
	12	+900	+1530	+800	+900	+1700	+800	+900	+1900	+800
	14	+950	+1620	+900	+950	+1800	+900	+950	+2010	+900
	16	+1030	+1740	+1000	+1030	+1930	+1000	+1030	+2150	+1000
	18	+1090	+1840	+1120	+1090	+2040	+1120	+1090	+2270	+1120
	20	+1150	+1900	+1180	+1150	+2100	+1180	+1150	+2330	+1180
Св. 90 до 180	4	+630	+1055	+375	+630	+1160	+375	+630	+1300	+375
	5	+670	+1145	+450	+670	+1270	+450	+670	+1420	+450
	6	+710	+1210	+500	+710	+1340	+500	+710	+1510	+500
	8	+750	+1310	+630	+750	+1460	+630	+750	+1650	+630
	12	+900	+1570	+800	+900	+1750	+800	+900	+1960	+800
	14	+950	+1660	+900	+950	+1850	+900	+950	+2070	+900
	16	+1030	+1780	+1000	+1030	+1980	+1000	+1030	+2210	+1000
	18	+1090	+1890	+1120	+1090	+2090	+1120	+1090	+2340	+1120
	20	+1150	+1950	+1180	+1150	+2150	+1180	+1150	+2400	+1180
	22	+1220	+2070	+1250	+1220	+2280	+1250	+1220	+2540	+1250
	24	+1280	+2180	+1320	+1280	+2400	+1320	+1280	+2680	+1320
	28	+1450	+2400	+1500	+1450	+2630	+1500	+1450	+2950	+1500
	32	+1550	+2550	+1600	+1550	+2800	+1600	+1550	+3150	+1600

Примечания: 1. Отклонения элементов упорных резьб для размеров d свыше 180 мм до 640 мм см. СТ СЭВ 2058—79. 2. Обозначения: ei — нижнее отклонение диаметров наружной резьбы, EI — внутренней резьбы, ES — верхнее отклонение внутренней резьбы. 3. Нижнее отклонение EI наружного диаметра D внутренней резьбы равно нулю, верхнее отклонение ES наружного диаметра не нормируется.

* Верхние отклонения es наружного d, среднего d_2 и внутреннего d_3 диаметров наружной резьбы равны нулю.

** Нижние отклонения EI внутреннего диаметра D_1 внутренней резьбы равны нулю.

ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ЧЕРТЕЖАХ

Резьба по ГОСТ 10177—82 (СТ СЭВ 1781—79) обозначается буквой S, номинальным диаметром и шагом, например $S36 \times 6$. Для левой резьбы дополнительно указываются буквы LH, например $S36 \times 6LH$.

Многозаходная резьба обозначается буквой *S*, номинальным диаметром, численным значением хода и в скобках буквой *P* и численным значением шага, например *S36 × 12 (P6)*, *S36 × 12 (P6) LH*. Обозначение полей допусков по СТ СЭВ 2058—79 располагается за обозначением размера резьбы, например *S36 × 6 — 7h*, *S36 × 6LH — 8h*, *S36 × 6 — 7AZ*. Длина свинчивания, группы при необходимости указывается (в мм) за обозначением резьбы, например *S36 × 6 — 8h — 80*. Посадки обозначаются дробью, аналогично указанному в табл. 4.21, например *S36 × 6 — 7AZ/7h*.

4.7. РЕЗЬБА ТРУБНАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ

ПРОФИЛЬ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

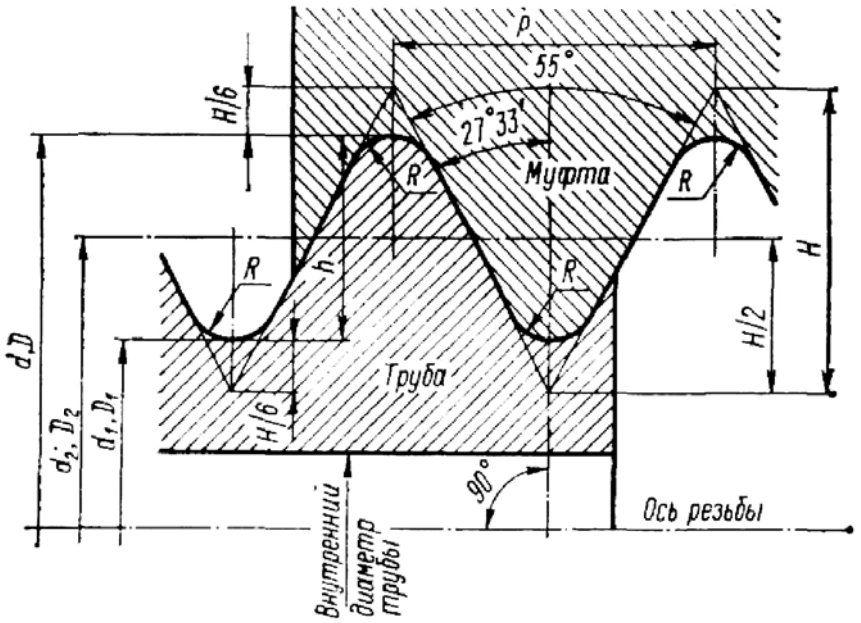
Трубная цилиндрическая резьба (ГОСТ 6357—73) имеет треугольный профиль с закругленными вершинами и впадинами. Эта резьба применяется главным образом для соединения труб, арматуры трубопроводов и фитингов.

Номинальные размеры и профиль трубной цилиндрической резьбы для диаметров 1/8″ до 6″ приведены в табл. 4.51.

Соединения труб диаметров свыше 6″ осуществляют сваркой.

Все измеряемые линейные размеры трубных резьб стандартизованы в миллиметрах. Номинальный диаметр трубной резьбы, которым она обозначается

4.51. Размеры трубной цилиндрической резьбы по ГОСТ 6357—73 [1]



$$H = 0{,}960491P;\ h = 0{,}640327P;\ R = 0{,}137329P;\ P = \frac{25{,}4}{n} = \frac{127}{n_1},$$

где n — число ниток на 1″, n_1 — число ниток на 127 мм

Обозначение резьбы (внутреннего диаметра трубы), дюймы для ряда		Диаметр резьбы			Шаг резьбы P	Рабочая высота профиля h	Радиус закругления R	Число ниток на 1″, n
		средний $d_2 = D_2$	наружный $d = D$	внутренний $d_1 = D_1$				
1	2	мм						
1/8	—	9,147	9,728	8,566	0,907	0,581	0,125	28

[1] С 1.1 83 вводится ГОСТ 6357—81 (см. приложение)

Продолжение табл. 4.51

Обозначение резьбы (внутреннего диаметра трубы), дюймы для ряда		Диаметр резьбы			Шаг резьбы P	Рабочая высота профиля h	Радиус закругления R	Число ниток на 1″, n
		средний $d_2 = D_2$	наружный $d = D$	внутренний $d_1 = D_1$				
1	2	мм						
1/4	—	12,301	13,157	11,445	1,337	0,856	0,184	19
3/8	—	15,806	16,662	14,950				
1/2	—	19,793	20,955	18,631	1,814	1,162	0,249	14
—	5/8	21,749	22,911	20,587				
3/4	—	25,279	26,441	24,117				
—	7/8	29,039	30,201	27,877				
1	—	31,770	33,249	30,291	2,309	1,479	0,317	11
—	1 1/8	36,418	37,897	34,939				
1 1/4	—	40,431	41,910	38,952				
—	1 3/8	42,844	44,323	41,365				
1 1/2	—	46,324	47,803	44,845				
—	1 3/4	52,267	53,746	50,788				
2	—	58,135	59,614	56,656				
—	2 1/4	64,231	65,710	62,752				
2 1/2	—	73,705	75,184	72,226				
—	2 3/4	80,055	81,534	78,576				
3	—	86,405	87,884	84,926				
—	3 1/4	92,501	93,980	91,022				
3 1/2	—	98,851	100,330	97,372				
—	3 3/4	105,201	106,680	103,722				
4	—	111,551	113,030	110,072	2,309	1,479	0,317	11
—	4 1/2	124,251	125,730	122,772				
5	—	136,951	138,430	135,472				
—	5 1/2	149,651	151,130	148,172				
6	—	162,351	163,830	160,872				

Примечание. При выборе размеров резьбы 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

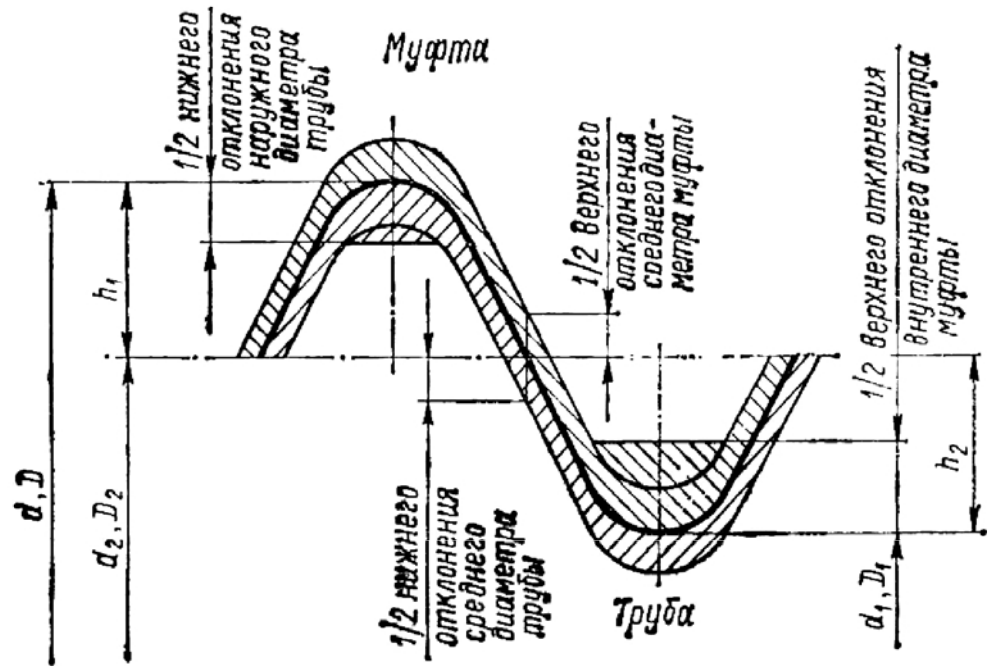
на чертежах, условно отнесен к внутреннему диаметру трубы. Наружный диаметр резьбы больше номинального на удвоенную толщину стенок трубы, например при номинальном диаметре трубы 2″ (50,8 мм) ее наружный диаметр 59,614 мм (см. табл. 4.51).

Для достижения надлежащей плотности соединения в зазоры, образуемые расположением полей допусков, между впадинами винта и выступами муфты (гайки) закладываются специальные уплотняющие материалы (льняные нити, пряжа с суриком и т. п.).

ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ

Предельные отклонения элементов трубной цилиндрической резьбы приведены в табл. 4.52. Допуски среднего диаметра (классов точности А и В) являются суммарными. Отклонения внутренней резьбы, предназначенной для соединения с наружной конической резьбой, должны соответствовать классу А или отклонениям по ГОСТ 6211—69. Вершину профиля резьбы допускается выполнять с плоским срезом в пределах, ограниченных допусками (кроме внутренней резьбы, предназначенной для соединения с наружной конической по ГОСТ 6211—69).

4.52. Отклонения трубной цилиндрической резьбы (по ГОСТ 6357—73)



Обозначение резьбы, дюймы	Труба			Муфта		
	Отклонения, мкм					
	среднего диаметра d_2		наружного диаметра d	среднего диаметра D_2		внутреннего диаметра D_1
	нижние *		нижние *	верхние **		верхние **
	Класс А	Класс В		Класс А	Класс В	
1/8	−107	−214	−214	+107	+214	+282
1/4; 3/8	−125	−250	−250	+125	+250	+445
1/2; 5/8; 3/4; 7/8	−142	−284	−284	+142	+284	+541
1, 1 1/8, 1 1/4; 1 3/8, 1 1/2; 1 3/4; 2	−180	−360	−360	+180	+360	+640
2 1/4; 2 1/2; 2 3/4; 3; 3 1/4; 3 1/2; 3 3/4; 4; 4 1/2; 5; 5 1/2; 6	−217	−434	−434	+217	+434	+640

Примечание. Предельные отклонения расстояний вершин и впадин резьбы трубы и муфты (размеры h_1 и h_2) должны соответствовать указанным значениям:

Обозначения размеров	Труба		Муфта	
	Отклонения, мкм			
	Верхнее	Нижнее	Нижнее	Верхнее
h_1	−25	−75	0	+50
h_2	+50	0	−75	−25

Отклонения размеров h_1 и h_2 являются исходными при проектировании резьбообразующего инструмента и факультативными — для изделий.

* Верхние отклонения среднего и наружного диаметров резьбы трубы равны нулю.

** Нижние отклонения среднего и внутреннего диаметров резьбы муфты равны нулю.

ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ЧЕРТЕЖАХ

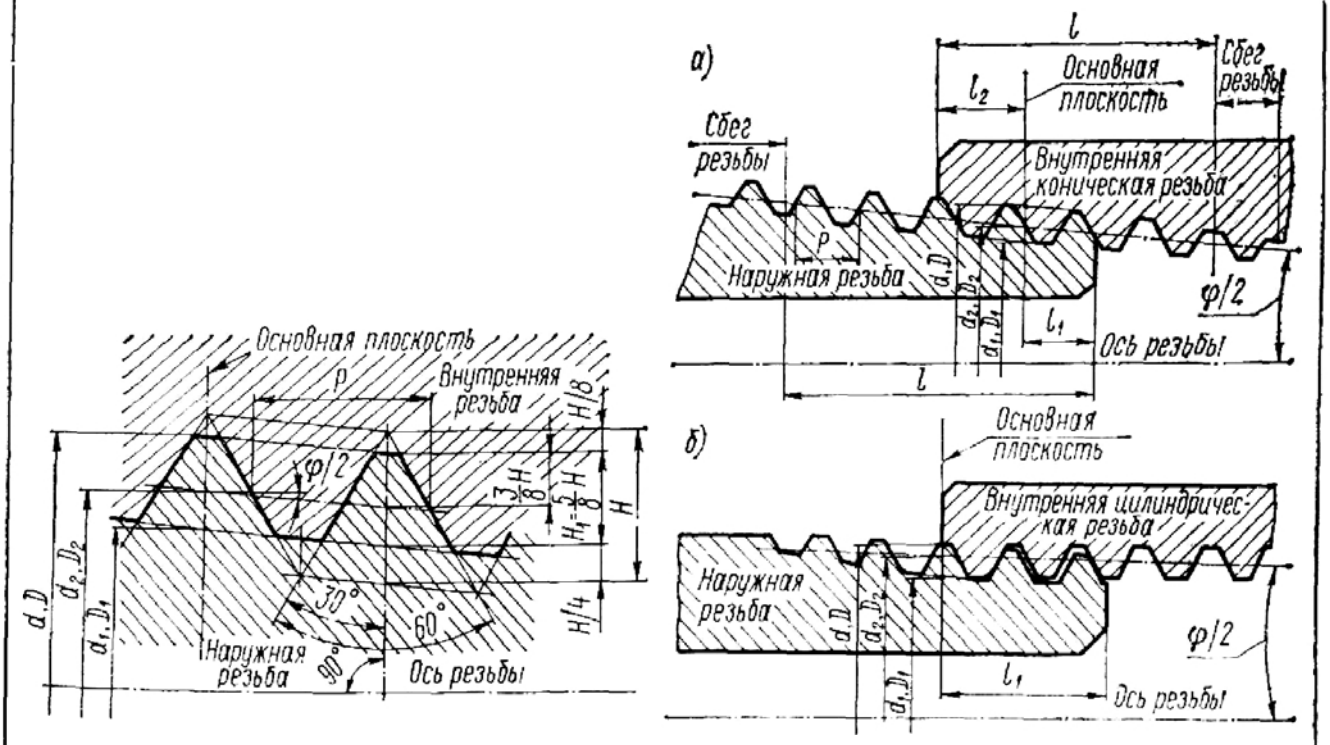
Примеры обозначения трубной цилиндрической резьбы на чертежах: *Труб.* $^1/_2''$ кл. *А*; *Труб. 1″* кл. *Б*; *Труб. 2″* кл. *Б* и т. п.

4.8. РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ КОНИЧЕСКАЯ

ПРОФИЛЬ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Метрическая коническая резьба по СТ СЭВ 304—76 (со сроком введения 1. I 1980 г.) для диаметров от 6 до 60 мм выполняется с конусностью 1/16 и имеет профиль, аналогичный (по размеру элементов профиля) профилю метри-

4.53. Размеры метрической конической резьбы, мм (по СТ СЭВ 304—76)



Конусность $2 \operatorname{tg} \varphi/2 = 1 : 16$, $\varphi = 3° 34' 48''$, $\varphi/2 = 1° 47' 27''$

Номинальный диаметр d резьбы для ряда		Шаг резьбы P	Длина резьбы			Номинальный диаметр d резьбы для ряда		Шаг резьбы P	Длина резьбы		
1	2		l	l_1	l_2	1	2		l	l_1	l_2
6		1	8	2,5	3	30	27	2	16	5	6
8							33				
10						36					
12	14	1,5	11	3,5	4		39				
16						42					
20	18					48	45				
24	22					56	52				
							60				

Примечания: 1. При выборе диаметров резьб 1-й ряд следует предпочитать 2-му. 2. Допускается применять более короткие длины резьб (см. рисунок: l — рабочая длина резьбы; l_1 — длина наружной резьбы от торца до основной плоскости; l_2 — длина внутренней резьбы от торца до основной плоскости). 3. Номинальные значения диаметров конической резьбы в основной плоскости равны:

Продолжение табл. 4.53

Шаг резьбы P, мм	1	1,5	2
Номинальный d, наружный $d = D$, мм	d	d	d
Средний $d_2 = D_2$, мм	$d - 1 + 0{,}350$	$d - 1 + 0{,}026$	$d - 2 + 0{,}701$
Внутренний $d_1 = D_1$, мм	$d - 2 + 0{,}917$	$d - 2 + 0{,}376$	$d - 3 + 0{,}835$

Например, для номинального диаметра $d = D = 12$ мм и $P = 1{,}5$ мм; $d_2 = D_2 = 11{,}026$ мм; $d_1 = D_1 = 10{,}376$ мм. 4. Диаметры, шаги и номинальные значения диаметров внутренней цилиндрической резьбы (рис. *б*) должны соответствовать указанным в таблице и в примечании 3 к ней. 5. Профиль внутренней цилиндрической резьбы (по СТ СЭВ 180—75), соединяемой с наружной конической, должен иметь плоскосрезанную впадину. 6. При отсутствии особых требований к плотности или при применении уплотнителей для достижения герметичности резьбового соединения форма впадины конической (наружной и внутренней) и цилиндрической (внутренней) резьб не регламентируется. 7. Внутренняя цилиндрическая резьба должна обеспечить ввинчивание наружной конической резьбы на глубину, не менее $0{,}8l$.

Длина сквозной внутренней цилиндрической резьбы должна быть не менее $0{,}8\ (l_1 + l_2)$.

ческой резьбы по СТ СЭВ 180—75 (см. табл. 4.24). Метрическая коническая резьба применяется для конических резьбовых плотных (непроницаемых) соединений, а также в соединениях наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической резьбой с профилем по СТ СЭВ 180—75 (соединения арматуры и других деталей). Непроницаемость конических соединений достигается за счет плотного прилегания и деформации витков резьбы при затяге деталей.

Профиль и номинальные размеры элементов резьбы приведены в табл. 4.53.

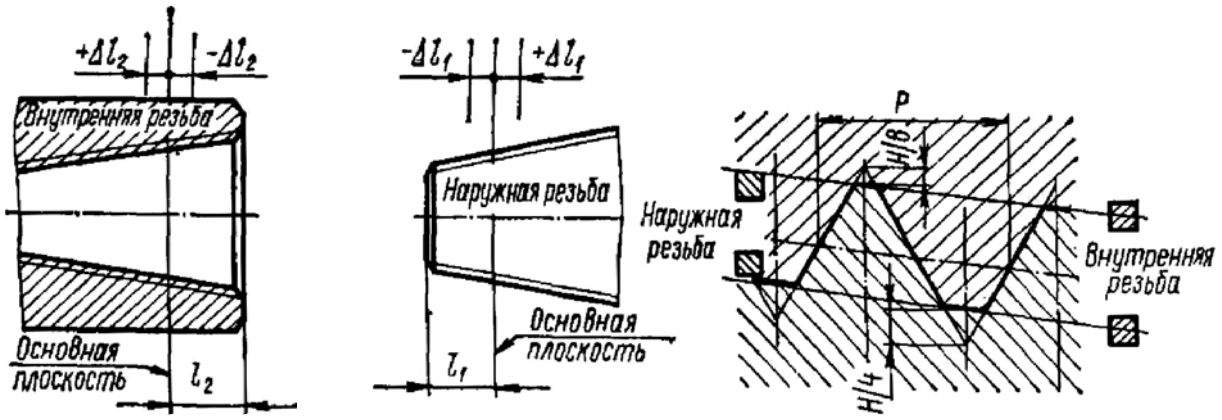
В основной плоскости диаметры конической резьбы равны соответствующим номинальным диаметрам метрической резьбы (по СТ СЭВ 182—75, см. табл. 4.24). Основная плоскость перпендикулярна оси резьбы и расположена от торцев деталей на расстояниях l_1 (наружная резьба) и l_2 (внутренняя резьба). Для внутренней цилиндрической резьбы основная плоскость совпадает с торцем детали (см. рис. *б* табл. 4.53).

ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ

Для метрических конических резьб отклонения по среднему диаметру косвенно ограничиваются допустимыми осевыми смещениями основной плоскости Δl_1 наружной и Δl_2 внутренней резьб относительно номинального положения. Смещение основной плоскости является суммарным, включающим отклонения среднего диаметра, шага, угла наклона боковой стороны профиля и угла конуса φ. В основной плоскости средний диаметр имеет номинальное значение. Для конической резьбы установлены предельные отклонения среза вершин и впадин (размеров $H/4$ и $H/8$, см. рис. табл. 4.54) угла наклона боковой стороны профиля $\alpha/2$, шага резьбы P и угла конуса φ (в виде разности средних диаметров на длине $l_1 + l_2$); для цилиндрической внутренней резьбы — предельные отклонения внутреннего диаметра D_1 и среза впадины (размера $H/8$).

Предельные отклонения для размеров метрической конической резьбы приведены в табл. 4.54

4.54. Отклонения элементов метрической конической резьбы, мм (по СТ СЭВ 304—76)

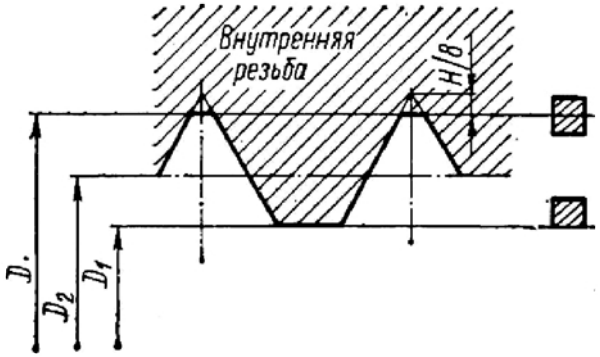


Номинальный диаметр резьбы d	Шаг резьбы P	Предельные отклонения резьбы								Разность средних диаметров резьбы на длине $l_1 + l_2$		
		Δl_1	Δl_2	$H/8$		$H/4$		$\frac{\alpha}{2}$	шага P на длине		Номинал	Отклонения	
				наружной	внутренней	наружной	внутренней		$l_1 + l_2$	l		наружной	внутренней
От 6 до 10	1	±0,9	±1,2	+0,032	±0,03	+0,050 +0,015	±0,03				0,344	+0,038 −0,019	+0,019 −0,038
Св. 10 » 24	1,5	±1,1	±1,5	+0,048	±0,04	+0,065 +0,020	±0,04	±45′	±0,04	±0,07	0,469	+0,052 −0,026	+0,026 −0,052
» 24 » 60	2	±1,4	±1,8	+0,064	±0,05	+0,085 +0,030	±0,05				0,688	+0,077 −0,038	+0,038 −0,077

Продолжение табл. 4.54

Примечания: 1. Предельные отклонения Δl_1 и Δl_2 не распространяются на резьбы с длинами, меньшими, указанных в табл. 4.53. 2. Все предельные отклонения, кроме Δl_1 и Δl_2, не подлежат обязательному контролю, если это не оговорено особо. 3. Предельные отклонения среднего диаметра внутренней цилиндрической резьбы должны соответствовать полю допуска 6*H* по СТ СЭВ 640—77 (см. табл. 4.29). 4. Предельные отклонения внутреннего диаметра D_1 и среза впадин внутренней цилиндрической резьбы равны, мм:

Номинальный диаметр резьбы *d*	Шаг резьбы *P*	Предельные отклонения		
		H/8	D_1	
			верхние	нижние
От 6 до 10	1	±0,03	+0,12	0
Св. 10 » 24	1,5	±0,01	+0,15	
» 24 » 60	2	±0,05	+0,19	



Предельные отклонения размера *H*/8 не подлежат обязательному контролю, если это не оговорено особо. 5. Для цилиндрической внутренней резьбы, выполненной в соответствии с примечанием 6 к табл. 4.53, поле допуска диаметра D_1 должно соответствовать 6*H* по СТ СЭВ 640—77 (см. табл. 4.29). Верхнее отклонение диаметра *D* не регламентируется.

ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ЧЕРТЕЖАХ

Обозначение резьбы состоит из букв *МК* (для конической резьбы) или *М* (для цилиндрической внутренней резьбы), номинального диаметра, шага и для цилиндрической внутренней резьбы номера стандарта СЭВ, например *МК12 × × 1,5*; *М12 × 1,5 СТ СЭВ 304—76*. Для левой резьбы после обозначения шага указывают буквы *LH*, например *МК12 × 1,5LH*; *М12 × 1,5LH СТ СЭВ 304—76*. Коническое резьбовое соединение обозначается аналогично конической резьбе — *МК12 × 1,5*. Соединение внутренней цилиндрической резьбы с наружной конической обозначается дробью *М/МК*, номинальным диаметром, шагом и номером стандарта, например *М/МК12 × 1,5 СТ СЭВ 304—76*; *М/МК20 × 1,5LH СТ СЭВ 304—76*. Для цилиндрической внутренней резьбы, выполненной в соответствии с примечанием 6 табл. 4.53, и для соединений ее с наружной конической резьбой в обозначениях номер стандарта СЭВ не указывается.

4.9. РЕЗЬБА ТРУБНАЯ КОНИЧЕСКАЯ

ПРОФИЛЬ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Трубная коническая резьба по ГОСТ 6211—69 [1] для диаметров от 1/8″ до 6″ выполняется с конусностью 1/16 и имеет такой же закругленный профиль, как и цилиндрическая. Стандарт соответствует рекомендации ИСО Р7 «Резьбы газовые». Трубная коническая резьба имеет то же назначение, что и цилиндрическая, но рекомендуется для таких соединений труб, к которым предъявляются повышенные требования в отношении плотности (непроницаемости). Непроницаемость достигается здесь за счет плотного прилегания и деформации витков резьбы трубы и муфты при затяге без уплотняющих материалов.

Соединение труб и муфт с конической резьбой обычно применяется при наличии высоких давлений и температур. При давлениях среды до $(39 \div 49) \cdot 10^4$ Па (4—5 кгс/см^2) достаточная плотность получается при соединении конической резьбы трубы с цилиндрической резьбой муфты (водопроводы, газопроводы и др.).

Профиль и номинальные размеры элементов резьбы приведены в табл. 4.55.

В основной плоскости диаметры конической резьбы равны соответствующим номинальным диаметрам трубной цилиндрической резьбы. Основная плоскость перпендикулярна оси резьбы и находится от торца резьбы на расстоянии l_2 (см. табл. 4.55). Для резьбы муфты основная плоскость совпадает с торцом муфты. При свинчивании без натяга (от руки) трубы и муфты длина свинчивания равна l_2.

Для соединения наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической резьбой муфтовой арматуры по ГОСТ 6527—68 размеры l_1 и l_2 см. по табл. 4.56.

ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ

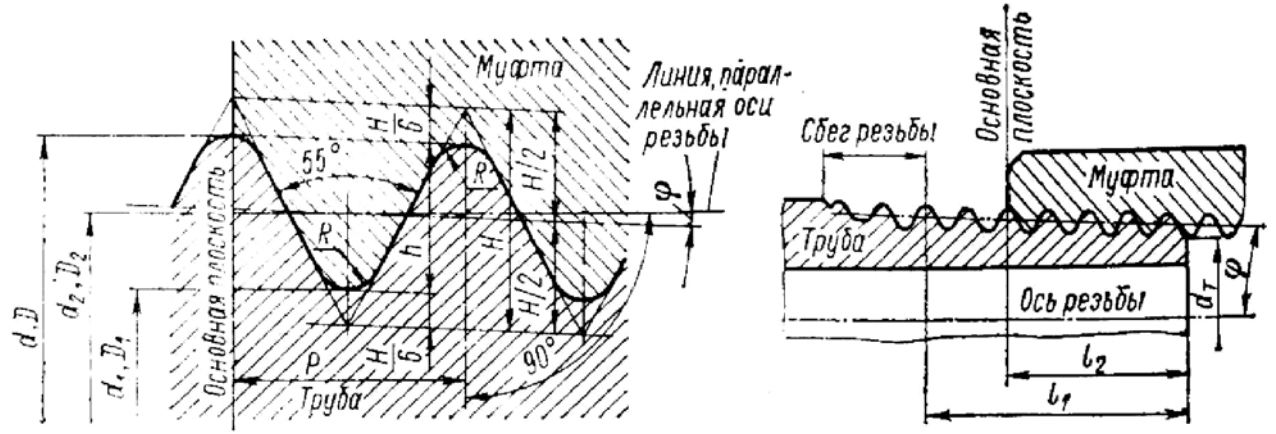
Допускаемые отклонения для размеров трубной конической резьбы приведены в табл. 4.57.

Для конических резьб допуск на средний диаметр d_2 (D_2) не устанавливается. Отклонения по среднему диаметру косвенно ограничиваются предельными отклонениями $\pm\delta l_2$ базорасстояния l_2.

Резьба труб и муфт проверяется по среднему диаметру соответственно калибром-кольцом (шириной l_2) и калибром-пробкой (с уступом в основной плоскости), имеющими коническую резьбу. При навинчивании на трубу торец кольца должен совпасть с торцом трубы. При свинчивании пробки с муфтой уступ калибра должен совпасть с торцом муфты. Допускаемые отклонения от совпадения δl_2 указаны в табл. 4.57.

[1] С 1.I 83 вводится ГОСТ 6211—81 (см. приложение).

4.55. Размеры трубной конической резьбы (по ГОСТ 6211—69)



$H = 0{,}96024P$
$h = 0{,}64033P$
$R = 0{,}13728P$
$\varphi = 1°\ 47'\ 24''$

Шаг резьбы измеряется параллельно оси резьбы
Биссектриса угла профиля перпендикулярна оси резьбы
Конусность $2\ \mathrm{tg}\ \varphi = 1 : 16$

Обозначение резьбы (внутреннего диаметра трубы), дюймы	Диаметр резьбы в основной плоскости			Внутренний диаметр резьбы у торца трубы $d_т$	Длина резьбы		Шаг резьбы P	Рабочая высота витка h	Радиус закругления R	Число ниток на 1″, n
	средний d_2	наружный d	внутренний d_1		рабочая l_1	от торца трубы до основной плоскости l_2				
	мм									
1/8	9,147	9,728	8,566	8,316	6,5	4	0,907	0,581	0,125	28
1/4	12,301	13,157	11,445	11,070	9,7	6	1,337	0,856	0,184	19
3/8	15,806	16,662	14,950	14,550	10,1	6,4				
1/2	19,793	20,955	18,631	18,119	13,2	8,2	1,814	1,162	0,249	14
3/4	25,279	26,441	24,117	23,523	14,5	9,5				
1	31,770	33,249	30,291	29,641	16,8	10,4	2,309	1,479	0,317	11
1 1/4	40,431	41,910	38,952	38,158	19,1	12,7				
1 1/2	46,324	47,803	44,845	44,051	19,1	12,7				
2	58,135	59,614	56,656	55,662	23,4	15,9				

Продолжение табл. 4.55

Обозначение резьбы (внутреннего диаметра трубы), дюймы	Диаметр резьбы в основной плоскости			Внутренний диаметр резьбы у торца трубы $d_т$	Длина резьбы		Шаг резьбы P	Рабочая высота витка h	Радиус закругления R	Число ниток на 1", n
	средний d_2	наружный d	внутренний d_1		рабочая l_1	от торца трубы до основной плоскости l_2				
	мм									
$2^1/_2$	73,705	75,184	72,226	71,132	26,7	17,5	2,309	1,479	0,317	11
3	86,405	87,884	84,926	83,638	29,8	20,6				
4	111,551	113,030	110,072	108,484	35,8	25,4				
5	136,951	138,430	135,472	133,684	40,1	28,6				
6	162,351	163,830	160,872	159,084	40,1	28,6				

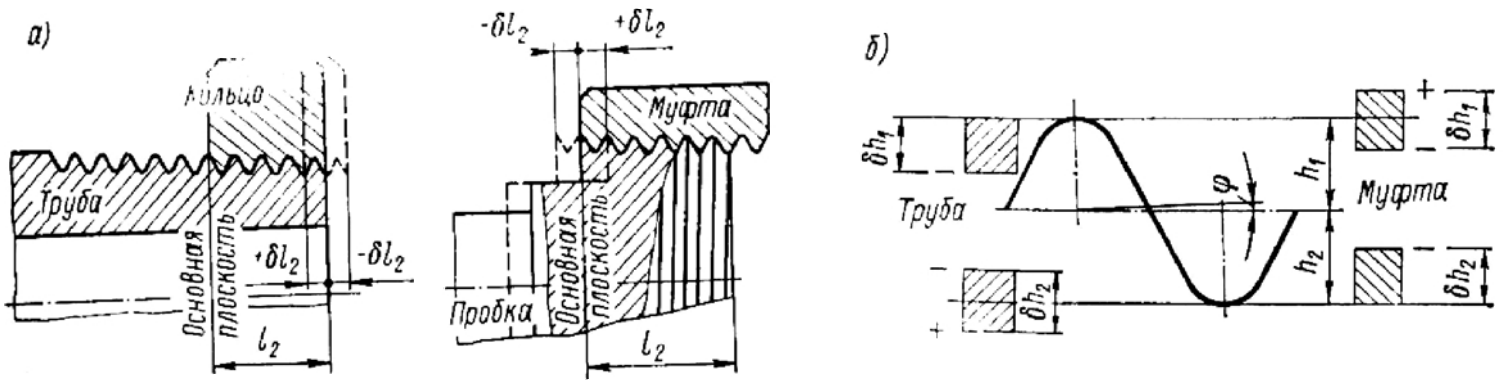
Примечания: 1. Разность размеров $l_1 - l_2$ должна быть не меньше разности указанных в таблице номинальных размеров l_1 и l_2. 2. Размер $d_т$ — справочный.

4.56. Укороченные размеры конической резьбы на трубе (по ГОСТ 6211—69)

Обозначения резьбы, дюймы	$^1/_4$	$^3/_8$	$^1/_2$	$^3/_4$	1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	2	$2^1/_2$	3
l_2, мм, не менее	4	4,5	4,5	6	7	8	10	11	12	14,5
l_1, мм	7,7	8,2	9,5	11	13,4	14,4	16,4	18,5	21,2	23,7

Примечание. Допускается нарезать на трубах укороченную коническую резьбу для соединений трубопроводов из водо- и газопроводных труб по ГОСТ 3262—75 при давлении $p_у$ до $98 \cdot 10^4$ Па (10 кгс/см²).

4.57. Отклонения трубной конической резьбы (по ГОСТ 6211—69)



Обозначения резьбы, дюймы	См. рис. *а*		Предельные отклонения *					См. рис. *б*			
	Отклонения δl_2, мм		половины угла профиля	угла уклона		шага резьбы, мм (на длине до 25 мм)	среднего диаметра цилиндрической внутренней резьбы, мм	Отклонения* δh_1, δh_2 расстояний (h_1 и h_2) вершин и впадин резьбы от линии среднего диаметра, мм			
								Резьба трубы		Резьба муфты	
	трубы	муфты		для резьбы трубы	для резьбы муфты			δh_1	δh_2	δh_1	δh_2
1/8	±0,9	±1,1	±45′	+10′ −5′	+5′ −10′	±0,04	±0,071	0 −0,05	±0,025	±0,025	0 −0,05
1/4—3/8 1/2—3/4	±1,3 ±1,8	±1,7 ±2,3	±45′	+10′ −5′	+5′ −10′	±0,04	±0,104 ±0,142	0 −0,05	±0,025	±0,025	0 −0,05
1—2 2 1/2—6	±2,3 ±3,5	±2,9 ±3,5	±45′	+10′ −5′	+5′ −10′	±0,04	±0,180 ±0,217	0 −0,05	±0,025	±0,025	0 −0,05

* Отклонения среднего диаметра цилиндрической внутренней резьбы по ГОСТ 6357—73, класс точности *А* или по таблице. Отклонения углов, шага и расстояний h_1, h_2 являются факультативными при приемке изделий.

Установлен допуск на высоту профиля резьбы в виде предельных отклонений расстояний δh_1 и δh_2 вершин и впадин от оси резьбы и отклонения (допуски) угла уклона φ, шага резьбы P и половины угла профиля $\alpha/2$ (см. табл. 4.57). Отклонения $\Delta\varphi$, ΔP, $\Delta\alpha/2$ являются исходными для проектирования резьбонарезного инструмента и факультативными при приемке изделий.

ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ЧЕРТЕЖАХ

Примеры обозначения трубной конической резьбы на чертежах:

конической трубной резьбы — *К труб 1/2″ ГОСТ 6211—69*;

укороченной конической трубной резьбы — *К труб 1/2″ укор. ГОСТ 6211—69*;

укороченной конической трубной резьбы с размером 3/4″ — *К труб 3/4″ ГОСТ 6211—69*.

Число в обозначениях резьбы (1/2″, 3/4″ и т. д.) условно относят к внутреннему диаметру трубы.

4.10. РЕЗЬБА КОНИЧЕСКАЯ ДЮЙМОВАЯ

ПРОФИЛЬ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Резьба коническая дюймовая с углом профиля 60° для диаметров от 1/16 до 2″ (ГОСТ 6111—52) предназначена для резьбовых соединений топливных, масляных, водяных и воздушных трубопроводов машин и станков.

Непроницаемость этой резьбы достигается за счет плотного замыкания витков резьбы трубы и муфты, имеющей значительно меньшее притупление (0,033P), чем притупление витков метрической резьбы (0,144P).

Применение резьбы по ГОСТ 6111—52 обязательно для изделий, на которые установлены стандарты, предусматривающие соединения с этой резьбой. Во всех других случаях допускается применение трубной конической резьбы по ГОСТ 6211—69. В трубопроводах из стальных водо- и газопроводных труб по ГОСТ 3262—75 соединения с конической резьбой должны выполняться по ГОСТ 6211—69.

Профиль и основные размеры конической дюймовой резьбы с углом профиля 60° приведены в табл. 4.58.

ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ

Допускаемые отклонения на размеры конической дюймовой резьбы приведены в табл. 4.59.

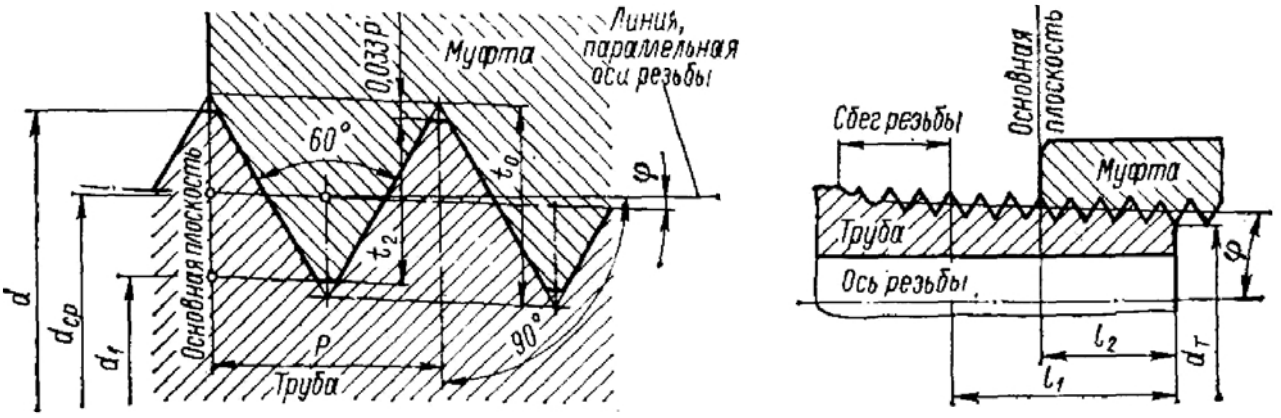
Резьба труб и муфт проверяется аналогично указанному для трубной конической резьбы по ГОСТ 6211—69.

ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ЧЕРТЕЖАХ

Примеры обозначения на чертежах конической дюймовой резьбы с углом профиля 60°: *К 1/2″ ГОСТ 6111—52*; *К 1 1/2″ ГОСТ 6111—52* и. т. п.

Числа в обозначениях резьбы (1/2″, 1″ и т. п.) условно относятся к внутреннему диаметру трубы.

4.58. Размеры конической дюймовой резьбы с углом профиля 60° (по ГОСТ 6111—52)



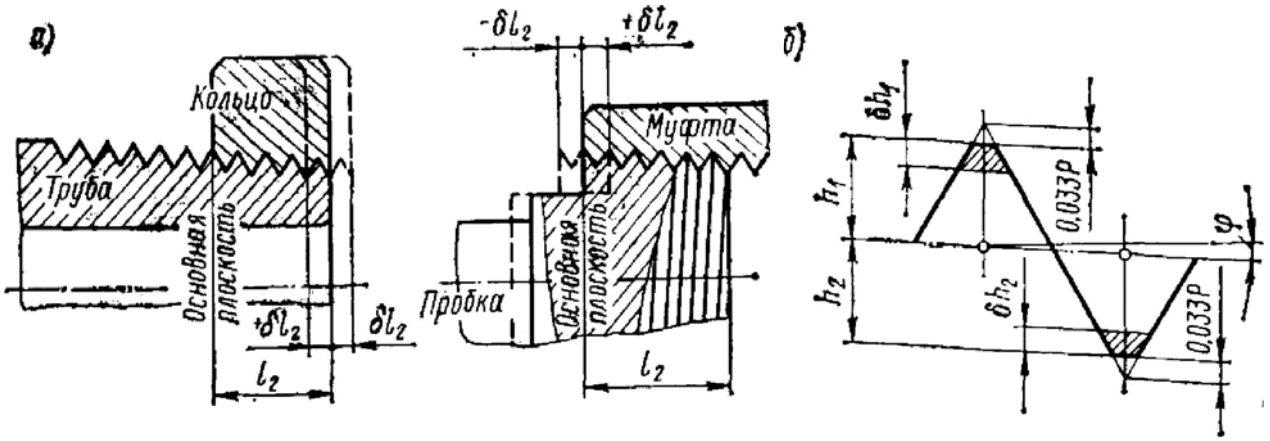
$t_0 = 0{,}806P$
$t_2 = 0{,}8P$
$\varphi = 1°\ 47'\ 24''$
Конусность $2 \operatorname{tg} \varphi = 1 : 16$

Шаг резьбы измеряется параллельно оси резьбы
Биссектриса угла профиля перпендикулярна оси резьбы

Обозначение резьбы (внутреннего диаметра трубы), дюймы	Диаметр резьбы в основной плоскости: средний $d_{ср}$	наружный d	внутренний d_1	Внутренний диаметр резьбы у торца трубы $d_т$	Длина резьбы: рабочая l_1	от торца трубы до основной плоскости l_2	Шаг резьбы P	Рабочая высота витка t_2	Число ниток на 1″
	мм								
1/16	7,142	7,895	6,389	6,135	6,5	4,064	0,941	0,753	27
1/8	9,519	10,272	8,766	8,480	7,0	4,572			
1/4	12,443	13,572	11,314	10,997	9,5	5,080	1,411	1,129	18
3/8	15,926	17,055	14,797	14,416	10,5	6,096			
1/2	19,772	21,223	18,321	17,813	13,5	8,128	1,814	1,451	14
3/4	25,117	26,568	23,666	23,128	14,0	8,611			
1	31,461	33,228	29,694	29,059	17,5	10,160	2,209	1,767	11 1/2
1 1/4	40,218	41,985	38,451	37,784	18,0	10,668			
1 1/2	46,287	48,054	44,520	43,853	18,5	10,668	2,209	1,767	11 1/2
2	58,325	60,092	56,558	55,866	19,0	11,074			

Примечания: 1. При свинчивании без натяга трубы и муфты с одинаковыми номинальными размерами резьбы основная плоскость резьбы трубы совпадает с торцем муфты. 2. Размер $d_т$ — справочный. 3. Для масленок по ГОСТ 20905—75 применяются резьбы *М10×1-6e*, *М14×1,5-6e* (см. табл. 4.29). 4. В отдельных случаях при наличии достаточного обоснования допускается уменьшать размер l_2 (расстояние от основной плоскости до торца трубы), при этом разность размеров $l_1 - l_2$ должна быть не менее разности размеров l_1 и l_2, указанных в таблице.

4.59. Отклонения конической дюймовой резьбы с углом профиля 60° (по ГОСТ 6111—52)



Обозначение резьбы, дюймы	См. рис. *а*	Предельные отклонения *					См. рис. *б*	
	Предельные отклонения δl_2, мм	половины угла профиля	угла уклона		по шагу резьбы		Отклонения * δh_1 и δh_2 расстояний (h_1 и h_2) вершин и впадин резьбы от линии среднего диаметра	
			для резьбы трубы	для резьбы муфты	на длине до 10 мм	на длине свыше 10 мм	$h_1 = h_2 = t_2/2$	$\delta h_1 = \delta h_2$
	мм				мм			
1/16, 1/8	0,941	+1°	+12′ −6′	−12′ +6′	±0,02	±0,04	0,3765	0 −0,045
1/4, 3/8	±1,411	±45′	+10′ −5′	−10′ +5′			0,5645	0 −0,065
1/2, 3/4	±1,814						0,7255	0 −0,085
1—2	±2,209						0,8835	0 −0,085

Примечание. Резьба трубы контролируется по среднему диаметру резьбовым калибром-кольцом, резьба муфты (внутренняя резьба) — резьбовым калибром-пробкой (см. рис. *а*). Предельные отклонения δl_2 регламентируют осевое смещение основной плоскости трубы или муфты относительно номинального расположения.

4.11. РЕЗЬБЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ ДЛЯ ПРИБОРОСТРОЕНИЯ

Резьба метрическая для приборостроения диаметром от 3,5 до 400 мм имеет профиль, аналогичный профилю метрической резьбы по ГОСТ 9150—81 (см. табл. 4.24). Резьба допускается к применению в приборостроении в том случае, когда диаметры и шаги метрической резьбы диаметром 1—600 мм по ГОСТ 8724—82 не могут удовлетворить функциональным и конструктивным требованиям.

В технически обоснованных случаях шаги и диаметры резьбы допускается применять и в других отраслях промышленности.

Резьба метрическая для приборостроения отличается от стандартной метрической с мелким шагом относительно меньшими значениями шагов и, следовательно, высотой профиля.

Основные размеры резьбы регламентированы ГОСТ 24706—81, а диаметры и шаги (табл. 4.60) — ГОСТ 16967—81. Номинальные значения среднего и внутреннего диаметров резьбы определяются по табл. 4.24.

Допуски [1] метрической резьбы для приборостроения в посадках с зазором установлены ГОСТ 16093—81 (см. табл. 4.27—4.29).

РЕЗЬБА УПОРНАЯ УСИЛЕННАЯ 45°

Резьба упорная усиленная 45° (ГОСТ 13535—68) диаметром от 80 до 2000 мм, отличающаяся от стандартной упорной резьбы (ГОСТ 10177—62) увеличенным до 45° углом наклона профиля и несколько меньшей рабочей высотой профиля, имеет повышенную прочность и применяется в основном в прокатно-прессовом производстве.

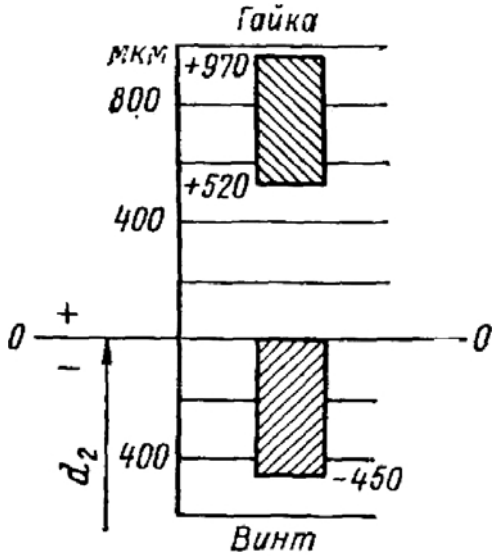


Рис. 4.20

Диаметры и шаги (табл. 4.61), профиль, основные размеры (табл. 4.62) и допуски упорной усиленной резьбы регламентированы ГОСТ 13535—68 [2]. Стандарт соответствует рекомендации СЭВ по стандартизации РС 647—6.

Для резьбовых соединений установлены поля допусков (рис. 4.20 — пример для резьбы *Уп. 80 × 5 × 45°* по ГОСТ 13535—68) винтов и гаек в одном классе точности (табл. 4.63). В обозначении резьбы указываются буквы *Уп*, номинальный диаметр, шаг, угол 45° и номер ГОСТа. Пример обозначения резьбы см. табл. 4.21.

РЕЗЬБА КОНИЧЕСКАЯ ВЕНТИЛЕЙ И ГОРЛОВИН БАЛЛОНОВ ДЛЯ ГАЗА

Основные размеры и допуски по ГОСТ 9909—70 распространяются на коническую резьбу вентилей, баллонов для газов по ГОСТ 949—73, а также калибры для контроля резьбы. Стандарт соответствует рекомендации СЭВ по стандартизации РС 1199—67.

---

[1] Ранее использовался ГОСТ 17722—72. Данные по этому стандарту см. [7] и раздел «Краткие сведения о допусках метрических резьб с зазорами по ГОСТ 16093—70 и ГОСТ 17722—72».

[2] В приложении к ГОСТ 13535—68 даны диаметры, шаги, профиль, основные размеры и допуски резьбы усиленной 45° специальной диаметром от 80 до 2000 мм, которая рекомендуется для опытного применения при особо больших знакопеременных нагрузках (разработана по ВНИИметмаш).

4.60. Резьба метрическая для приборостроения по ГОСТ 16967—81 (СТ СЭВ 183—75). Диаметры * и шаги, мм

Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P					
1	2						
3,5					0,5		
4; 4,5; 5;						0,35	0,25
5,5; 6						0,35	0,25
	6,5			0,75	0,5	0,35	0,25
7						0,35	0,25
	7,5			0,75	0,5	0,35	0,25
8						0,35	0,25
	8,5		1	0,75	0,5		
9						0,35	
	9,5		1	0,75	0,5	0,35	
10						0,35	
	10,5		1	0,75	0,5		
11						0,35	
12	11,5		1	0,75	0,5	0,35	
	12,5; 13; 13,5; 14,5	1,5	1	0,75	0,5		
15				0,75	0,5		
	15,5; 16,5				0,5		
17	17,5			0,75	0,5		
	18,5				0,5		
	19	1,5	1	0,75	0,5		
	19,5				0,5		
	20,5		1		0,5		
	21	1,5	1	0,75	0,5		
	21,5				0,5		
	22,5				0,5		
	23	1,5	1	0,75	0,5		

Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P				Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P					
1	2					1	2						
	23,5				0,5		28,5						0,5
24	24,5				0,5		29				0,75		0,5
25				0,75	0,5		29,5						0,5
	25,5				0,5	30							0,5
26			1	0,75	0,5		30,5						0,5
	26,5				0,5		31	1,5			0,75		0,5
27	27,5				0,5		31,5						0,5
28				0,75	0,5								

Продолжение табл. 4.60

Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P			
1	2				
32			1	0,75	0,5
	32,5				0,5
33					0,5
	33,5				0,5
	34	1,5	1	0,75	0,5
	34,5				0,5
35			1	0,75	0,5
	35,5				0,5
36				0,75	0,5
	36,5				0,5
	37	1,5		0,75	0,5
	37,5				0,5
38			1	0,75	0,5
	38,5				0,5
39				0,75	0,5
	39,5				0,5
40			1	0,75	0,5
	40,5				0,5
	41	1,5		0,75	0,5
	41,5				0,5
42				0,75	0,5
	42,5				0,5
	43	1,5		0,75	0,5
	43,5				0,5
	44	1,5	1	0,75	0,5
45	44,5				0,5
				0,75	0,5
	45,5				0,5
	46	1,5	1	0,75	0,5
	46,5				0,5

Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P			
1	2				
	47	1,5		0,75	0,5
	47,5				0,5
	48			0,75	0,5
	48,5				0,5
	49	1,5		0,75	0,5
	49,5			0,75	0,5
50			1	0,75	0,5
	(50,5)				0,5
	51	1,5	1	0,75	0,5
	(51,5)			0,75	0,5
52				0,75	0,5
	(52,5)			0,75	0,5
	53		1	0,75	0,5
	(53,5)				0,5
	54		1	0,75	0,5
	(54,5)			0,75	0,5
55			1	0,75	0,5
56				0,75	0,5
	57		1	0,75	0,5
58			1	0,75	0,5
	59		1	0,75	0,5
60				0,75	0,5
	61		1	0,75	
62			1	0,75	
	63	1,5	1	0,75	
64				0,75	
65			1	0,75	
	66		1	0,75	
	(67)		1	0,75	
68				0,75	

Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P		
1	2			
	(69)		1	0,75
70	(71)		1	0,75
72				0,75
	(73), 74		1	0,75
75			1	0,75
76				0,75
	(77)		1	0,75
78		1,5	1	0,75
	(79)		1	0,75
80				0,75

Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P		
1	2			
	(81)		1	0,75
82		1,5	1	0,75
	(83), 84		1	0,75
85	86		1	0,75
	(87)		1	0,75
	88	1,5	1	0,75
	(89)		1	0,75
90	(91)		1	0,75

Продолжение табл. 4.60

Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг разьбы P			Наружный диаметр резьбы d для ряда		Шаг резьбы P	
1	2				1	2		
	92	1,5	1	0,75	135			1
	(93), 94		1	0,75				
95	96		1	0,75		138	1,5	1
	(97		1	0,75				
	98	1,5	1	0,75				
100	(99)		1	0,75	140			1
	(101)		1	(0,75)				
	102	1,5	1	0,75		142	1,5	
	(103)		1	(0,75)				1
	104, 106		1	0,75				
105			1	(0,75)	145			1
	108	1,5	1	0,75				
110			1	0,75		148	1,5	1
	112	1,5	1		150			1
	114		1					
115,	116		1		155,	152,		
120,			1		160,	158,	1,5	
125,					165,	162,		
130			1		170,	168,		
					175,	172,		
	118, 122	1,5	1		180	178		
	128, 132		1					

Примечания: 1. При выборе диаметров резьб 1-й ряд следует предпочитать 2-му. 2. Если одному диаметру соответствует несколько значений, то в первую очередь следует применять большие значения шагов. 3. Диаметры и шаги, заключенные в скобки, применять не рекомендуется. 4. Резьбы *М150,5×0,5*; *М5 1,5×0,5*; *М5 2,5×0,5*; *М5 3,5×0,5*; *М5 4,5×0,5* допускается применять лишь для изготовления объективов.

* Резьбы диаметром d от 182 до 400 мм см. ГОСТ 16967—81.

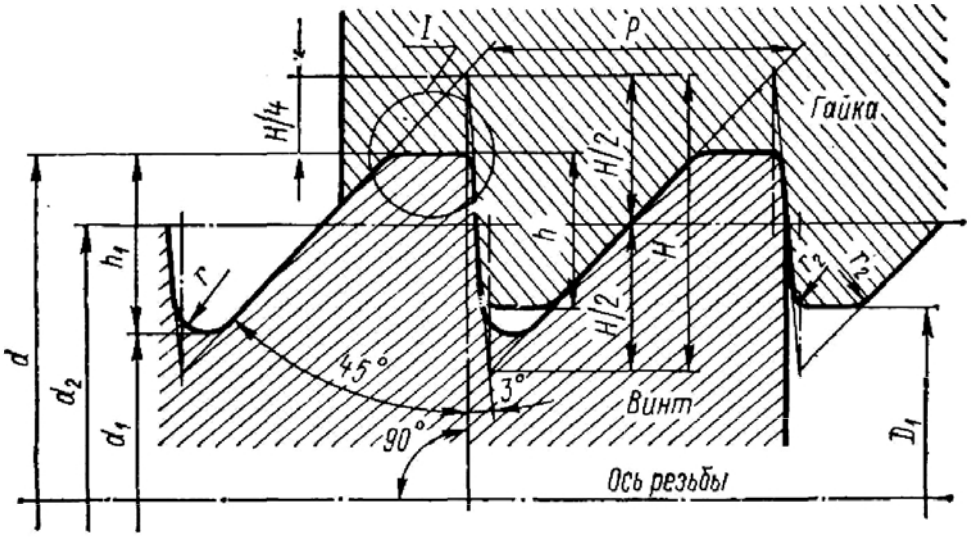
4.61. Резьба упорная усиленная 45°. Диаметры и шаги *, мм (по ГОСТ 13535—68)

Номинальный диаметр резьбы d для ряда			Шаг резьбы P		Номинальный диаметр резьбы d для ряда			Шаг резьбы P	
1	2	3			1	2	3		
80		85	8	5			130	10	5
	90	95	8	5		140		10	5
100		105	8	5			150	10	6
	110	120	8	5	160		170	10	6
125			8	5		180		10	6

Примечание. При выборе диаметров резьб 1-й ряд следует предпочитать 2-му, 2-й — 3-му.

* Резьбы диаметром d от 190 до 2000 мм см. ГОСТ 13535—68.

4.62. Размеры * резьбы упорной усиленной 45°, мм (по ГОСТ 13535—68)



$H = 0{,}9502P$; $h = 0{,}5P$; $h_1 = 0{,}590P$; $r = 0{,}095P$; $r_1 = 0{,}075P$; $r_2 = 0{,}05P$

Шаг резьбы P	Винт и гайка		Винт	Гайка
	Диаметр резьбы			
	наружный d	средний d_2	внутренний d_1	внутренний D_1
5	80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140	$(d - 3) + 0{,}625$	$(d - 6) + 0{,}1$	$d - 5$
6	150; 160; 170; 180	$(d - 3) + 0{,}15$	$(d - 8) + 0{,}92$	$d - 6$
8	80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125	$(d - 4) + 0{,}2$	$(d - 10) + 0{,}56$	$d - 8$
10	130; 140; 150; 160; 170; 180	$(d - 5) + 0{,}249$	$(d - 12) + 0{,}2$	$d - 10$

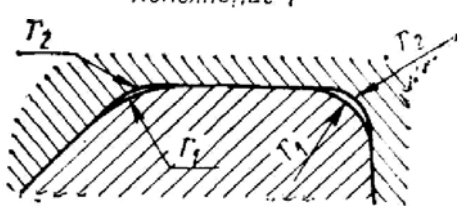
Пример: Резьба *Уп.* 80×8×45°.

Винт и гайка	Винт	Гайка
$d = 80$; $d_2 = 76{,}2$	$d_1 = 70{,}56$	$D_1 = 72$

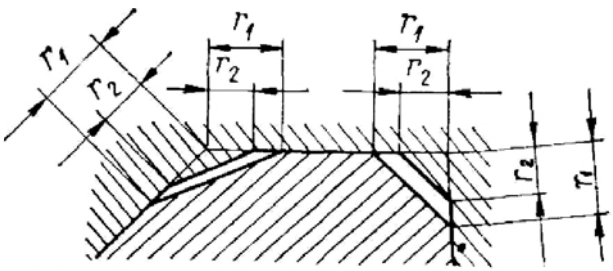
Размеры элементов резьбы

I

Исполнение 1



Исполнение 2

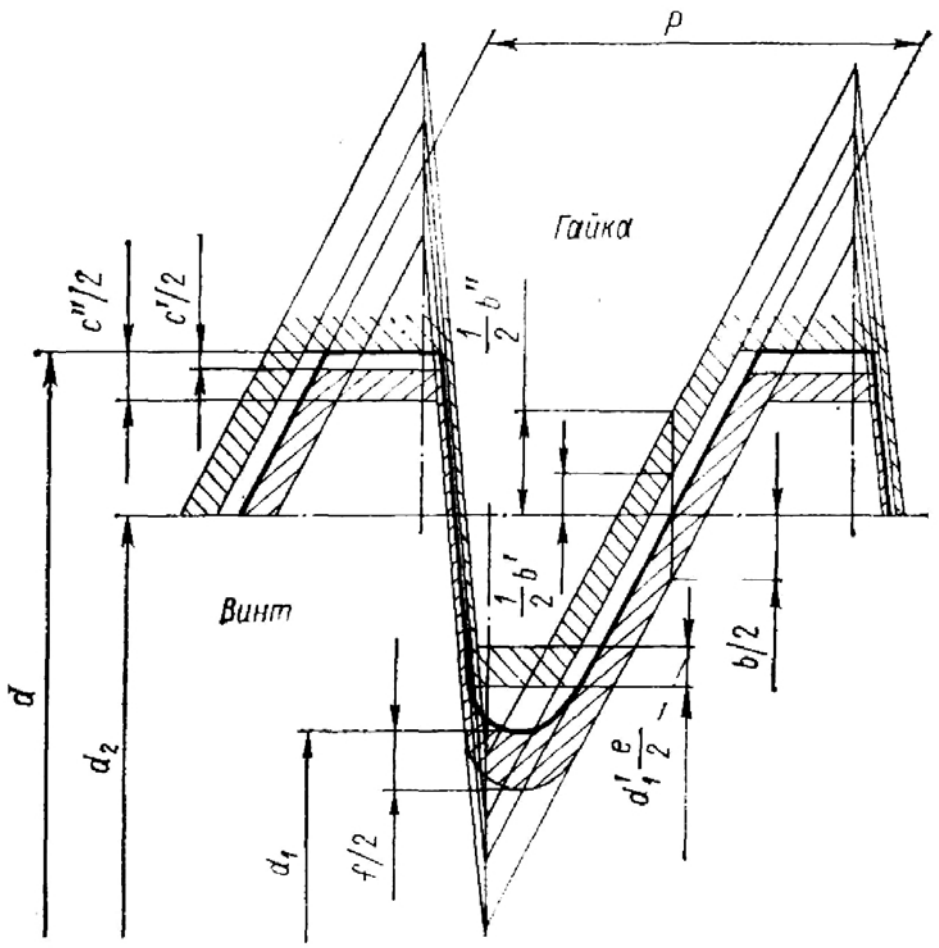


Шаг резьбы P	Высота исходного профиля H	Рабочая высота профиля h	Высота профиля h_1	Радиус		
				r	r_1	r_2
5	4,751	2,5	2,95	0,475	0,375	0,25
6	5,701	3,0	3,54	0,570	0,450	0,30
8	7,601	4,0	4,72	0,760	0,600	0,40
10	9,502	5,0	5,90	0,950	0,750	0,50

Примечание. Наружный диаметр d винта является одновременно и номинальным диаметром резьбы.

* Размеры резьбы при d от 190 до 2000 мм см. ГОСТ 13535—68.

4.63. Отклонения диаметров резьбы упорной усиленной 45° (по ГОСТ 13535—68)



Шаг резьбы P	Номинальный диаметр резьбы d	Максимальная длина свинчивания *	Винт			Гайка				
			Отклонения, мкм							
			среднего диаметра d_2	наружного диаметра d	внутреннего диаметра d_1	среднего диаметра D_2		внутреннего диаметра D_1	наружного диаметра D	
мм			нижние ** $-b$	нижние ** $-c$	нижние ** $-f$	нижние $+b'$	верхние $+b''$	верхние *** $+e$	нижние $+c'$	верхние $+c''$
5	80	98	−450	−200	−560	+520	+970	+200	+100	+300
	85	98	−450	−230	−560	+520	+970	+200	+120	+350
	90—120	98	−450	−230	−560	+520	+970	+230	+120	+350
	125	130	−450	−260	−560	+520	+970	+230	+130	+400
	130—140	130	−500	−260	−630	+520	+1020	+260	+130	+400
6	150—180	165	−500	−260	−630	+560	+1060	+260	+130	+400

Продолжение табл. 4.63

Шаг резьбы P	Номинальный диаметр резьбы d	Максимальная длина свинчивания *	Винт			Гайка				
			Отклонения, мкм							
			среднего диаметра d_2	наружного диаметра d	внутреннего диаметра d_1	среднего диаметра D_2		внутреннего диаметра D_1	наружного диаметра D	
мм			нижние ** $-b$	нижние ** $-c$	нижние ** $-f$	нижние $+b'$	верхние $+b''$	верхние *** $+e$	нижние $+c'$	верхние $+c''$
8	80	100	−450	−200	−560	+640	+1090	+200	+100	+300
	85	100	−450	−230	−560	+640	+1090	+200	+120	+350
	90—120	100	−450	−230	−560	+640	+1090	+230	+120	+350
	125	100	−450	−260	−560	+640	+1090	+230	+130	+400
10	130	150	−500	−260	−630	+720	+1220	+230	+130	+400
	140—180	150	−500	−260	−630	+720	+1220	+260	+130	+400

Примечание. Отклонения для резьбы при $d > 180$ мм см. ГОСТ 13535—68.

* Приведены нормальные длины свинчивания. Допуски среднего диаметра резьбы установлены для длин свинчивания, не превышающих указанных в таблице значений. В тех случаях, когда допуски резьбы должны быть отнесены к большим длинам свинчивания, в обозначении резьбы указывается их численное значение длины свинчивания (и буква L), например $80 \times 8 \times 45^{\circ} - L150$.

** Верхние отклонения среднего, наружного и внутреннего диаметров винта равны нулю.

*** Нижнее отклонение внутреннего диаметра гайки равно нулю.

Резьба имеет три номинальных диаметра, угол профиля 55° и конусность $2 \operatorname{tg} \varphi = 3 : 25$ ($\varphi = 3^{\circ}\ 26'\ 2''$). Биссектриса угла профиля перпендикулярна к образующей конуса. Для резьбы установлен один класс точности. Пример обозначения резьбы с расчетным диаметром $D = 20{,}16$ мм см. табл. 4.21.

4.12. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ВИДЫ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпоночные соединения предназначены для соединения валов между собой с помощью специальных устройств (муфт), а также для соединения с валами, осями различных тел вращения (зубчатых колес, эксцентриков, шкивов, маховиков и т. п.). Шпоночные соединения с призматическими, сегментными и клиновыми шпонками стандартизованы. Обычно шпоночные соединения делятся на два типа: ненапряженные с призматическими и сегментными шпонками и напряженные с клиновыми шпонками.

Чаще всего применяется 1-й тип шпоночных соединений (зубчатые колеса, эксцентрики и подобные детали на валах). Использование призматических шпонок дает возможность более точно центрировать сопрягаемые элементы и получать

как неподвижные (в случае применения обыкновенных призматических шпонок), так и скользящие соединения (при использовании направляющих шпонок с креплением на валу). Сегментные шпонки позволяют получать только неподвижные соединения.

Соединения с клиновыми и тангенциальными шпонками встречаются значительно реже. Например, клиновые шпонки недопустимы при высоких требованиях к соосности соединяемых деталей, так как смещают их геометрические оси на размер посадочного зазора. Эти соединения используются в тех случаях, когда подобные смещения осей не имеют существенного значения (шкивы, маховики и т. п.).

РАЗМЕРЫ, ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

В настоящее время в СССР действуют: ГОСТ 23360—78 на размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками без крепления на валу (в части размеров шпонок и шпоночных пазов он соответствует СТ СЭВ 189—75), срок его действия — до 1/I 1990 г.; ГОСТ 8790—79 на размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу [1] (в части размеров шпонок и шпоночных пазов на валах и во втулках соответствует СТ СЭВ 189—75), срок действия — до 1/I 1991 г.; ГОСТ 24071—80 на размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с сегментными шпонками (полностью соответствует СТ СЭВ 647—77), срок его действия — до 1/I 1991 г.; ГОСТ 24068—80 на размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с клиновыми шпонками (полностью соответствует СТ СЭВ 645—77), срок его действия — до 1/I 1991 г.; ГОСТ 24069—80 и ГОСТ 24070—80 на размеры, допуски и посадки шпоночных соединений соответственно с тангенциальными нормальными и усиленными шпонками (полностью соответствуют СТ СЭВ 646—77), срок действия — до 1/I 1991 г.

Основные размеры шпонок и шпоночных пазов в соединениях с призматическими шпонками даны в табл. 4.64. Предельные отклонения по ширине b шпонки и пазов на валу и во втулке приведены в табл. 4.65, а предельные отклонения несопрягаемых размеров соединений с призматическими шпонками — в табл. 4.66.

Стандарт не распространяется на посадки с пригонкой или подбором шпонок, а также на специальные посадки — у ходовых валиков, штампованных сердечников электрических машин и т. д. Для шпоночных соединений с сегментными шпонками размеры элементов соединений в соответствии с ГОСТ 24071—80 даны в табл. 4.67, предельные отклонения размеров (по ширине шпонки b и несопрягаемых) — в табл. 4.68.1, рекомендации по назначению посадок — в табл. 4.68.2.

Для шпоночных соединений с клиновыми шпонками размеры элементов соединения в соответствии с ГОСТ 24068—80 даны в табл. 4.69.1, а предельные отклонения несопрягаемых размеров — в табл. 4.69.2.

Для шпоночных соединений с тангенциальными нормальными и усиленными шпонками размеры их и соответствующих им шпоночных пазов на валах и во втулках (с указанием предельных отклонений) даны соответственно в табл. 4.70.1 и 4.70.2.

Шпонки обычно сопрягаются по ширине с валом по неподвижной посадке, а с втулками — по одной из подвижных посадок. Натяг необходим для того, чтобы шпонка не перемещалась при эксплуатации, а зазор — для компенсации неизбежных неточностей пазов и их перекоса (рис. 4.21).

Если детали соединены одной шпонкой, то относительным поворотом их можно уменьшить несовпадение граней пазов до $\Delta' = 2\Delta_c k/d$, где k — размер части шпонки, выступающей над валом (рис. 4.21, *в* и рис. к табл. 4.64). Если учесть, что $2k/d \approx 1/4$, то $\Delta' = \Delta_c/4$, т. е. допуск симметричности шпоночного

[1] В справочнике не рассматриваются.

паза относительно оси [1] при одной шпонке может быть в 4 раза больше допуска параллельности плоскости симметрии паза относительно оси [2] (рис. 4.21, *б*).

При двух шпонках допуск симметричности шпоночного паза относительно оси может расположиться таким образом, что поворот деталей не даст эффекта, так как вторая шпонка сместится на $2\Delta_c$ относительно паза. Тогда этот допуск не должен быть больше допуска параллельности плоскости симметрии паза относительно оси. Таким образом, при симметричном расположении поля допуска (см. рис. 4.21, *а*) при любом количестве шпонок допуск параллельности плоскости симметрии паза относительно оси шпоночного паза по длине паза в отверстиях равен $0{,}5T_ш$, допуск симметричности шпоночного паза относительно оси при соединении с одной шпонкой — $2T_ш$, а при двух шпонках — $0{,}5T_ш$, где $T_ш$ — допуск на ширину шпоночного паза

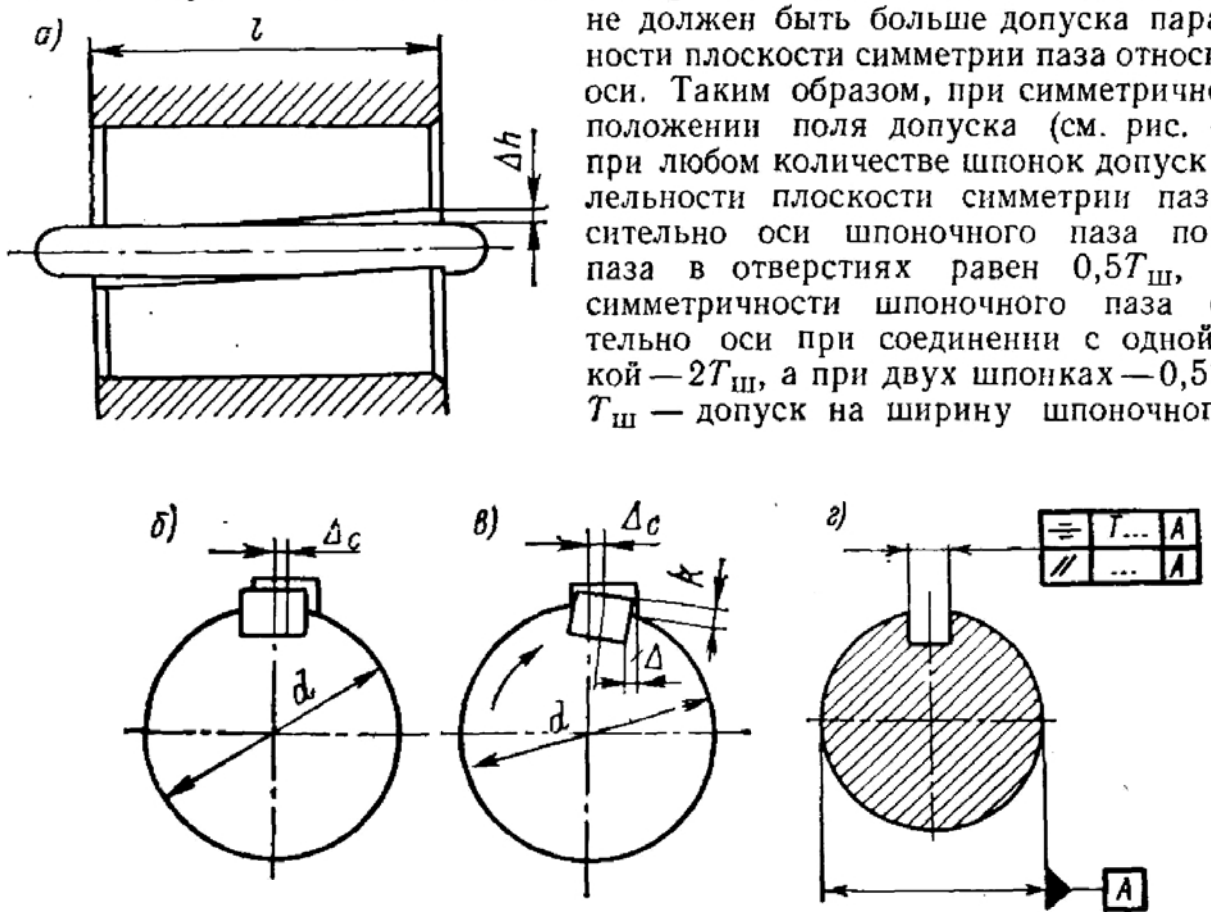


Рис. 4.21

(для призматических и сегментных соединений см. табл. 4.65 и 4.68.1). Обозначения допусков симметричности шпоночного паза относительно оси и параллельности плоскости симметрии паза относительно оси см. рис. 4.21, *г*.

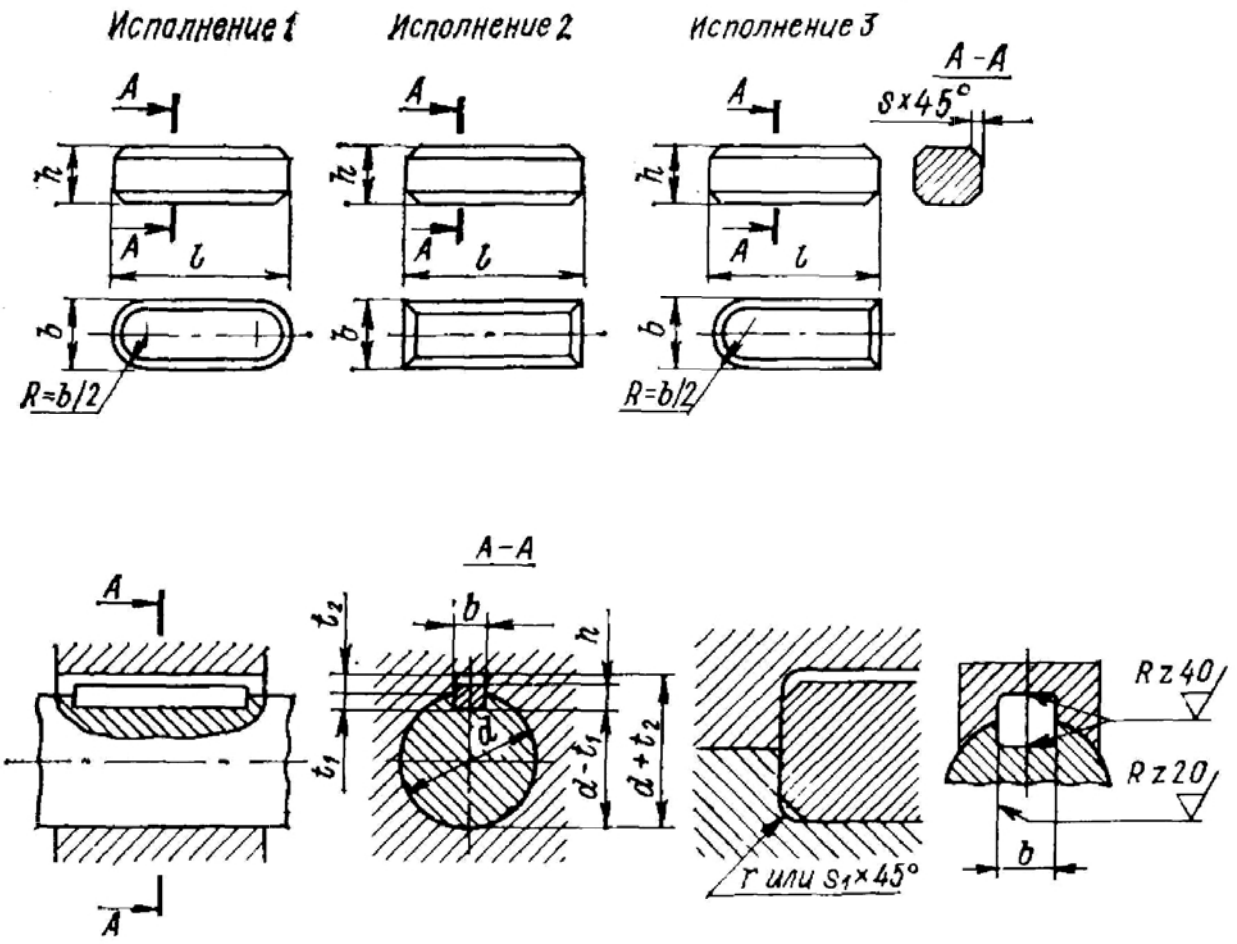
Однако выбор допусков определяется конкретными условиями сборки. и приведенные выше значения являются только рекомендуемыми. Приемлемость их показана ниже на примере соединения с направляющей призматической шпонкой шириной от 4 до 6 мм с посадками шпонки на валу $\frac{H9}{h9}$ и шпонки во втулке $\frac{D10}{h9}$ (см. табл. 4.65).

Вероятностные зазоры в соединении шпонки с пазом вала $\frac{H9}{h9}$: средний зазор 30 мкм, рассеивание $\sqrt{2 \cdot 30^2} = 42$ мкм; наибольший зазор $30 + 21 = 51$ мкм, наименьший $30 - 21 = 9$ мкм. Здесь 30 мкм — допуск размера ширины шпонки и паза. Максимальный зазор в соединении шпонки во втулке $\frac{D10}{h9}$ равен 30 мкм (см. табл. 1.28 и 1.36).

[1] В соответствии с ГОСТ 24642—81 (СТ СЭВ 301—76) этот термин используется вместо прежнего «смещение паза».

[2] В соответствии с ГОСТ 24642—81 (СТ СЭВ 301—76) этот термин применяется вместо прежнего «перекос паза».

4.64. Основные размеры соединений с призматическими шпонками, мм (по ГОСТ 23360—78)



Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки					Номинальные размеры паза			
	$b \times h$	Фаска s		Интервалы длин l		Глубина		Радиус закругления или фаска $s_1 \times 15°$	
		max	min	от	до	на валу t_1	во втулке t_2	max	min
От 6 до 8	2×2	0,25	0,16	6	20	1,2	1,0	0,16	0,08
Св. 8 » 10	3×3			6	36	1,8	1,4		
» 10 » 12	4×4			8	45	2,5	1,8		
Св. 12 до 17	5×5	0,40	0,25	10	56	3,0	2,3	0,25	0,16
» 17 » 22	6×6			14	70	3,5	2,8		
» 22 » 30	8×7			18	90	4,0	3,3		
Св. 30 до 38	10×8	0,60	0,40	22	110	5,0	3,3	0,4	0,25
» 38 » 44	12×8			28	140	5,0	3,3		
» 44 » 50	14×9			36	160	5,5	3,8		
» 50 » 58	16×10			45	180	6,0	4,3		
» 58 » 65	18×11			50	200	7,0	4,4		

Продолжение табл. 4.61

Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки					Номинальные размеры паза			
	$b \times h$	Фаска s		Интервалы длин l		Глубина		Радиус закругления или фаска $s_1 \times 45°$	
		max	min	от	до	на валу t_1	во втулке t_2	max	min
Св. 65 до 75	20×12	0,80	0,60	56	220	7,5	4,9	0,6	0,4
» 75 » 85	22×14			63	250	9,0	5,4		
» 85 » 95	25×14			70	280	9,0	5,4		
» 95 » 110	28×16			80	320	10,0	6,4		
» 110 » 130	32×18			90	360	11,0	7,4		
Св. 130 до 150	36×20	1,20	1,00	100	400	12,0	8,4	1,0	0,7
» 150 » 170	40×22			100	400	13,0	9,4		
» 170 » 200	45×25			110	450	15,0	10,4		
» 200 » 230	50×28			125	500	17,0	11,4		
Св. 230 до 260	56×32	2,00	1,60	140	500	20,0	12,4	1,6	1,2
» 260 » 290	63×32			160		20,0	12,4		
» 290 » 330	70×36			180		22,0	14,4		
Св. 330 до 380	80×40	3,00	2,50	200	500	25,0	15,4	2,5	2,0
» 380 » 440	90×45			220		28,0	17,4		
» 440 » 500	100×50			250		31,0	19,5		

Примечания: 1. ГОСТ 23360—78 не распространяется на шпоночные соединения, применяемые для крепления режущего инструмента. 2. Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500. 3. Допускается применять шпонки с длиной, выходящей за пределы диапазона длин, указанного в таблице. 4. Материал — сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТ 8786—68 или другая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МН/м² (60 кгс/мм²). 5. Указания по шероховатости поверхности на рисунке в данной таблице не стандартизованы. 6. На рабочем чертеже проставляется один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) или $d - t_1$ и для втулки $d + t_2$. 7. В ответственных шпоночных соединениях сопряжения дна паза с боковыми сторонами выполняются по радиусу r, значение и предельные отклонения которого указываются на рабочем чертеже. 8. В отдельных обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передача пониженных крутящих моментов и т. д.) допускается применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов. 9. Пример условного обозначения призматической шпонки исполнения *1* с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм:

Шпонка 18×11×100 ГОСТ 23360—78.

Пример условного обозначения такой же шпонки исполнения *2 (3)*:

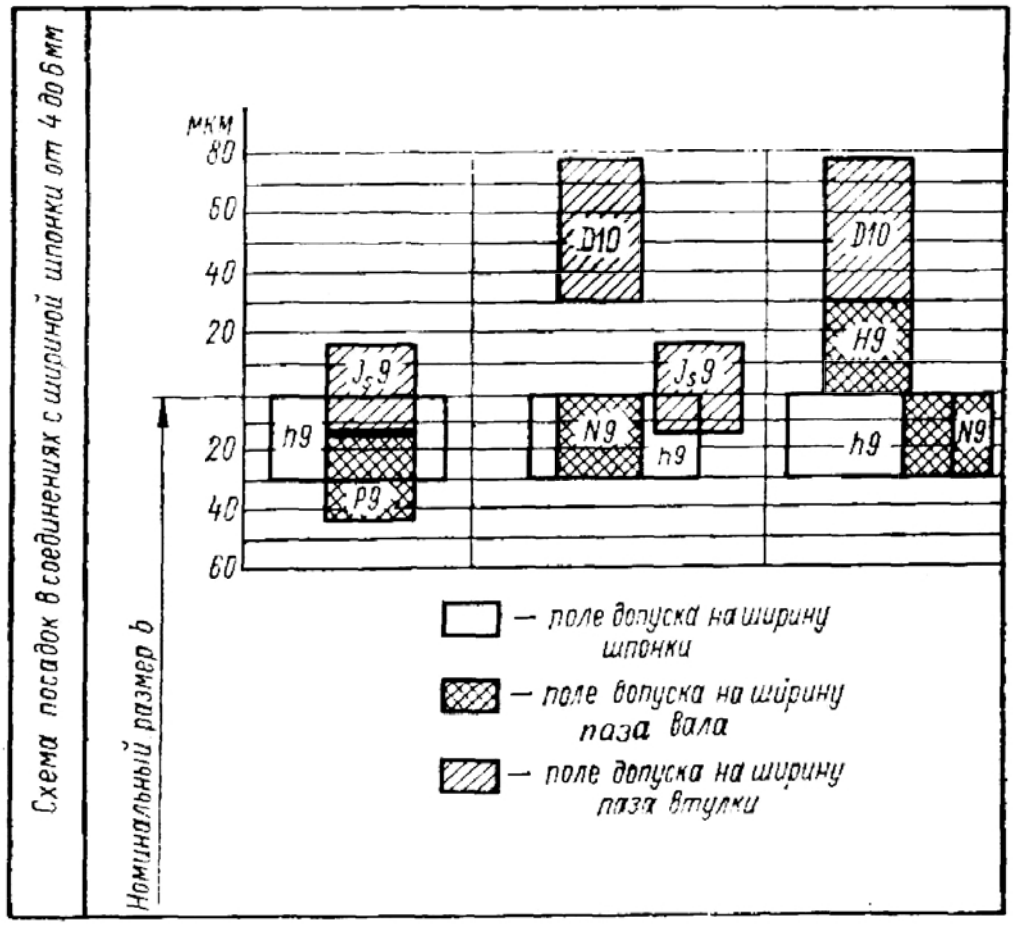
Шпонка 2 (3) 18×11×100 ГОСТ 23360—78.

4.65. Предельные отклонения по ширине *b* шпоночных соединений с призматическими шпонками (по ГОСТ 26360—78) и ориентировочное назначение посадок

Элемент соединения	Предельные отклонения размера *b* при соединении						
	любом	свободном		нормальном		плотном	
		на валу	во втулке	на валу	во втулке	на валу	во втулке
Шпонка	*h*9	—	—	—	—	—	
Паз	—	*H*9	*D*10	*N*9	J_s9	*P*9	

Для ширины пазов вала и втулки допускаются любые сочетания указанных выше полей допусков, например по аналогии [7]:

Ширина шпонки	*h*9	*h*9	*h*9
Ширина паза на валу	*P*9	*N*9	*H*9 *; *N*9
Ширина паза во втулке	J_s9	*D*10 *; J_s9	*D*10
Назначение посадок	Для единичного и серийного производства	Для серийного и массового производства	Для направляющих шпонок



Примечание. Для термообработанных деталей допускаются предельные отклонения размера ширины паза вала *H*11, если это не влияет на работоспособность соединения.

* Рекомендуется для соединений с длинными шпонками ($l > 2d$). Перед применением желательна опытная проверка.

4.66. Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединения с призматическими шпонками (по ГОСТ 23360—78)

Элемент соединения	Предельные отклонения размера				
	Высота h	Длина l	Глубина (или проставляемый на чертеже размер) на валу t_1 (или $d-t_1$) * и на втулке t_2 (или $d+t_2$) при h, мм		
			от 2 до 6	св. 6 до 18	св. 18 до 50
Шпонка	$h11$, $h9$ **	$h14$	—	—	—
Паз	—	$H15$	$+0{,}1$ 0	$+0{,}2$ 0	$+0{,}3$ 0

* Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус.

** При $h = 2 \div 6$ мм.

Наибольшее вероятностное смещение у торца втулки, вызванное перекосами пазов вала и втулки, а также смещением этих пазов равно: $\sqrt{2 \cdot 15^2 + 2 \cdot 24^2} = 40$ мкм (здесь два раза по 15 мкм — допуск на перекос паза вала и эквивалентный ему допуск на смещение, т. е. $2 \cdot 30/4 = 15$ мкм, а два раза по 24 мкм — соответственные допуски для паза втулки, т. е. $2 \cdot 48/4 = 24$ мкм).

Таким образом, при суммарном минимальном зазоре в соединениях шпонки с пазом вала и шпонки во втулке, равном $9 + 30 = 39$ мкм, самое большое суммарное смещение паза вала и паза втулки будет компенсировано этим зазором.

С учетом допустимого смятия кромок при сборке, что может быть при малом зазоре и большом смещении, можно считать подобный выбор допусков правильным.

Для других рекомендуемых в табл. 4.65 соединений получаются несколько иные соотношения.

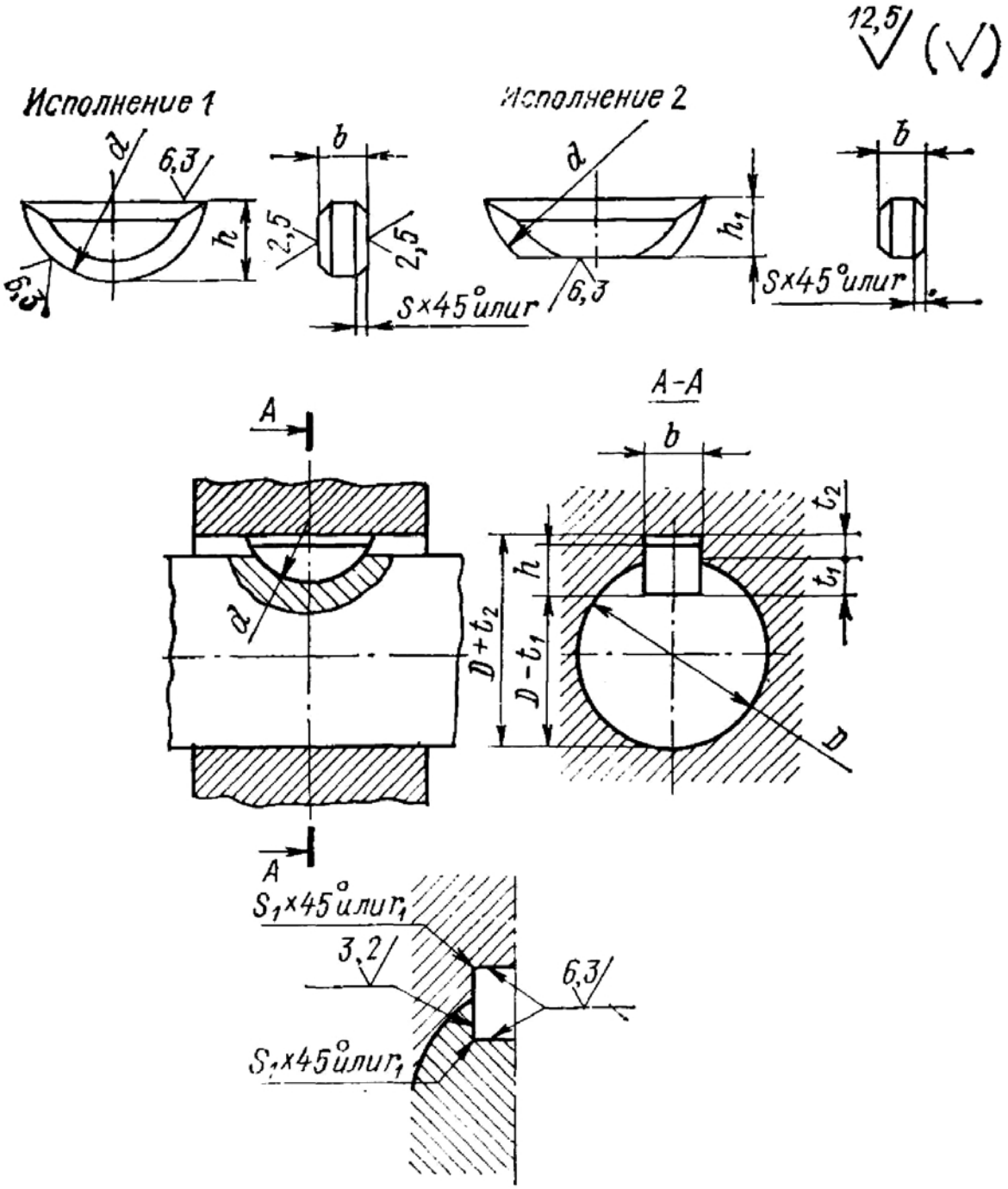
В шпоночном соединении шириной от 4 до 6 мм для массового производства с посадками шпонки на валу $\frac{N9}{h9}$ и шпонки во втулке $\frac{D10}{h9}$ (в паре шпонка — паз втулки) при вероятностном зазоре от 41 до 97 мкм наибольшее смещение равно 40 мкм, средний зазор — 69 мкм, а среднее смещение — 20 мкм.

В шпоночном соединении шириной от 4 до 6 мм для единичного производства с посадками шпонки на валу $\frac{P9}{h9}$ и во втулке $\frac{J_s9}{h9}$ (в паре шпонка — паз втулки) при максимальном вероятностном зазоре 36 мкм и максимальном натяге 6 мкм наибольшее смещение равно 21 мкм, средний зазор — 15 мкм, среднее смещение — 10 мкм.

С учетом возможности вероятностных сочетаний допусков, получаемые натяги не должны превышать суммарных максимальных натягов, подсчитанных по экстремальным значениям. Но и в этих случаях допустимо принимать допуски Δ' и Δ_c, равные указанным на с. 234.

Качество сборки соединения зависит от перекосов и смещений в расположении шпоночных пазов как во втулках, так и на валах.

4.67. Основные размеры соединений с сегментными шпонками, мм (по ГОСТ 24071—80)



Диаметр вала D		Размеры шпонок			Размеры шпоночного паза			
Назначение шпонки *		$b \times h \times d$	Фаска		Глубина		Радиус закругления r_1 или фаска $s_1 \times 45°$	
I	II		max	min	на валу	во втулке	max	min
От 3 до 4	От 3 до 4	1×1,4×4	0,25	0,16	1,0	0,6	0,16	0,08
Св. 4 » 5	Св. 4 » 6	1,5×2,6×7			2,0	0,8		
» 5 » 6	» 6 » 8	2×2,6×7			1,8	1,0		
» 6 » 7	» 8 » 10	2×3,7×10			2,9	1,0		
» 7 » 8	» 10 » 12	2,5×3,7×10			2,7	1,2		
» 8 » 10	» 12 » 15	3×5×13			3,8	1,4		
» 10 » 12	» 15 » 18	3×6,5×16			5,3	1,4		

Продолжение табл. 4.67

Диаметр вала D		Размеры шпонок			Размеры шпоночного паза			
Назначение шпонки *		$b \times h \times d$	Фаска		Глубина		Радиус закругления r_1 или фаска $s_1 \times 45°$	
I	II		max	min	на валу	во втулке	max	min
Св. 12 до 14	Св. 18 до 20	4×6,5×16	0,40	0,25	5,0	1,8	0,25	0,16
» 14 » 16	» 20 » 22	4×7,5×19			6,0	1,8		
» 16 » 18	» 22 » 25	5×6,5×16			4,5	2,3		
» 18 » 20	» 25 » 28	5×7,5×19			5,5	2,3		
» 20 » 22	» 28 » 32	5×9×22			7,0	2,3		
» 22 » 25	» 32 » 36	6×9×22			6,5	2,8		
» 25 » 28	» 36 » 40	6×10×25			7,5	2,8		
Св. 28 до 32	Св. 40	8×11×28	0,60	0,40	8,0	3,3	0,40	0,25
» 32 » 38		10×13×32			10,0	3,3		

Примечания: 1. На рабочем чертеже проставляется один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) или $D - t_1$ и для втулки $D + t_2$. 2. См. примечания 4, 7 и 8 к табл. 4.64. 3. Шпонки исполнения *2* (см. рис. к таблице) применяются только по согласованию между заинтересованными организациями. 4. Пример условного обозначения шпонки исполнения *1* сечением $b \times h = 4 \times 6{,}5$ мм: *Шпонка 4×6,5 ГОСТ 24071—80*, то же исполнения *2* сечением $b \times h_1 = 4 \times 5{,}2$: *Шпонка 2 — 4×5,2 ГОСТ 24071—80* ($h_1 = 0{,}8\ h$).

* Назначение I предусматривает случай передачи шпонкой крутящего момента, назначение II — когда шпонка используется только для фиксации.

4.68.1. Предельные отклонения размеров соединений с сегментными шпонками (по ГОСТ 24071—80)

Элемент соединения	Предельные отклонения размера при соединении				
	любом	нормальном		плотном	
		на валу	во втулке	на валу	во втулке
Шпонка	$h9$	$\overline{N9}$	$\overline{J_S 9}$	$\overline{P9}$	
Паз	—				

Элемент соединения	Предельные отклонения несопрягаемых размеров						
	Высота h	Диаметр d	Глубина (или проставляемый на чертеже размер)				
			на валу t_1 (или $D - t_1$) *			во втулке t_2 (или $D + t_2$)	
			при h, мм				
			от 1,4 до 3,7	св. 3,7 до 7,5	св. 7,5	от 1,4 до 10	св. 10
Шпонка	$h11$	$h12$	—	—	—	—	—
Паз	—	—	$+0{,}1$ / 0	$+0{,}2$ / 0	$+0{,}3$ / 0	$+0{,}1$ / 0	$+0{,}2$ / 0

Примечание. Для термообработанных деталей допускаются предельные отклонения размера ширины паза вала $H11$ и размера ширины паза втулки $D10$.

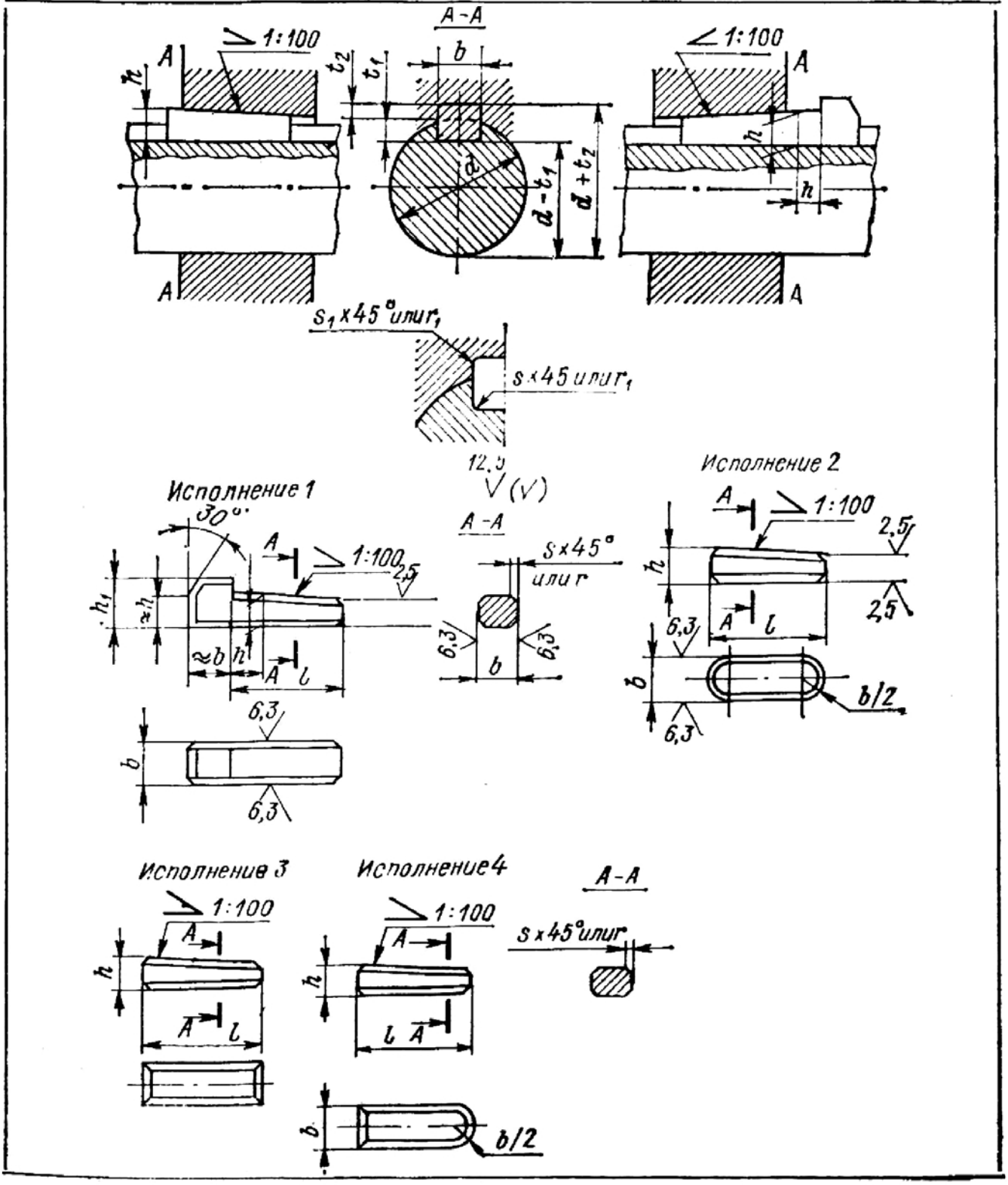
* Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус.

4.68.2. Ориентировочное назначение посадок в соединениях с сегментными шпонками

Элемент соединения	Поля допусков	
Ширина шпонки	$h9$	$h9$
» паза на валу	$P9$	$N9$
» » во втулке	J_s9	J_s9
Назначение посадок	Для единичного и серийного производства	Для серийного и массового производства

Примечания: 1. Для ширины пазов вала и втулки допускаются любые сочетания указанных в табл. 4.68.1 (размер b) полей допусков. 2. Рекомендации данной таблицы приведены по аналогии с [7].

4.69.1. Основные размеры соединений с клиновыми шпонками, мм (по ГОСТ 24068—80)



Продолжение табл. 4.69.1

Диаметр вала d	Шпонка						Шпоночный паз			
	Сечение шпонки $b \times h$	Фаска $s \times 45°$ или радиус r		Длина l		Высота шпоночной головки h_1	Глубина		Радиус закругления r_1 или фаска $s_1 \times 45°$	
		min	max*	от	до		на валу t_1	во втулке t_2**	min	max
От 6 до 8	2×2	0,16	0,25	6	20	—	1,2	0,5	0,08	0,16
» 8 » 10	3×3			6	36	—	1,8	0,9		
» 10 » 12	4×4			8	45	7	2,5	1,2		
Св. 12 до 17	5×5	0,25	0,40	10	56	8	3,0	1,7	0,16	0,25
» 17 » 22	6×6			14	70	10	3,5	2,2		
» 22 » 30	8×7			18	90	11	4,0	2,4		
Св. 30 до 38	10×8	0,40	0,60	22	110	12	5,0	2,4	0,25	0,40
» 38 » 44	12×8			28	140	12	5,0	2,4		
» 44 » 50	14×9			36	160	14	5,5	2,9		
» 50 » 58	16×10			45	180	16	6	3,4		
» 58 » 65	18×11			50	200	18	7	3,4		
Св. 65 до 75	20×12	0,60	0,80	56	220	20	7,5	3,9	0,40	0,60
» 75 » 85	22×14			63	250	22	9	4,4		
» 85 » 95	25×14			70	280	22	9	4,4		
» 95 » 110	28×16			80	320	25	10	5,4		
» 110 » 130	32×18			90	360	28	11	6,4		
Св. 130 до 150	36×20	1,00	1,20	100	400	32	12	7,1	0,70	1,00
» 150 » 170	40×22			100	400	36	13	8,1		
» 170 » 200	45×25			110	450	40	15	9,1		
» 200 » 230	50×28			125	500	45	17	10,1		
Св. 230 до 250	56×32	1,60	2,00	140	500	50	20	11,1	1,20	1,60
» 260 » 290	63×32			160	500	50	20	11,1		
» 290 » 330	70×36			180	500	56	22	13,1		
Св. 330 до 360	80×40	2,50	3,00	200	500	63	25	14,1	2,00	2,50
» 380 » 440	90×45			220	500	70	28	16,1		
» 440 » 500	100×50			250	500	80	31	18,1		

Примечания: 1. См. примечания 2, 3, 4, 6, 7 к табл. 4.64. 2. Длины шпонок св. 500 мм должны выбираться из ряда $R20$ по ГОСТ 6636—69. 3. Допускается при условии сохранения взаимозаменяемости соединений применение пазов с глубинами t_1 и t_2, отличными от указанных в данной таблице. 4. Пример условного обозначения шпонки исполнения *1* (с головкой) с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм: *Шпонка 18×11×100 ГОСТ 24068—80*; то же исполнения *2*: *Шпонка 2 — 18×11×100 ГОСТ 24068—80*.

* Должен соблюдаться в ответственных шпоночных соединениях.

** Размер t_2 относится к большей глубине паза

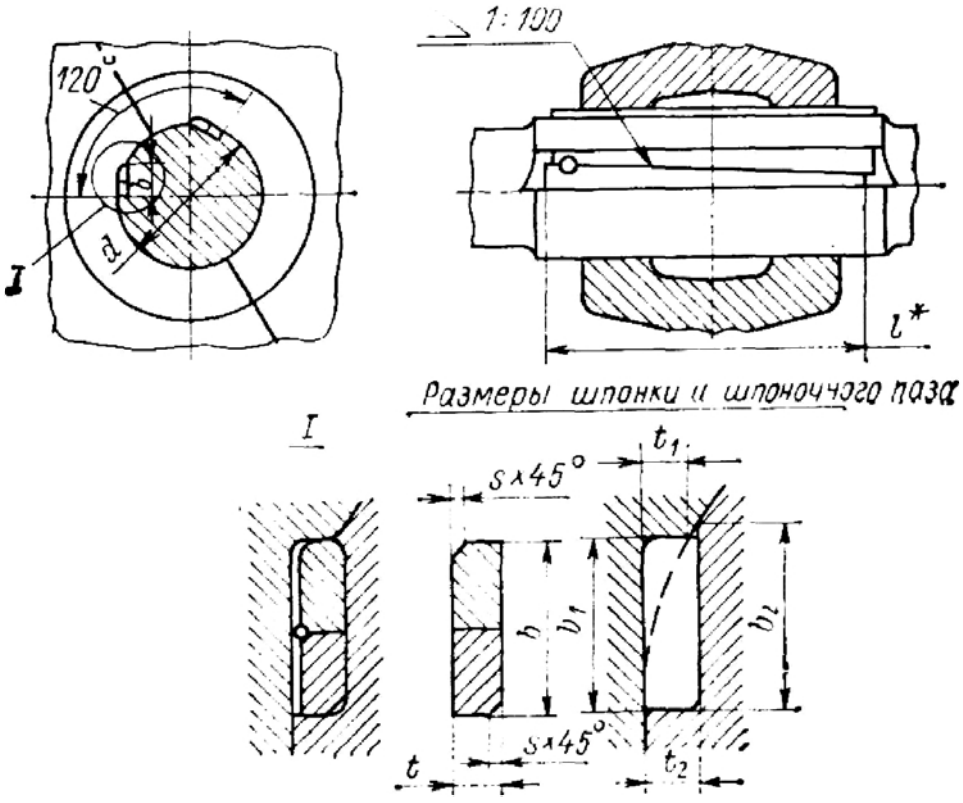
4.69.2. Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединений с клиновыми шпонками (по ГОСТ 24068—80)

Элемент соединения	Предельные отклонения размера				
	Высота h	Длина l	Глубина (или проставляемый на чертеже размер) на валу t_1 (или $d-t_1$) *** и на втулке t_2 (или $d+t_2$) при h, мм		
			от 2 до 6	св. 6 до 18	св. 18 до 50
Шпонка	$h11$, $h9$ *	$h14$	—	—	—
Паз	—	$H15$ **	$+0{,}1$ 0	$+0{,}2$ 0	$+0{,}3$ 0

Примечания: 1. Предельные отклонения ширины шпонки b при любом соединении — по $h9$, ширины паза — см., например, табл. 4.65. 2. Предельные отклонения угла уклона $\pm\frac{AT10}{2}$ (см. 4.1).

* При высоте шпонки h от 2 до 6 мм.
** Для шпонки исполнения *1* (см. рис. к табл. 4.69.1).
*** Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус.

4.70.1. Основные размеры соединений с тангенциальными нормальными шпонками и предельные отклонения размеров, мм (по ГОСТ 24069—80)



Продолжение табл. 4.70.1

Диаметр вала d	Шпонка				Шпоночный паз							
					Глубина				Расчетная ширина		Радиус r	
					во втулке t_1		на валу t_2					
	Толщина t ($h11$)	Расчетная ширина b	Фаска $s \times 45°$		Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Втулка b_1	Вал b_2		
			min	max							min	max
60	7	19,3	0,6	0,8	7	$^{0}_{-0,2}$	7,3	$^{+0,2}_{0}$	19,3	19,6	0,4	0,6
63		19,8							19,8	20,2		
65		20,1							20,1	20,5		
70		21,0							21,0	21,4		
71	8	22,5			8		8,3		22,5	22,8		
75		23,2							23,2	23,5		
80		24,0							24,0	24,4		
85		24,8							24,8	25,2		
90		25,6							25,6	26,0		
95	9	27,8			9		9,3		27,8	28,2		
100		28,6							28,6	29,0		
110		30,1							30,1	30,6		
120	10	33,2	1,0	1,2	10		10,3		33,2	33,6	0,7	1,0
125		33,9							33,9	34,4		
130		34,6							34,6	35,1		
140	11	37,7			11		11,4		37,7	38,3		
150		39,1							39,1	39,7		
160	12	42,1			12		12,4		42,1	42,8		
170		43,5							43,5	44,2		
180		44,9							44,9	45,6		
190	14	49,6			14	$^{0}_{-0,3}$	14,4	$^{+0,3}_{0}$	49,6	50,3		
200		51,0							51,0	51,7		
220	16	57,1	1,6	2,0	16		16,4		57,1	57,8	1,2	1,6
240		59,9							59,9	60,6		
250	18	64,6			18		18,4		64,6	65,3		
260		66,0							66,0	66,7		

Продолжение табл. 4.70.1

Диаметр вала d	Шпонка				Шпоночный паз							
					Глубина				Расчетная ширина		Радиус r	
					во втулке t_1		на валу t_2					
	Толщина t ($h11$)	Расчетная ширина b	Фаска $s \times 45°$		Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Втулка b_1	Вал b_2		
			min	max							min	max
280	20	72,1	2,5	3,0	20	$^{0}_{-0,3}$	20,4	$^{+0,3}_{0}$	72,1	72,8	2,0	2,5
300		74,8							74,8	75,5		
320	22	81,0			22		22,4		81,0	81,6		
340		83,6							83,6	84,3		
360	26	93,2			26		26,4		93,2	93,8		
380		95,9							95,9	96,6		
400		98,6							98,6	99,3		
420	30	108,2	3,0	4,0	30		30,4		108,2	108,8	2,5	3,0
440		110,9							110,9	111,6		
450		112,3							112,3	112,9		
460		113,6							113,6	114,3		
480	34	123,1			34		34,4		123,1	123,8		
500		125,9							125,9	126,6		
530	38	136,7			38		38,4		136,7	137,4		
560		140,8							140,8	141,5		
600	42	153,1			42		42,4		153,1	153,8		
630		157,1							157,1	157,8		
670	46	169,4	4,0	5,0	46	$^{0}_{-0,4}$	46,5	$^{+0,4}_{0}$	169,4	170,2	3,0	4,0
710	50	181,6			50		50,5		181,6	182,3		
750		187,1							187,1	187,8		
800	54	200,7			54		54,5		200,7	201,4		

Продолжение табл. 4.70.1

Диаметр вала d	Шпонка				Шпоночный паз							
			Фаска $s \times 45°$		Глубина				Расчетная ширина		Радиус r	
					во втулке t_1		на валу t_2					
	Толщина t ($h11$)	Расчетная ширина b	min	max	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Втулка b_1	Вал b_2	min	max
850	58	214,3	4,0	5,0	58	0 −0,4	58,5	+0,4 0	214,3	215,2	3,0	4,0
900	62	227,9			62		62,5		227,9	228,7		
950	66	241,5			66		66,5		241,5	242,4		
1000		248,3							248,3	249,2		

Примечания: 1. **Длину шпонки** l^* **следует выбирать на 10—15% больше длины втулки.** 2. **См. примечание 4 к табл. 4.64.** 3. **Положение шпонок относительно друг друга после сборки должно быть зафиксировано с помощью штифта или другим способом.** 4. По соглашению между потребителем и изготовителем допускается располагать шпоночные пазы на валу и во втулке под углом 180° относительно друг друга. 5. Предельные отклонения угла уклона $\pm \frac{AT10}{2}$ (см. 4.1). 6. Пример условного обозначения шпонки с размерами $t = 8$ мм, $b = 24$ мм, $l = 100$ мм: *Шпонка 8×24×100 ГОСТ 24069—80*. 7. Для диаметров валов, отличных от диаметров валов, данных в ГОСТ 24069—80, принимают те размеры шпонок и пазов, которые соответствуют следующему диаметру вала.

Ширина b (функция ширины b_1 и b_2) шпоночных пазов во втулке и на валу рассчитывается по формуле $b = \sqrt{t(d-t)}$; **ширина** b_1 (функция глубины t_1) — по формуле $b_1 = b = \sqrt{t(d-t)}$. Это расчетное значение есть номинальное и максимальное значение глубины шпоночной канавки во втулке.

Ширина b_2 (функция глубины t_2) рассчитывается по формуле $b_2 = \sqrt{t_2(d-t_2)}$. Расчетное значение есть номинальное и минимальное значение ширины шпоночной канавки вала.

Фаска шпонки s и радиус закругления шпоночного паза r определяются по таблице (см. приложение к ГОСТ 24069—80).

Для диаметров вала св. 630 мм толщина шпонки t и глубина во втулке t_1 и на валу t_2 определяются по следующим формулам: $t = 0{,}068d$ (расчетное значение округляется до 1 мм); $t_1 = t$; $t_2 = t + 0{,}4$ мм (для $t \leqslant 45$ мм); $t_2 = t + 0{,}5$ мм (для $t > 45$ мм).

4.70.2. Основные размеры соединений с тангенциальными усиленными шпонками и предельные отклонения размеров, мм (по ГОСТ 24070—80)

Диаметр вала d	Шпонка				Шпоночный паз							
			Фаска $s \times 45°$		Глубина				Расчетная ширина		Радиус r	
					во втулке t_1		на валу t_2					
	Толщина t (поле допуска $h11$)	Расчетная ширина b	min	max	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Втулка b_1	Вал b_2	min	max
100	10	30	1,0	1,2	10	+0,2 0	10,4	+0,2 0	30	30,5	0,7	1,0
110	11	33			11		11,4		33	33,5		

Продолжение табл. 4.70.2

Диаметр вала d	Шпонка				Шпоночный паз							
			Фаска $s \times 45°$		Глубина				Расчетная ширина		Радиус r	
					во втулке t_1		на валу t_2					
	Толщина t (поле допуска $h11$)	Расчетная ширина b	min	max	Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Втулка b_1	Вал b_2	min	max
120	12	36	1,0	1,2	12	$+0,3$ 0	12,4	$+0,3$ 0	36	36,5	0,7	1,0
130	13	39			13		13,4		39	39,5		
140	14	42			14		14,4		42	42,5		
150	15	45	1,6	2,0	15		15,4		45	45,5	1,2	1,6
160	16	48			16		16,4		48	48,5		
170	17	51			17		17,4		51	51,5		
180	18	54			18		18,4		54	54,5		
190	19	57	2,5	3,0	19		19,4		57	57,5	2,0	2,5
200	20	60			20		20,4		60	60,5		
210	21	63			21		21,4		63	63,5		
220	22	66			22		22,4		66	66,5		
240	24	72			24		24,4		72	72,5		
250	25	75			25		25,4		75	75,5		
260	26	78			26		26,4		78	78,5		
280	28	84	3,0	4,0	28		28,4		84	84,5	2,5	3,0
300	30	90			30		30,4		90	90,5		
320	32	96			32		32,4		96	96,5		
340	34	102			34		34,4		102	102,5		
360	36	108			36		36,4		108	108,5		
380	38	114			38		38,4		114	114,5		
400	40	120			40		40,4		120	120,5		
420	42	126			42		42,4		126	126,5		
450	45	135	4,0	5,0	45		45,4		135	135,5	3,0	4,0
480	48	144			48		48,5		144	144,7		
500	50	150			50		50,5		150	150,7		

Продолжение табл. 4.70.2

Диаметр вала d	Шпонка				Шпоночный паз							
					Глубина				Расчетная ширина		Радиус r	
					во втулке t_1		на валу t_2					
	Толщина t (поле допуска $h11$)	Расчетная ширина b	Фаска $s \times 45°$		Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Втулка b_1	Вал b_2		
			min	max							min	max
530	53	159	4,0	5,0	53	$+0,4$ 0	53,5	$+0,4$ 0	159	159,7	3,0	4,0
560	56	168			56		56,5		168	168,7		
600	60	180	5,0	6,0	60		60,5		180	180,7	4,0	5,0
630	63	189			63		63,5		189	189,7		
670	67	201			67		67,5		201	201,7		
710	71	213			71		71,5		213	213,7		
750	75	225	6,0	7,0	75		75,5		225	225,7	5,0	6,0
800	80	240			80		80,5		240	240,7		
850	85	255			85		85,5		255	255,7		
900	90	270	7,0	8,0	90		90,5		270	270,7	6,0	7,0
950	95	285			95		95,5		285	285,7		
1000	100	300			100		100,5		300	300,7		

Примечания: 1. См. рис. к табл. 4.70.1. 2. См. примечания 1—5 к табл. 4.70.1. 3. Пример условного обозначения шпонки с размерами $t = 10$ мм, $b = 30$ мм, $l = 200$ мм: *Шпонка 10×30×100 ГОСТ 24070—80.*

СХЕМЫ КОНТРОЛЯ

Контроль шпоночных соединений в серийном и массовом производстве осуществляют специальными предельными калибрами (рис. 4.22): ширина пазов вала и втулки b проверяется пластинами, имеющими проходную и непроходную сторону (рис. 4.22, *а*); размер ($d + t_2$ у отверстия) — пробками со ступенчатой

шпонкой (рис. 4.22, *б*); глубина паза вала (размер t_1) — кольцевыми калибрами, имеющими стержень с проходной и непроходной ступенью (рис. 4.22, *в*). Допуски этих типов калибров принимаются равными допускам гладких калибров, имея в виду зависимые допуски расположения.

Симметричность пазов относительно осевой плоскости проверяют комплексными калибрами: у отверстия — пробкой со шпонкой (рис. 4.22, *г*), а у вала — накладной призмой с контрольным стержнем (рис. 4.22, *д*).

Проектирование комплексных калибров для шпоночных соединений необходимо производить с учетом максимальных размеров сопрягаемых деталей.

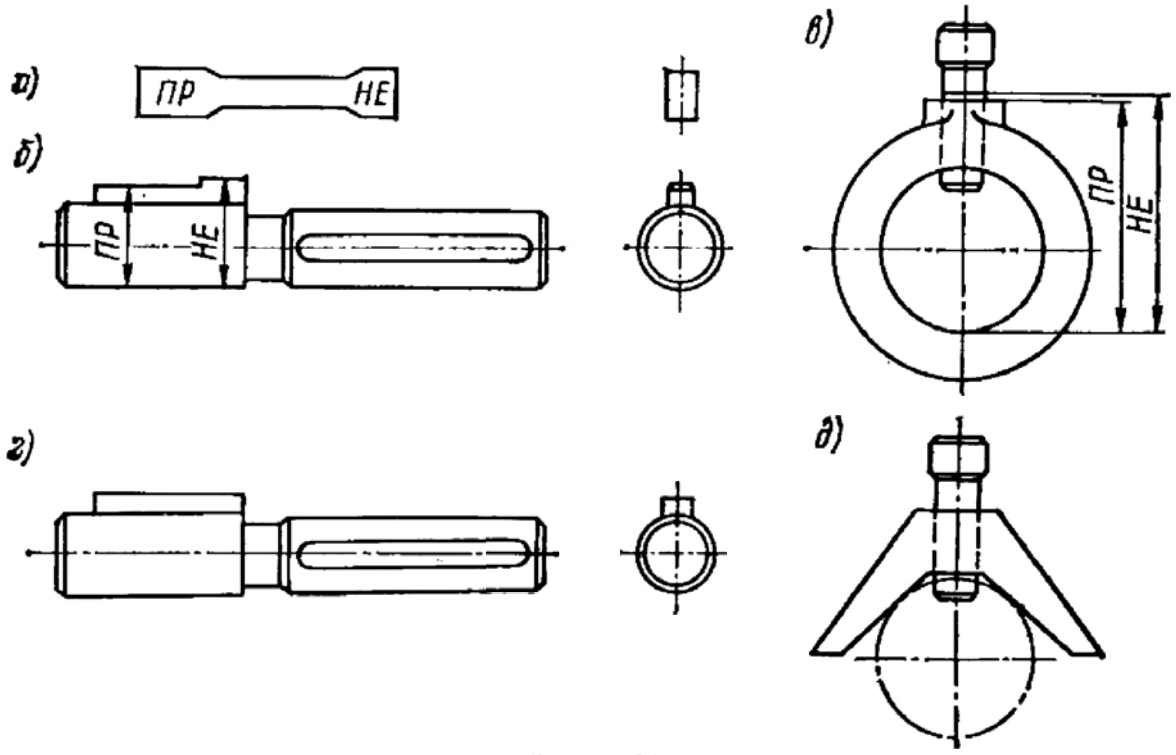


Рис. 4.22

После сборки контроль шпоночного соединения производят путем установления биения охватывающей детали, покачиванием охватывающей детали на валу и перемещением охватывающей детали вдоль вала (в случае подвижного соединения).

4.13. СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ ПРЯМОБОЧНЫЕ

ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

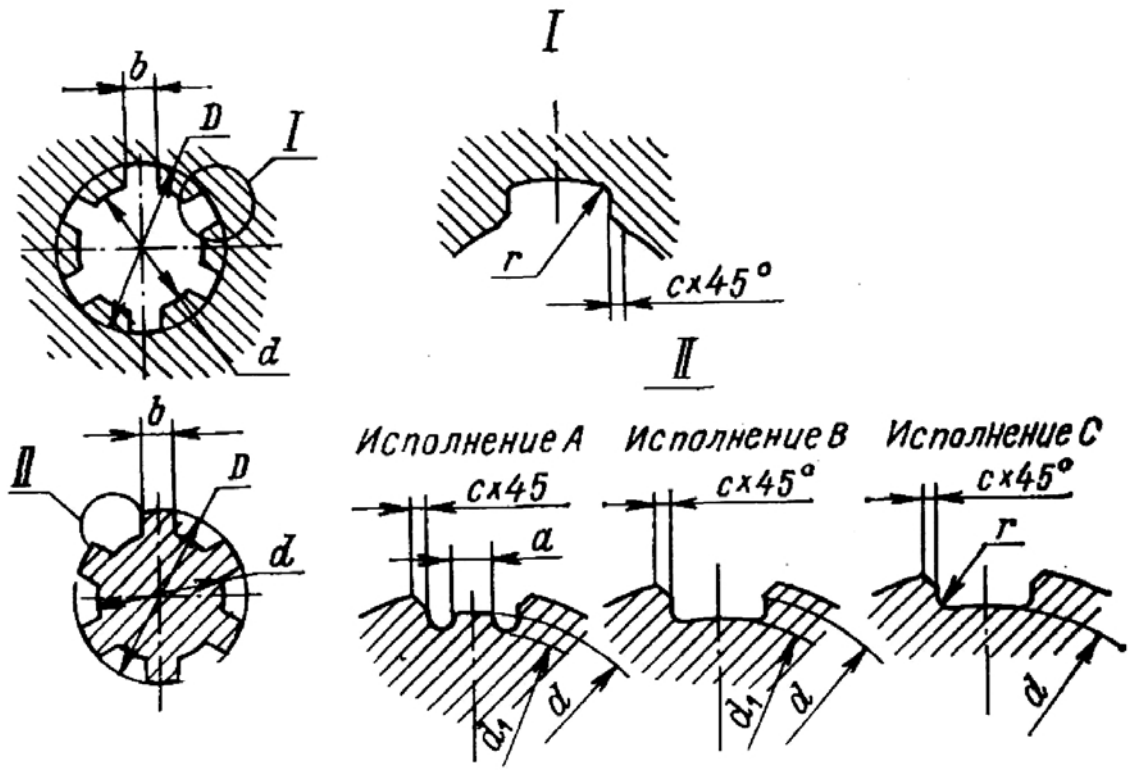
Шлицевые соединения имеют то же назначение, что и шпоночные, но обычно используются при передаче больших крутящих моментов и более высоких требованиях к соосности соединяемых деталей. Среди шлицевых (зубчатых) соединений, к которым относятся соединения с прямобочным, эвольвентным и треугольным [1] профилем зубьев прямобочные соединения наиболее распространены. Они применяются для подвижных и неподвижных соединений. В зависимости от передаваемого крутящего момента устанавливается три типа соединений: легкой, средней и тяжелой серии

В СССР действует ГОСТ 1139—80 на размеры и допуски прямобочных шлицевых соединений. Срок его действия установлен с 1/I 1982 г. Стандарт полностью соответствует СТ СЭВ 187—75 и СТ СЭВ 188—75.

Номинальные размеры и число зубьев шлицевых соединений общего назначения с прямобочным профилем шлицев, расположенных параллельно оси соединения, приведены в табл. 4.71.

[1] В справочнике не рассматриваются, см. [7].

4.71. Размеры прямобочных шлицевых соединений, мм (по ГОСТ 1139—80)



$z \times d \times D$ (z — число зубьев)	b	d_1	a	c		r, не более
		не менее		Номинальный размер	Предельное отклонение	
1	2	3	4	5	6	7
Легкая серия						
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5
Средняя серия						
6×11×14	3,0	9,9	—	0,3	+0,2	0,2
6×13×16	3,5	12,0	—	0,3	+0,2	0,2
6×16×20	4,0	14,5	—	0,3	+0,2	0,2
6×18×22	5,0	16,7	—	0,3	+0,2	0,2
6×21×25	5,0	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6×23×28	6,0	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6×26×32	6,0	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6×28×34	7,0	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3
8×32×38	6,0	29,4	—	0,4	+0,2	0,3
8×36×42	7,0	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8×42×48	8,0	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8×46×54	9,0	42,7	—	0,5	+0,3	0,5
8×52×60	10,0	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5

Продолжение табл. 4.71

$z \times d \times D$ (z — число зубьев)	b	d_1	a	c		r, не более
		не менее		Номинальный размер	Предельное отклонение	
1	2	3	4	5	6	7
8×56×65	10,0	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8×62×72	12,0	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
10×72×82	12,0	67,4	—	0,5	+0,3	0,5
10×82×92	12,0	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5
10×92×102	14,0	87,3	4,50	0,5	+0,3	0,5
10×102×112	16,0	97,7	6,30	0,5	+0,3	0,5
10×112×125	18,0	106,3	4,40	0,5	+0,3	0,5
Тяжелая серия						
10×16×20	2,5	14,1		0,3	+0,2	0,2
10×18×23	3,0	15,6		0,3	+0,2	0,2
10×21×26	3,0	18,5		0,3	+0,2	0,2
10×23×29	4,0	20,3		0,3	+0,2	0,2
10×26×32	4,0	23,0		0,4	+0,2	0,3
10×28×35	4,0	24,4		0,4	+0,2	0,3
10×32×40	5,0	28,0		0,4	+0,2	0,3
10×36×45	5,0	31,3		0,4	+0,2	0,3
10×42×52	6,0	36,9		0,4	+0,2	0,3
10×46×56	7,0	40,9		0,5	+0,3	0,5
16×52×60	5,0	47,0		0,5	+0,3	0,5
16×56×65	5,0	50,6		0,5	+0,3	0,5
16×62×72	6,0	56,1		0,5	+0,3	0,5
16×72×82	7,0	65,9		0,5	+0,3	0,5
20×82×92	6,0	75,6		0,5	+0,3	0,5
20×92×102	7,0	85,5		0,5	+0,3	0,5
20×102×115	8,0	94,0		0,5	+0,3	0,5
20×112×125	9,0	104,0		0,5	+0,3	0,5

Примечания: 1. Боковые стороны зубьев вала должны быть параллельны оси симметрии зуба до пересечения с окружностью диаметра d. 2. Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена закруглением, радиус которого должен быть равен f. 3. Размер a в соединениях легкой и средней серий дан для валов исполнения A при изготовлении методом обкатывания. 4. Валы исполнения A тяжелой серии, как правило, методом обкатывания не изготовляются. 5. При центрировании по внутреннему диаметру валы изготовляются в исполнении A и C, при центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам — в исполнении B. 6. Размеры, приведенные в таблице, не распространяются на специальные шлицевые соединения.

СПОСОБЫ ЦЕНТРИРОВАНИЯ

В шлицевых прямобочных соединениях применяются три способа относительного центрирования вала и втулки: по наружному диаметру (D); по внутреннему диаметру (d) и по боковым поверхностям зубьев (b). Схемы этих способов показаны на рис. 4.23, *а*, *б*, *в*.

Центрирование по D рекомендуется в случаях повышенных требований к точности соосности элементов соединения когда твердость втулки не слишком высока и допускает обработку чистовой протяжкой, а вал обрабатывается фрезерованием и окончательным шлифованием по наружному диаметру D. Применяется в неподвижных соединениях, в подвижных, передающих малый крутящий момент, и т. д., т. е. в соединениях с малым износом поверхностей.

Центрирование по d применяется в случаях повышенных требований к совпадению геометрических осей (аналогично с центрированием по D), если твердость втулки не позволяет обрабатывать деталь протяжкой или когда может возникнуть коробление валов после термообработки. Способ значительно дороже, но обеспечивает наибольшую точность.

Центрирование по *b* используется, когда не требуется особой точности соосности, при передаче значительных моментов, в случаях, когда недопустимы большие зазоры между боковыми поверхностями вала и втулки (знакопеременный момент). Этот способ центрирования является наиболее простым и экономичным.

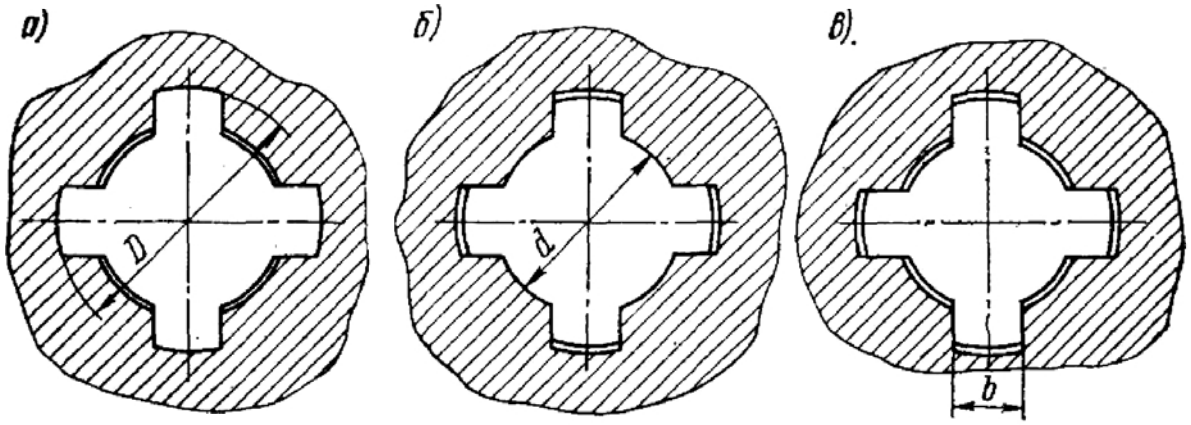


Рис. 4.23

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Поля допусков, а также посадки валов и втулок, рекомендуемые ГОСТ 1139—80 для различных способов центрирования, приведены в табл. 4.72—4.74. Поля допусков нецентрирующих размеров приведены в табл. 4.75.

Допуски и посадки, указанные в табл. 4.72—4.75, не распространяются на шлицевые прямобочные соединения неответственных деталей (например, детали,

4.72. Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров *D* и *b* при центрировании по *D* (по ГОСТ 1139—80)

Поля допусков		Посадки
втулки	вала	
Для размера *D*		
H7	*f7*; *g6*; *h7*; j_s6; *n6*	$\boxed{\frac{H7}{f7}}$; $\frac{H7}{g6}$; $\frac{H7}{h7}$; $\boxed{\frac{H7}{j_s6}}$; $\frac{H7}{n6}$
H8	*e8*	$\frac{H8}{e8}$
Для размера *b*		
F8	*d9*; *e8*; *f7*; *f8*; *h8*; *h9*; j_s7	$\left(\frac{F8}{d9}\right)$; $\frac{F8}{e8}$; $\boxed{\frac{F8}{f7}}$; $\boxed{\frac{F8}{f8}}$; $\frac{F8}{h8}$; $\frac{F8}{h9}$; $\boxed{\frac{F8}{j_s7}}$
D9	*d9*; *e8*; *f7*; *h8*; *h9*; j_s7	$\left(\frac{D9}{d9}\right)$; $\frac{D9}{e8}$; $\frac{D9}{f7}$; $\frac{D9}{h8}$; $\frac{D9}{h9}$; $\frac{D9}{j_s7}$

Примечания: 1. Кроме указанных посадок допускаются и другие (см. СТ СЭВ 185—75). 2. Сочетание посадок по размерам *D* и *b* стандартом не регламентировано (устанавливается конструктором). 3. Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными; посадки, указанные в скобках, по возможности не применять. 4. Допуски и основные отклонения размеров по СТ СЭВ 145—75 (см. п. 1.3). 5. Отклонения нецентрирующих диаметров см. табл. 4.75. 6. Поле допуска *h9* применяется при чистовом фрезеровании незакаленных шлицевых валов. 7. При повышенных требованиях к точности допускается применение соседнего, более точного, квалитета.

4.73. Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров *d* и *b* при центрировании по *d* (по ГОСТ 1139—80)

Поля допусков		Посадки
втулки	вала	
	Для размера *d*	
H7	*f7*; *g6*; *h7*; j_s6; j_s7; *n6*	$\overline{\left\lvert\frac{H7}{f7}\right\rvert}$; $\overline{\left\lvert\frac{H7}{g6}\right\rvert}$; $\frac{H7}{h7}$; $\frac{H7}{j_s6}$; $\frac{H7}{j_s7}$; $\frac{H7}{n6}$
H8	*e8*	$\frac{H8}{e8}$
	Для размера *b*	
F8	*f7*; *f8*; *h7*; j_s7; *k7*	$\frac{F8}{f7}$; $\frac{F8}{f8}$; $\frac{F8}{h7}$; $\frac{F8}{j_s7}$; $\frac{F8}{k7}$
H8	*h7*; *h8*; j_s7	$\frac{H8}{h7}$; $\frac{H8}{h8}$; $\frac{H8}{j_s7}$
D9	*e8*; *f8*; *e9*; *h9*; *k7*	$\frac{D9}{e8}$; $\frac{D9}{f8}$; $\frac{D9}{e9}$; $\overline{\left\lvert\frac{D9}{h9}; \frac{D9}{k7}\right\rvert}$
F10	*e8*; *f8*; *h7*; *e9*; *h9*; j_s7; *k7*	$\frac{F10}{e8}$; $\frac{F10}{f8}$; $\frac{F10}{h7}$; $\frac{F10}{e9}$; $\frac{F10}{h9}$; $\overline{\left\lvert\frac{F10}{j_s7}\right\rvert}$; $\frac{F10}{k7}$

Примечания: 1. См. примечания к табл. 4.72 (кроме п. 2). 2. Сочетание посадок по размерам *d* и *b* стандартом не регламентировано (устанавливается конструктором). 3. Поле *F10* рекомендуется только для закаленных нешлифованных втулок.

4.74. Рекомендуемые поля допусков и посадки для размера *b* при центрировании по *b* (по ГОСТ 1139—80)

Поля допусков		Посадки
втулки	вала	
F8	*d9*; *e8*; *f8*; *e9*; *h9*; j_s7	$\left(\frac{F8}{d9}\right)$; $\frac{F8}{e8}$; $\frac{F8}{f8}$; $\frac{F8}{e9}$; $\frac{F8}{h9}$; $\overline{\left\lvert\frac{F8}{j_s7}\right\rvert}$
D9	*d9*; *e8*; *f8*; *e9*; *h9*; j_s7; *k7*	$\left(\frac{D9}{d9}\right)$; $\overline{\left\lvert\frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8}\right\rvert}$; $\frac{D9}{e9}$; $\frac{D9}{h9}$; $\frac{D9}{j_s7}$; $\frac{D9}{k7}$
F10	*d9*; *e8*; *f8*; *e9*; *h9*; *k7*	$\overline{\left\lvert\frac{F10}{d9}\right\rvert}$; $\frac{F10}{e8}$; $\overline{\left\lvert\frac{F10}{f8}\right\rvert}$; $\frac{F10}{e9}$; $\frac{F10}{h9}$; $\frac{F10}{k7}$

Примечания: 1. См. примечания к табл. 4.72 (кроме п. 2, 6). 2. Поле *e9* рекомендуется для незакаленных валов.

4.75. Поля допусков нецентрирующих диаметров (по ГОСТ 1139—80)

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		вала	втулки
d	По *D* или *b*	См. d_1 в табл. 4.71	*H11*
D	» *d* » *b*	*a11*	*H12*

не передающие крутящий момент, зубчатые шайбы и т. д.), а также на специальные шлицевые соединения и изделия, спроектированные до 1980 г. При выборе посадок следует иметь в виду, что посадки скольжения, как правило, не обеспечивают подвижного соединения из-за возможных отклонений формы и расположения поверхностей зубьев в соединении.

КОНТРОЛЬ СОЕДИНЕНИЙ

Контроль шлицевых соединений осуществляется с помощью комплексных проходных калибров (пробок и колец), а также поэлементно путем использования непроходных калибров или универсальных измерительных приборов. Поэлементный контроль охватывает диаметры валов, отверстий, толщину зубьев вала и ширину впадин отверстия. Пробковыми и кольцевыми комплексными калибрами контролируется взаимное расположение поверхностей соединения.

При использовании комплексных калибров отверстие считается годным, если комплексный калибр-пробка проходит, а диаметры и ширина паза не выходят за установленный верхний предел; вал считается годным, если комплексный калибр-кольцо проходит, а диаметры и толщина зуба не выходят за установленный нижний предел. При длине шлицевого вала или втулки, превышающей длину комплексного калибра, предельные отклонения от параллельности сторон зубьев вала и пазов втулки относительно оси центрирующей поверхности не должны превышать на длине 100 мм: 0,03 мм в соединениях повышенной точности, определяемой допуском на размер b в пределах от $IT6$ до $IT8$; 0,05 мм в соединениях нормальной точности при допусках на размер b от $IT9$ до $IT10$. ГОСТ 1139—80 не регламентирует суммарные отклонения. Проектирование комплексных калибров для контроля прямобочных шлицевых соединений осуществляют с учетом предельных размеров сопряженных деталей.

Предельные отклонения при отсутствии соответствующих стандартно-нормативных материалов для поэлементного контроля в условиях серийного производства устанавливаются предприятием как доля от общего поля допуска.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Примеры обозначения шлицевого соединения вала и втулки:

для шлицевого соединения с параметрами $z = 8$, $d = 36$ мм, $D = 40$ мм, $b = 7$ мм, с центрированием по d, с посадками по $d\ \frac{H7}{e8}$; $D\ \frac{H12}{a11}$ и по $b\ \frac{D9}{f8}$

$$d - 8 \times 36\ \frac{H7}{e8} \times 40\ \frac{H12}{a11} \times 7\ \frac{D9}{f8};$$

для отверстия этого же соединения

$$d - 8 \times 36H7 \times 40H12 \times 7D9$$

и вала

$$d - 8 \times 36e8 \times 40a11 \times 7f8.$$

Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров. Например, при центрировании по наружному диаметру с посадкой по диаметру центрирования $D\ \frac{H8}{h7}$ и по размеру $b\ \frac{F10}{h9}$

$$D - 8 \times 36 \times 40\ \frac{H8}{h7} \times 7\ \frac{F10}{h9}.$$

То же при центрировании по боковым сторонам

$$b - 8 \times 36 \times 40\ \frac{H12}{a11} \times 7\ \frac{D9}{h8}.$$

4.14. СОЕДИНЕНИЯ ШЛИЦЕВЫЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ

ХАРАКТЕРИСТИКА СОЕДИНЕНИЯ

Эвольвентные шлицевые соединения имеют то же назначение, что и прямобочные. Распространенность эвольвентных шлицевых соединений обусловлена рядом преимуществ этих соединений перед прямобочными и другими шлицевыми соединениями: 1) технологичностью (для обработки всех типоразмеров валов с определенным модулем требуется только одна червячная фреза; во многих случаях можно обойтись одним фрезерованием без последующего шлифования; возможно применение всех точных методов обработки зубьев — фрезерования обкаткой, шевингования, шлифования и т. д.); 2) прочностью (способность к передаче больших крутящих моментов, которая вызвана увеличением прочности элементов из-за постепенного утолщения зубьев к основанию, а также из-за отсутствия в профиле острых углов — концентраторов напряжений); 3) точностью (детали эвольвентного соединения лучше центрируются и самоустанавливаются под нагрузкой).

Эвольвентные соединения являются наиболее предпочтительными.

В СССР с 1/I 1982 г. действует ГОСТ 6033—80 на размеры, допуски и измеряемые величины шлицевых эвольвентных соединений с углом профиля 30°, который полностью соответствует СТ СЭВ 269—76 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Номинальные диаметры, модули и число зубьев», СТ СЭВ 259—76 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Допуски и посадки» и СТ СЭВ 268—76 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Исходный контур и форма зубьев», а также СТ СЭВ 517—77.

ФОРМА ЗУБЬЕВ И СПОСОБЫ ЦЕНТРИРОВАНИЯ

Наиболее распространенными способами центрирования деталей эвольвентного соединения являются центрирования по боковым сторонам (по S часто встречающееся и экономичное) и по наружному диаметру зубьев D (при необходимости точной соосности деталей на валу). Допускается также центрирование по внутреннему диаметру d. В машиностроении широко используется центрирование относительно вспомогательной цилиндрической поверхности.

При указанных способах центрирования возможно как подвижное, так и неподвижное соединение.

На рис. 4.24, *а—г* показаны исходный контур (*а*) и форма зубьев вала и втулки (*б*) при центрировании по наружному диаметру, форма зубьев вала и втулки при центрировании по боковым поверхностям зубьев с плоской и закругленной (показана штриховой линией) формой впадины (*в*), а также форма зубьев вала и втулки при центрировании по внутреннему диаметру (*г*).

Обозначения основных геометрических параметров эвольвентного соединения и зависимости между ними приведены в табл. 4.76.

ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

В табл. 4.77 приведены размерные ряды шлицевых соединений с эвольвентным профилем зубьев, расположенных параллельно оси соединения.

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

В табл. 4.78 приведена схема расположения полей допусков и предельных отклонений размеров ширины впадин (*е*) и толщины зуба (*s*) по ГОСТ 6033—80 в случае центрирования по боковым поверхностям зубьев.

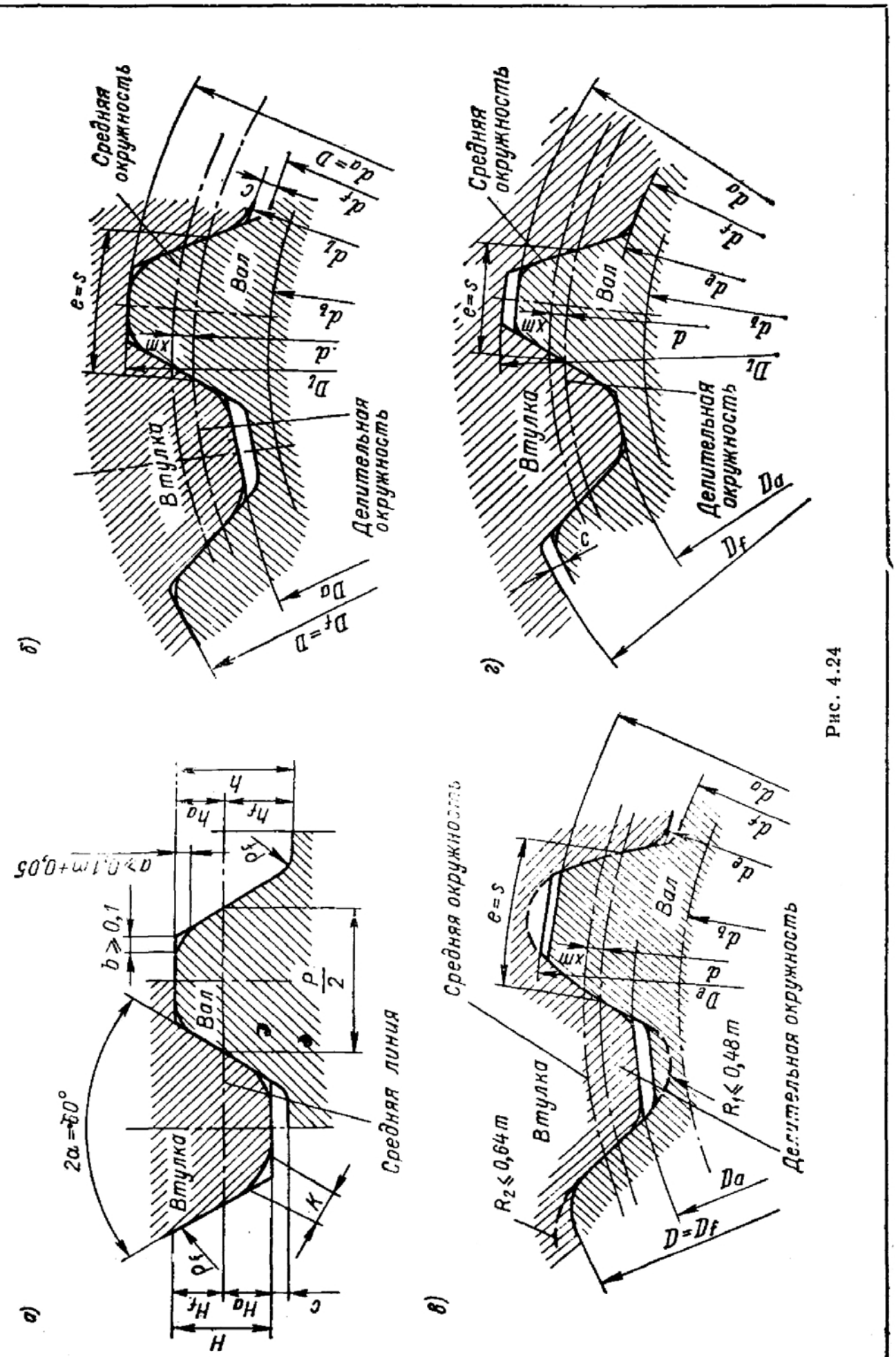

а)
б)
в)
г)
Средняя окружность
Вал
Втулка
Делительная окружность
Средняя линия
$2\alpha = 60°$
$b \geq 0,1$
$a \geq 0,1m + 0,05$
$R_1 \leqslant 0,48m$
$R_2 \leqslant 0,64m$
$D = D_f$
D_a
D_f
$e = S$
x_m
$d_a = D$
d_f
d_e
d_b
d
D_e
D_b
h
h_a
h_f
H
H_a
H_f
c
K
$\frac{P}{2}$

Рис. 4.24

По стандарту поля допусков размеров шлицевых эвольвентных соединений обозначаются цифрой (квалитетом), а затем буквой (основное отклонение), для того чтобы отличить эти соединения от гладких, в которых цифра стоит после буквы.

В технических и экономически обоснованных случаях, когда поля допусков, указанные в табл. 4.78 не могут обеспечить требований, предъявляемых к изделиям, допускается применение полей допусков и посадок в дополнительных, более точных (5-м, 6-м) квалитетах с дополнительными основными отклонениями и т. д. (см. приложение 1 к ГОСТ 6033—80).

В табл. 4.79 приведены рекомендуемые предельные значения радиального биения F_r нецентрирующих элементов относительно центрирующих. Поля допусков для центрирующих диаметров D_f и d_a при центрировании по наружному диаметру d_a, D_a приведены в табл. 4.80.1.

В табл. 4.80.2 приведены поля допусков для центрирующих диаметров D_a и d_f при центрировании по внутренним диаметрам (d_f, D_a).

В табл. 4.81 указаны поля допусков нецентрирующих диаметров для разных способов центрирования.

При центрировании по наружному диаметру допуски и основные отклонения центрирующих диаметров окружности впадин зубьев втулки D_f и окружности вершин зубьев вала d_a, а также при центрировании по внутреннему диаметру допуски и основные отклонения центрирующих диаметров окружности вершин зубьев втулки D_a и окружности впадин вала d_f и, кроме того, допуски и основные отклонения нецентрирующих диаметров назначаются по СТ СЭВ 145—75 (см. п. 1.3, часть I справочника).

4.76. Обозначения и зависимости геометрических параметров соединений шлицевых эвольвентных с углом профиля 30° (по ГОСТ 6033—80)

Параметр	Обозначения	Зависимость
1	2	3
Исходные:		
модуль	m	—
делительный окружной шаг	p	$p = \pi m$
число зубьев	z	—
угол профиля зуба	α	$\alpha = 30°$
диаметр делительной окружности	d	$d = mz$
диаметр основной окружности	d_b	$d_b = mz \cos \alpha$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала (впадины втулки)	$s\,(e)$	$s = e = \frac{\pi}{2} m + 2xm \operatorname{tg} \alpha$
Номинальный (исходный) диаметр соединения (равен номинальному диаметру отверстия шарикоподшипника)	D	$D = mz + 2xm + 1{,}1m$
Смещение исходного контура	xm	$xm = \frac{1}{2} [D - m\,(z + 1{,}1)]$
Исходные высоты:		
зуба втулки	H	$H = H_a + H_f$
головки зуба втулки	H_a	$H_a = 0{,}45m$
ножки зуба втулки	H_f	$H_f = 0{,}77m$
при плоской форме дна впадины		$H_{f\,\min} = 0{,}55m$
при закругленной форме дна впадины		$H_{f\,\max} = 0{,}65m$

Продолжение табл. 4.76

Параметр	Обозначения	Зависимость
1	2	3
зуба вала	h	$h_{\min} = h_a + h_{f\ \min}$
головки зуба вала	h_a	
при центрировании по боковым поверхностям зубьев		$h_a = 0{,}45m$
при центрировании по наружному диаметру		$h_a = 0{,}55m$
ножки зуба вала	h_f	$h_{f\ \min} = 0{,}55m$
при плоской форме дна впадины		$h_{f\ \max} = 0{,}65m$
при закругленной форме дна впадины		$h_{f\ \max} = 0{,}83m$
Радиус кривизны переходной кривой зуба	ρ_f	$\rho_{f\ \min} = 0{,}15m$
Номинальные диаметры:		
окружности впадин втулки (является номинальным при $H_f = 0{,}55m$)	D_f	
при плоской форме дна впадины		$D_f = D$
при закругленной форме дна впадины		$D_{f\ \min} = D + 0{,}44m$
окружности вершин зубьев втулки	D_a	$D_a = D - 2m$
окружности впадин вала (является номинальным при $h_f = 0{,}55m$)	d_f	
при плоской форме дна впадины		$d_{f\ \max} = D - 2{,}2m$
при закругленной форме дна впадины		$d_{f\ \max} = D - 2{,}76m$
окружности вершин зубьев вала	d_a	
при центрировании по боковым поверхностям зубьев		$d_a = D - 0{,}2m$
при центрировании по наружному диаметру		$d_a = D$
окружности граничных точек зуба втулки	D_l	$D_{l\ \min} = d_a + F_r$
окружности граничных точек зуба вала	d_l	$d_{l\ \max} = D_a - F_r$
Фаска или радиус притупления продольной кромки зуба втулки	K	$K = 0{,}15m$
Радиальный зазор	c	$c_{\min} = 0{,}1m$

Примечания: 1. Предельные значения радиального биения зубчатого венца F_r, входящие в формулы для диаметров окружности граничных точек зубьев втулки и вала, назначаются по 11-му квалитету (см. табл. 4.79). 2. Радиусы закруглений дна впадины вала R_1 и втулки R_2, приведенные на рис. 4.24, *в*, указаны для исходного контура профильной рейки. 3. В соединениях допускается комбинация зубьев вала и втулки с различными профилями зубьев (с различной формой дна впадины). 4. На вершинах зубьев валов, полученных накаткой, допустимы углубления. 5. При обработке универсальным инструментом диаметр окружности впадин втулки увеличивается по сравнению с номинальным значением на $0{,}2m$, т. е. $H_f = 0{,}65m$, а диаметр окружности впадин вала уменьшается при обработке червячной фрезой на $0{,}1m$ ($h_f = 0{,}6m$) и при обработке долбяком на $0{,}2m$ ($h_f = 0{,}65m$).

4.77 Номинальные диаметры, модули и числа зубьев соединений шлицевых эвольвентных (по ГОСТ 6033 — 80)

Номинальный диаметр D, мм		Модуль m, мм																			
		1-й ряд	0,5		0,8		1,25		2		3			5							
		2-й ряд		0,6		1		1,5		2,5		3,5	4		6						
1-й ряд	2-й ряд	Число зубьев z																			
	4		6																		
	5		8																		
6			10	8	6																
	7		12	10	7																
8			14	12	8	6															
	9		16	13	10	7															
10			18	15	11	8	6														
12			22	18	13	10	8	6													
	14		26	22	16	12	10	8													
15			28	23	17	13	10	8	6												
	16		30	25	18	14	11	9	6												
17			32	27	20	15	12	10	7												
	18		34	28	21	16	13	10	7												
20			38	32	23	18	14	12	8	6											
	22		42	35	26	20	16	13	9	7	6										
25			48	40	30	24	18	15	11	8	7										
	28		54	45	34	26	21	17	12	10	8										
30				48	36	28	22	18	13	10	8										
	32			52	38	30	24	20	14	11	9		6								
35				57	42	34	26	22	16	12	10		7								
	38			62	46	36	29	24	18	14	11		8								
40				64	48	38	30	25	18	14	12		8	6							
	42			68	51	40	32	26	20	15	12		9	7							
45				74	55	44	34	28	21	16	13	12	10	7							
	48			78	58	46	37	30	22	18	14	12	10	8	6						

Продолжение табл. 4.77

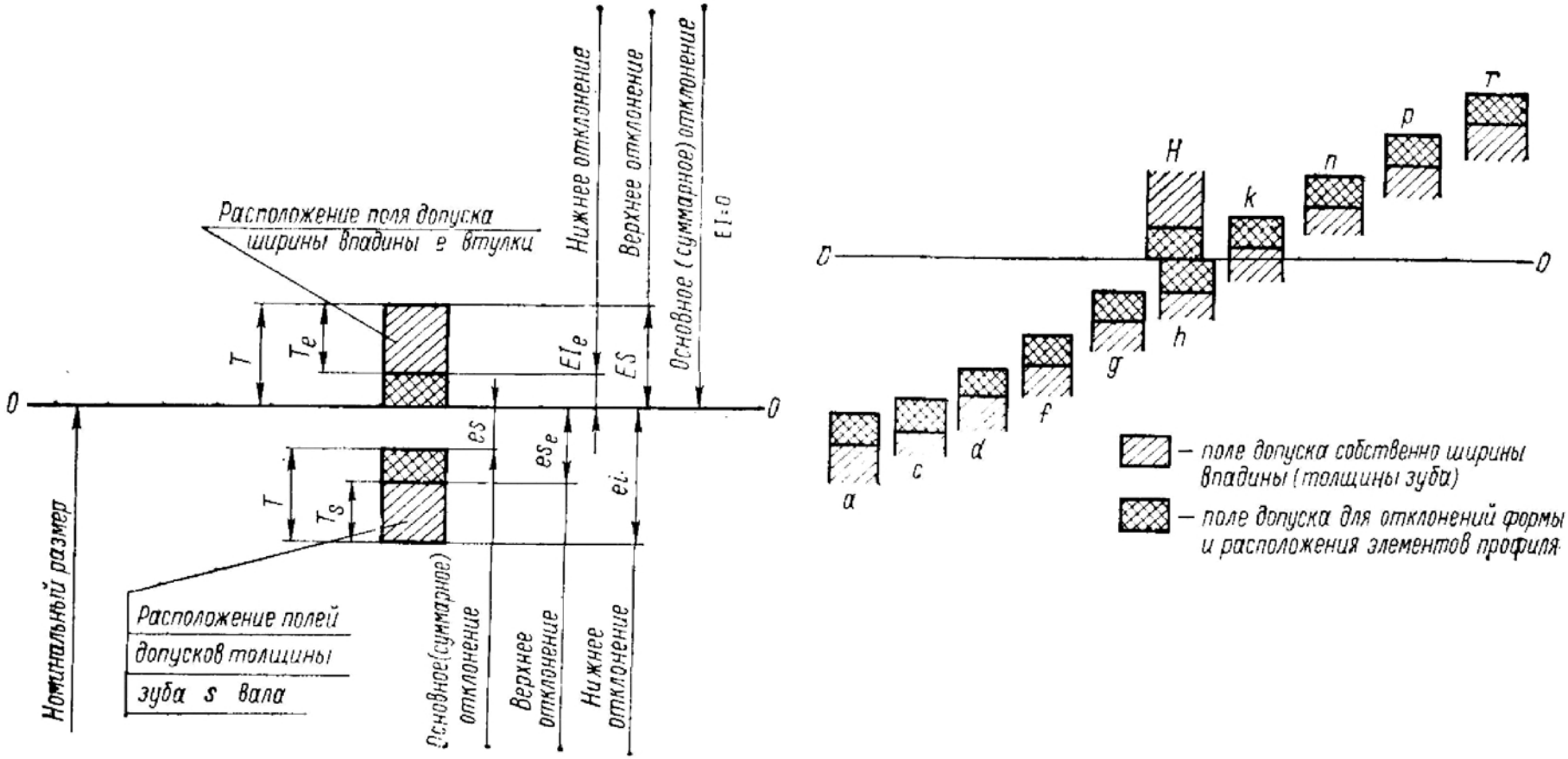
Номинальный диаметр D, мм		Модуль m, мм														
		1-й ряд	0,8		1,25		2		3			5		8		
		2-й ряд		1		1,5		2,5		3,5	4		6		10	
1-й ряд	2-й ряд	Число зубьев z														
50			60	48	38	32	24	18	15	12	11	8	7			
	52		64	50	40	33	24	19	16	12	11	9	7			
55			66	54	42	35	26	20	17	14	12	9	8			
	58		70	56	45	37	28	22	18	14	13	10	8			
60			74	58	46	38	28	22	18	16	13	10	8			
	62				48	40	30	23	19	16	14	11	9			
65					50	42	31	24	20	18	15	11	9			
	68				53	44	32	26	21	18	15	12	10			
70					54	45	34	26	22	18	16	12	10	7		
	72				56	46	34	27	22	20	16	13	10			
75					58	48	36	28	24	20	17	13	11	8		
	78				60	50	38	30	24	21	18	14	11			
80					62	52	38	30	25	22	18	14	12	8	6	
	82					53	40	31	26	22	19	15	12			
85						55	41	32	27	24	20	15	13	9	7	
	88					57	42	34	28	24	20	16	13			
90						58	44	34	28	24	21	16	13	10	7	
	92					60	44	35	29	25	22	17	14			
95						62	46	36	30	26	22	18	14	10	8	
	98					64	48	38	31	26	23	18	15			
100						64	48	38	32	28	24	18	15	11	8	
	105					68	51	40	34	29	25	20	16	12	9	
110						72	54	42	35	30	26	20	17	12	9	
120							58	46	38	34	28	22	18	13	10	
	130						64	50	42	36	31	24	20	15	11	

Продолжение табл. 4.77

Номинальный диаметр D, мм		Модуль m, мм									
		1-й ряд	2		3			5		8	
		2-й ряд		2,5		3,5	4		6		10
1-й ряд	2-й ряд	Число зубьев z									
140			68	54	45	38	34	26	22	16	12
	150		74	58	48	42	36	28	24	17	13
160					52	44	38	30	25	18	14
	170				55	48	41	32	27	20	15
180					58	50	44	34	28	21	16
	190				62		46	36	30	22	17
200					65		48	38	32	24	18
	210				69		51	40	34	25	20
220								42	35	26	20
240								46	38	28	22
	250							48	40	30	24
260								50	42	31	24
	280							54	45	34	26
300								58	48	36	28
	320							62	52	38	30
340									55	41	32
	360								58	44	34
380									62	46	36
400									65	48	38
	420								68	51	40
440									72	54	42
	450									55	44
	460								75	56	44
480									78	58	46
500									82	61	48

Примечания: 1. При выборе номинальных диаметров и модулей 1-й ряд следует предпочитать 2-му ряду. 2. Числа зубьев, заключенные в рамки, являются предпочтительными. 3. Модуль 3,5 по возможности не применять.

4.78. Предельные отклонения ширины впадин втулки *e* и толщины зубьев вала *s*, а также посадки соединения при центрировании по боковым сторонам зубьев (по ГОСТ 6033—80)



Поле допуска	Модуль, мм	Обозначение отклонения	Диаметр делительной окружности, мм						
			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400
			Предельные отклонения, мкм						

ионения ширины впадины втулки *e*

7H	0,5—1,5	ES	+25	+28	+32	+36	+40	—	—
		EI_e	+9	+10	+12	+14	+15	—	—
		EI	0	0	0	0	0	—	—
	2—4	ES	—	+32	+36	+40	+45	+50	—
		EI_e	—	+12	+14	+15	+17	+18	—
		EI	—	0	0	0	0	0	—
	5—10	ES	—	—	+40	+45	+50	+56	+63
		EI_e	—	—	+15	+17	+18	+20	+23
		EI	—	—	0	0	0	0	0
9H	0,5—1,5	ES	+50	+56	+63	+71	+80	—	—
		EI_e	+18	+20	+23	+26	+30	—	—
		EI	0	0	0	0	0	—	—
	2—4	ES	—	+63	+71	+80	+90	+100	—
		EI_e	—	+23	+26	+30	+34	+37	—
		EI	—	0	0	0	0	0	—
	5—10	ES	—	—	+80	+90	+100	+112	+125
		EI_e	—	—	+30	+34	+37	+41	+45
		EI	—	—	0	0	0	0	0
11H	0,5—1,5	ES	+100	+112	+125	+140	+160	—	—
		EI_e	+37	+41	+45	+50	+60	—	—
		EI	0	0	0	0	0	—	—
	2—4	ES	—	+125	+140	+160	+180	+200	—
		EI_e	—	+45	+50	+60	+68	+75	—
		EI	—	0	0	0	0	0	—

Продолжение табл. 4.78

Поле допуска	Модуль, мм	Обозначение отклонения	Диаметр делительной окружности, мм						
			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400
			Предельные отклонения, мкм						
11*H*	5—10	*ES*	—	—	+160	+180	+200	+224	+250
		EI_e	—	—	+60	+68	+75	+84	+90
		EI	—	—	0	0	0	0	0
Отклонения толщины зуба вала *s*									
7*f*	0,5—1,5	*es*	—16	—18	—20	—22	—25	—	—
		es_e	—24	—28	—32	—36	—40	—	—
		ei	—41	—46	—52	—58	—65	—	—
	2—4	*es*	—	—20	—22	—25	—28	—32	—
		es_e	—	—32	—36	—40	—45	—50	—
		ei	—	—52	—52	—65	—73	—82	—
	5—10	*es*	—	—	—25	—28	—32	—36	—40
		es_e	—	—	—40	—45	—50	—56	—63
		ei	—	—	—65	—73	—82	—92	—103
7*h*	0,5—1,5	*es*	0	0	0	0	0	—	—
		es_e	—9	—10	—12	—14	—15	—	—
		ei	—25	—28	—32	—36	—40	—	—
	2—4	*es*	—	0	0	0	0	0	—
		es_e	—	—12	—14	—15	—17	—18	—
		ei	—	—32	—36	—40	—45	—50	—

	5—10	*es*	—	—	0	0	0	0	0
		es_e	—	—	−15	−17	−18	−20	−23
		ei	—	—	−40	−45	−50	−56	−63
7n	0,5—1,5	*es*	+32	+36	+40	+44	+50	—	—
		es_e	+23	+26	+28	+30	+35	—	—
		ei	+7	+8	+8	+8	+10	—	—
	2—4	*es*	—	+40	+44	+50	+56	+64	—
		es_e	—	+28	+30	+35	+39	+46	—
		ei	—	+8	+8	+10	+11	+14	—
	5—10	*es*	—	—	+50	+56	+64	+72	+80
		es_e	—	—	+35	+38	+46	+52	+57
		ei	—	—	+10	+11	+14	+16	+17
8f	0,5—1,5	*es*	−16	−18	−20	−22	−25	—	—
		es_e	−30	−33	−37	−40	−45	—	—
		ei	−32	−58	−65	−72	−81	—	—
	2—4	*es*	—	−20	−22	−25	−28	−32	—
		es_e	—	−37	−40	−45	−51	−58	—
		ei	—	−65	−72	−81	−91	−103	—
	5—10	*es*	—	—	−25	−28	−32	−36	−40
		es_e	—	—	−45	−51	−58	−66	−74
		ei	—	—	−81	−91	−103	−116	−130

Продолжение табл. 4.78

Поле допуска	Модуль, мм	Обозначение отклонения	Диаметр делительной окружности, мм						
			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400
			Предельные отклонения, мкм						
8к	0,5—1,5	es	+16	+18	+20	+22	+25	—	—
		es_e	+2	+3	+3	+4	+5	—	—
		ei	—20	—22	—25	—28	—31	—	—
	2—4	es	—	+20	+22	+25	+28	+32	—
		es_e	—	+3	+4	+5	+5	+6	—
		ei	—	—25	—28	—31	—35	—39	—
	5—10	es	—	—	+25	+28	+32	+36	+40
		es_e	—	—	+5	+5	+6	+6	+6
		ei	—	—	—31	—35	—39	—44	—50
8р	0,5—1,5	es	+48	+54	+60	+66	+75	—	—
		es_e	+34	+39	+43	+48	+55	—	—
		ei	+12	+14	+15	+16	+19	—	—
	2—4	es	—	+60	+66	+75	+84	+96	—
		es_e	—	+43	+48	+55	+61	+70	—
		ei	—	+15	+16	+19	+21	+25	—
	5—10	es	—	—	+75	+84	+96	+108	+120
		es_e	—	—	+55	+61	+70	+78	+86
		ei	—	—	+19	+21	+25	+28	+30
	0,5—1,5	es	—32	—36	—40	—44	—50	—	—
		es_e	—50	—56	—63	—70	—80	—	—
		ei	—82	—92	—103	—115	—130	—	—

9d	2—4	es	—	—	—40	—44	—50	—56	—64	—
		es_e	—	—	—63	—70	—80	—90	—101	—
		ei	—	—	—103	—115	—130	—146	—164	—
	5—10	es	—	—	—	—50	—56	—64	—72	—80
		es_e	—	—	—	—80	—90	—101	—113	—125
		ei	—	—	—	—130	—146	—164	—184	—205
9g	0,5—1,5	es	—8	—9	—10	—11	—12	—	—	—
		es_e	—26	—29	—33	—37	—42	—	—	—
		ei	—58	—65	—73	—82	—92	—	—	—
	2—4	es	—	—10	—11	—12	—14	—16	—	
		es_e	—	—33	—37	—42	—48	—53	—	
		ei	—	—73	—82	—92	—104	—116	—	
	0,5—1,5	es	—	—	—12	—14	—16	—18	—20	
		es_e	—	—	—42	—48	—53	—59	—65	
		ei	—	—	—92	—104	—116	—130	—145	
9h	0,5—1,5	es	0	0	0	0	0	—	—	
		es_e	—18	—20	—23	—26	—30	—	—	
		ei	—50	—56	—63	—71	—80	—	—	
	2—4	es	—	0	0	0	0	0	—	
		es_e	—	—23	—26	—30	—34	—37	—	
		ei	—	—63	—71	—80	—90	—100	—	
	5—10	es	—	—	0	0	0	0	0	
		es_e	—	—	—30	—34	—37	—41	—45	
		ei	—	—	—80	—90	—100	—112	—125	

Продолжение табл. 4.78

Поле допуска	Модуль, мм	Обозначение отклонения	Диаметр делительной окружности, мм						
			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400
			Предельные отклонения, мкм						
9*r*	0,5—1,5	*es*	+64	+72	+80	+88	+100	—	—
		es_e	+46	+52	+57	+62	+70	—	—
		ei	+14	+16	+17	+17	+20	—	—
	2—4	*es*	—	+80	+88	+100	+112	+128	—
		es_e	—	+57	+62	+70	+78	+91	—
		ei	—	+17	+17	+20	+22	+28	—
	5—10	*es*	—	—	+100	+112	+128	+144	+160
		es_e	—	—	+70	+78	+91	+103	+115
		ei	—	—	+20	+22	+28	+32	+35
10*d*	0,5—1,5	*es*	−32	−36	−40	−44	−50	—	—
		es_e	−58	−66	−74	−81	−91	—	—
		ei	−102	−116	−130	−144	−162	—	—
	2—4	*es*	—	−40	−44	−50	−56	−64	—
		es_e	—	−74	−81	−91	−101	−114	—
		ei	—	−130	−144	−162	−181	−204	—
	5—10	*es*	—	—	−50	−56	−64	−72	−80
		es_e	—	—	−91	−101	−114	−132	−148
		ei	—	—	−162	−181	−204	−232	−260
	0,5—1,5	*es*	−80	−90	−100	−110	−125	—	—
		es_e	−117	−131	−145	−160	−185	—	—
		ei	−180	−202	−225	−250	−285	—	—

11*a*	2—4	*es*	—	—100	—110	—125	—140	—160	—
		es_e	—	—145	—160	—185	—208	—235	—
		ei	—	—225	—250	—285	—320	—360	—
	5—10	*es*	—	—	—125	—140	—160	—180	—200
		es_e	—	—	—185	—208	—235	—264	—290
		ei	—	—	—285	—320	—360	—404	—450
11*c*	0,5—1,5	*es*	—48	—54	—60	—66	—75	—	—
		es_e	—85	—95	—105	—116	—135	—	—
		ei	—148	—166	—185	—206	—235	—	—
	2—4	*es*	—	—60	—66	—75	—84	—96	—
		es_e	—	—105	—116	—135	—152	—171	—
		ei	—	—185	—206	—235	—264	—296	—
	5—10	*es*	—	—	—75	—84	—96	—108	—120
		es_e	—	—	—135	—152	—171	—192	—210
		ei	—	—	—235	—264	—296	—332	—370

Посадки при центрировании по боковым сторонам зубьев $S = e$:

$$\frac{7H}{7h};\ \frac{7H}{8k};\ \frac{7H}{7n};\ \frac{7H}{8p};\ \frac{7H}{9r};\ \frac{9H}{7f};\ \frac{9H}{8f};\ \frac{9H}{9g};\ \frac{9H}{9h};\ \frac{9H}{8k};\ \frac{11H}{10d}$$

Допускается применение других посадок, образованных сочетанием приведенных полей допусков.

Примечания: 1. Предпочтительные поля допусков для посадок с зазором указаны в рамках. 2. Предельные отклонения ширины впадины втулки и толщины зуба вала отсчитываются от общего номинального размера на дуге делительной окружности. 3. Радиальное биение F_r нецентрирующих диаметров относительно центрирующего элемента $s = e$ см. табл. 4.80.2 4. Отклонения для нецентрирующих диаметров см. табл. 4.81.

4.79. Предельные значения радиального биения F_r нецентрирующих элементов относительно центрирующих (по ГОСТ 6033—80)

Степень точности (квалитет)	Модуль, мм	Диаметр делительной окружности, мм						
		до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400
7	0,5—1,5	12	14	16	18	20	—	—
	2—4	—	16	18	20	22	25	—
	5—10	—	—	20	22	25	28	32
8	0,5—1,5	18	20	22	25	28	—	—
	2—4	—	22	25	28	32	36	—
	5—10	—	—	28	32	36	40	45
9	0,5—1,5	25	28	32	36	40	—	—
	2—4	—	32	36	40	45	50	—
	5—10	—	—	40	45	50	56	63
10	0,5—1,5	36	40	45	50	56	—	—
	2—4	—	45	50	56	63	71	—
	5—10	—	—	56	63	71	80	90
11	0,5—1,5	50	56	63	71	80	—	—
	2—4	—	63	71	80	90	100	—
	5—10	—	—	80	90	100	112	125

4.80.1. Поля допусков размеров D_f, d_a, e и s при центрировании по наружным диаметрам D_f и d_a (по ГОСТ 6033—80)

Центрирующие диаметры	Поля допусков	
	1-й ряд	2-й ряд
D_f	$H7$	$H8$
d_a	$n6$, j_s6, $h6$, $g6$, $f7$	$n6$, $h6$, $g6$, $f7$
Размеры	Поля допусков	
e	$9H$, $11H$	
s	$9h$, $9g$, $9d$, $11c$, $11a$	

Примечания: 1. При выборе полей допусков для центрирующих диаметров 1-й ряд следует предпочитать 2-му. 2. Предельные отклонения размеров e, s см. табл. 4.78. 3. Предельные значения радиального биения F_r см. табл. 4.79 4. Отклонения нецентрирующих диаметров см. табл. 4.81.

4.80.2. Поля допусков размеров D_a, d_f, e и s при центрировании по внутренним диаметрам D_a и d_f (по ГОСТ 6033—80)

Центрирующие диаметры	Поля допусков	
	1-й ряд	2-й ряд
D_a d_f	$H7$ $n6$, $h6$, $g6$	$H8$ $n6$, $h6$, $g6$
Размеры	Поля допусков	
e s	$9H$; $11H$ $9h$, $9g$, $9d$, $11c$, $11a$	

Примечания: 1. При выборе полей допусков для центрирующих диаметров 1-й ряд следует предпочитать 2-му. 2. Предельные отклонения размеров e, s см. табл. 4.78. 3. См. примечания 3, 4 табл. 4.80.1.

4.81. Поля допусков нецентрирующих диаметров для разных способов центрирования (по ГОСТ 6033—80)

Способ центрирования	Нецентрирующий диаметр	Форма дна впадин	Поля допусков
По боковым поверхностям зубьев s, e	D_f	Плоская	$H16$
		Закругленная	$D_{f\,max} = D$
	D_a	—	$H11$
	d_a	—	$d9$; $h12$
	d_f	Плоская	$h16$
		Закругленная	$d_{f\,max} = D - 2{,}2m$
По наружному диаметру	D_a	—	$H11$
	d_f	Плоская	$h16$
		Закругленная	$d_{f\,max} = D - 2{,}2m$
По внутреннему диаметру	d_a	—	$h12$
	D_f	Плоская	$H16$
		Закругленная	$D_{f\,max} = D + 2{,}2m$

КОНТРОЛЬ СОЕДИНЕНИЙ

Контроль эвольвентных шлицевых соединений производится поэлементно и комплексными калибрами аналогично прямобочным шлицевым соединениям.

Комплексный калибр контролирует суммарный допуск T, включающий отклонение собственно ширины впадины (толщины зуба), отклонение формы и расположения элементов профиля впадины (зуба) — см. ГОСТ 6033—80. Когда комплексный калибр не применяется, отдельно контролируют допуск собственно ширины впадины втулки T_e или толщины зуба вала T_s, причем $T = T_s$.

Предельные отклонения от параллельности сторон зубьев вала и пазов втулки относительно оси центрирующей поверхности устанавливаются в стандартах СЭВ на комплексные калибры. Расчет предельных отклонений и контрольных размеров — см. приложение к ГОСТ 6033—80.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначения шлицевых эвольвентных соединений содержат номинальный диаметр соединения D, модуль m, обозначение посадки соединения, помещенное после размеров центрирующих элементов, и номер стандарта.

Примеры обозначения:

1) при центрировании по боковым сторонам зубьев $D = 50$ мм, $m = 2$ мм, посадка $\frac{9H}{9g}$:

соединения $50\times2\times9H/9g$ ГОСТ 6033—80;

втулки $50\times2\times9H$ ГОСТ 6033—80;

вала $50\times2\times9g$ ГОСТ 6033—80;

2) при центрировании по наружному диаметру $D_l = 50$ мм, $m = 2$ мм, посадка $\frac{H7}{g6}$:

соединения $50\times2\times H7/g6$ ГОСТ 6033—80;

3) при центрировании по внутреннему диаметру $D = 50$ мм, $m = 2$ мм, посадка $H7/g6$:

$i50\times2\times H7/g6$ ГОСТ 6033—80

(i обозначает центрирование по внутреннему диаметру).

Помимо рассмотренных шлицевых прямобочных и эвольвентных находят применение и треугольные шлицевые соединения с углом профиля 60° [7].

4.15. СОЕДИНЕНИЯ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

СТ СЭВ 774—77[1] распространяется на подшипники качения с основными размерами по ГОСТ 3478—79 (СТ СЭВ 402—76) и устанавливает в зависимости от точности изготовления и сборки пять классов точности подшипников: Р0, Р6, Р5, Р4, Р2. Перечень классов дан в порядке повышения точности. Допускается обозначать классы точности подшипников без буквы Р: 0, 6, 5, 4, 2.

Класс точности указывается перед обозначением (номером) подшипника, например Р5-205 (или 5-205). Нулевой класс как самый распространенный не обозначается, например 205 (подшипник нулевого класса точности). Выбор класса точности подшипника качения следует производить, ориентируясь на данные табл. 4.82—4.86.

В таблицах за номинальные диаметры подшипника D и d принимаются диаметры его посадочных поверхностей соответственно наружной и внутренней. Средний диаметр наружной D_m и внутренней d_m цилиндрических поверхностей подшипника определяется как среднее арифметическое наибольшего и наименьшего значений диаметра, измеренного в различных сечениях кольца.

[1] На 1/I 1982 действует ГОСТ 520—71 (данные см. [7]). Здесь точность подшипников рассмотрена по СТ СЭВ 774—77.

4.82. Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные. Кольца внутренние (по СТ СЭВ 774—77)

Номинальный диаметр отверстия d, мм	Отверстие				Ширина кольца B		Непостоянство ширины кольца U_p	Радиальное биение дорожки качения R_i
	цилиндрическое		коническое (конусность 1 : 12)					
	d_m	d *	$\Delta d_K - \Delta d$					
	Отклонения, мкм							
	верхние	нижние	верхние	нижние	нижние	верхние	верхние	нижние	не более	
Класс точности P0										
От 0,6 до 2,5	0	−8	+1	−9	0	−	0	−40	12	10
Св. 2,5 » 10	0	−8	+2	−10	0	+15	0	−120	15	10
» 10 » 18	0	−8	+3	−11	0	+18	0	−120	20	10
» 18 » 30	0	−10	+3	−13	0	+21	0	−120	20	13
» 30 » 50	0	−12	+3	−15	0	+25	0	−120	20	15
» 50 » 80	0	−15	+4	−19	0	+30	0	−150	25	20
» 80 » 120	0	−20	+5	−25	0	+35	0	−200	25	25
» 120 » 180	0	−25	+6	−31	0	+40	0	−250	30	30
» 180 » 250	0	−30	+8	−38	0	+46	0	−300	30	40
Класс точности P6										
От 0,6 до 2,5	0	−7	+1	−8	−	−	0	−40	12	5
Св. 2,5 » 10	0	−7	+1	−8	0	+9	0	−120	15	6
» 10 » 18	0	−7	+1	−8	0	+11	0	−120	20	7
» 18 » 30	0	−8	+1	−9	0	+13	0	−120	20	8
» 30 » 50	0	−10	+1	−11	0	+16	0	−120	20	10
» 50 » 80	0	−12	+2	−14	0	+19	0	−150	25	10
» 80 » 120	0	−15	+3	−18	0	+22	0	−200	25	13
» 120 » 180	0	−18	+3	−21	0	+25	0	−250	30	18
» 180 » 250	0	−22	+4	−26	0	+29	0	−300	30	20

Продолжение табл. 4.82

Номинальный диаметр отверстия d, мм	Отверстие				Ширина кольца B		Непостоянство ширины кольца U_p	Радиальное биение дорожки качения R_i	Биение базового торца относительно отверстия S_i	Осевое биение дорожки качения A_i**
	цилиндрическое		коническое (конусность 1 : 12)							
	d_m, d *		$\Delta d_K - \Delta d$							
	Отклонения, мкм						не более			
	верхние	нижние	нижние	верхние	верхние	нижние				
Класс точности Р5										
От 0,6 до 2,5	0	−5	—	—	0	−40	5	3,5	7	7
Св. 2,5 » 10	0	−5	0	+6	0	−40	5	3,5	7	7
» 10 » 18	0	−5	0	+8	0	−80	5	3,5	7	7
» 18 » 30	0	−6	0	+9	0	−120	5	4	8	8
» 30 » 50	0	−8	0	+11	0	−120	5	5	8	8
» 50 » 80	0	−9	0	+13	0	−150	6	5	8	8
» 80 » 120	0	−10	0	+15	0	−200	7	6	9	9
» 120 » 180	0	−13	0	+18	0	−250	8	8	10	10
» 180 » 250	0	−15	0	+20	0	−300	10	10	11	13
Класс точности Р4										
От 0,6 до 2,5	0	−4	—	—	0	−40	2,5	2,5	3	3
Св. 2,5 » 10	0	−4	—	—	0	−40	2,5	2,5	3	3
» 10 » 18	0	−4	—	—	0	−80	2,5	2,5	3	3
» 18 » 30	0	−5	0	+6	0	−120	2,5	3	4	4
» 30 » 50	0	−6	0	+7	0	−120	3	4	4	4
» 50 » 80	0	−7	0	+8	0	−150	4	4	5	4
» 80 » 120	0	−8	0	+10	0	−200	4	5	5	5
» 120 » 180	0	−10	0	+12	0	−250	5	6	6	7
» 180 » 250	0	−12	0	+14	0	−300	6	8	7	8

Продолжение табл. 4.82

Номинальный диаметр отверстия d, мм	Отверстие: цилиндрическое d_m, d *	Отверстие: коническое (конусность 1 : 12) $\Delta d_к - \Delta d$	Ширина кольца B	Непостоянство ширины кольца U_μ	Радиальное биение дорожки качения R_i	Биение базового торца относительно отверстия S_i	Осевое биение дорожки качения A_i**
	Отклонения, мкм						
	верхние	нижние	нижние	верхние	верхние	нижние	не более
Класс точности Р2							
От 0,6 до 2,5	0	−2,5	—	—	0	−40	1,5	1,5	1,5	1,5
Св. 2,5 » 10	0	−2,5	—	—	0	−40	1,5	1,5	1,5	1,5
» 10 » 18	0	−2,5	—	—	0	−80	1,5	1,5	1,5	1,5
» 18 » 30	0	−2,5	0	+4	0	−120	1,5	2,5	1,5	2,5
» 30 » 50	0	−2,5	0	+4	0	−120	1,5	2,5	1,5	2,5
» 50 » 80	0	−4	0	+5	0	−150	1,5	2,5	1,5	2,5
» 80 » 120	0	−5	0	+6	0	−200	2,5	2,5	2,5	2,5
» 120 » 150	0	−7	0	+8	0	−250	2,5	2,5	2,5	2,5
» 150 » 180	0	−7	0	+8	0	−300	4	5	4	5
» 180 » 250	0	−8	0	+10	0	−350	5	5	5	5

Примечания: 1. Принятые обозначения: Δd — отклонение диаметра d у подшипников с коническим отверстием; $\Delta d_к$ — отклонение наибольшего расчетного диаметра $d_к$ конического отверстия; $d_к = d + 0{,}0833B$. 2. Отклонения Δd диаметра d у подшипников с коническим отверстием принимаются: для класса 0 по $H8$, класса 6 — $H7$, класса 5 — $H6$, класса 4 — $H5$, класса 2 — $H4$. 3. Средняя конусообразность отверстий подшипников классов точности 6, 5, 4, 2 и непостоянство диаметра подшипников классов 5, 4, 2 должны быть не более 50% допуска на d_m. 4. Отклонения размеров и точность вращения подшипников с $d > 250$ мм см. СТ СЭВ 774—77.

* В классе 0 — только для подшипников серий диаметров: 8 (до $d \leqslant 10$ мм), 9 (до $d \leqslant 10$ мм), 0 (до $d \leqslant 40$ мм), 2 (до $d \leqslant 180$ мм), 3, 4 при двухточечном измерении; в классе 6 — только для подшипников серий диаметров: 8 (до $d \leqslant 10$ мм), 9 (до $d \leqslant 10$ мм), 0 (до $d \leqslant 60$ мм), 1, 2, 3, 4 при двухточечном измерении; в классах 5, 4, 2 — только для подшипников серий диаметров: 8 (до $d \leqslant 10$ мм), 9 (до $d \leqslant 10$ мм), 0, 1, 2, 3, 4 при двухточечном измерении.

** Только для шариковых подшипников.

4.83. Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные. Кольца наружные (по СТ СЭВ 774—77)

Номинальный наружный диаметр D, мм	Допускаемые отклонения, мкм													
	наружного диаметра кольца													
	D_m			D *				D_m и D *						
	Классы точности													
	0, 6	0	6	0		6		5, 4, 2	5		4	2		
	верхние	нижние		верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние					
От 2,5 до 6	0	−8	−7	+1	−9	+1	−8	0	−5		−4	−2,5		
Св. 6 » 18	0	−8	−7	+2	−10	+1	−8	0	−5		−4	−2,5		
» 18 » 30	0	−9	−8	+2	−11	+1	−9	0	−6		−5	−4		
» 30 » 50	0	−11	−9	+3	−14	+2	−11	0	−7		−6	−4		
» 50 » 80	0	−13	−11	+4	−17	+2	−13	0	−9		−7	−4		
» 80 » 120	0	−15	−13	+5	−20	+2	−15	0	−10		−8	−5		
» 120 » 150	0	−18	−15	+6	−24	+3	−18	0	−11		−9	−5		
» 150 » 180	0	−25	−18	+7	−32	+3	−21	0	−13		−10	−7		
» 180 » 250	0	−30	−20	+8	−38	+4	−24	0	−15		−11	−8		
» 250 » 315	0	−35	−25	+9	−44	+4	−29	0	−18		−13	−8		

Номинальный наружный диаметр D, мм	Допускаемые отклонения, мкм													
	радиального биения дорожки качения R_a					биения наружной цилиндрической поверхности относительно базового торца S_a			осевого биения дорожки качения A_a **			непостоянства ширины колец U_p		
	Классы точности													
	0	6	5	4	2	5	4	2	5	4	2	5	4	2
	не более													
От 2,5 до 6	15	8	5	3	1,5	8	4	1,5	8	5	1,5	5	2,5	1,5
Св. 6 » 18	15	8	5	3	1,5	8	4	1,5	8	5	1,5	5	2,5	1,5
» 18 » 30	15	9	6	4	2,5	8	4	1,5	8	5	2,5	5	2,5	1,5
» 30 » 50	20	10	7	5	2,5	8	4	1,5	8	5	2,5	5	2,5	1,5
» 50 » 80	25	13	8	5	4	8	4	1,5	10	5	4	6	3	1,5
» 80 » 120	35	18	10	6	5	9	5	2,5	11	6	5	8	4	2,5
» 120 » 150	40	20	11	7	5	10	5	2,5	13	7	5	8	5	2,5

» 150	» 180	45	23	13	8	5	10	5	2,5	14	8	5	8	5	2,5
» 180	» 250	50	25	15	10	7	11	7	4	15	10	7	10	7	4
» 250	» 315	60	30	18	11	7	13	8	5	18	10	7	11	7	5

Примечания: 1. Предельные отклонения ширины наружных колец соответствуют предельным отклонениям ширины внутренних колец, указанным в табл. 4. 82. Средняя конусообразность наружной цилиндрической поверхности классов точности 6, 5, 4, 2 и непостоянство диаметра наружной цилиндрической поверхности подшипников классов точности 5, 4 и 2 — не более 50% допуска на D_m. 3. Отклонения наружного диаметра D, приведенные в таблице, не относятся к подшипникам с защитными и уплотнительными шайбами. Предельные отклонения диаметра D таких подшипников качения равны:

Номинальный наружный диаметр D, мм	Класс точности					
	0		6		5	
	верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние
От 2,5 до 6	+4	—12	+3	—10	+2	—7
Св. 6 » 18	+5	—13	+3	—10	+2	—7
» 18 » 30	+6	—15	+4	—12	+3	—9
» 30 » 50	+8	—19	+6	—15	+4	—11
» 50 » 80	+10	—23	+8	—19	+6	—15
» 80 » 120	+13	—28	+10	—23	+8	—18
» 120 » 150	+15	—33	+12	—27	+9	—20

Примечания: 1. Отклонения подшипников 0 класса, приведенные в таблице, относятся только к подшипникам серий диаметров 0 (до $D \leqslant 80$ мм), 2, 3, 4 при двухточечном измерении. 2. Отклонения подшипников класса 6-го, приведенные в таблице, относятся только к подшипникам серий диаметров 0 (до $D \leqslant 95$ мм), 1, 2, 3, 4 при двухточечном измерении.

4. Отклонения для подшипников с $D > 315$ мм см. СТ СЭВ 774—77.

* В классе точности 0 — только для подшипников серий диаметров 8 (до $D \leqslant 22$ мм), 9 (до $D \leqslant 22$ мм), 0 (до $D \leqslant 80$ мм), 2 (до $D \leqslant 315$ мм), 3, 4 при двухточечном измерении; в классе точности 6 — только для подшипников серий диаметров 8 (до $D \leqslant 22$ мм), 9 (до $D \leqslant 22$ мм), 0 (до $D \leqslant 95$ мм), 1, 2, 3, 4 при двухточечном измерении; в классах точности 5, 4, 2 — только для подшипников серий диаметров 8 (до $D \leqslant 22$ мм), 9 (до $D \leqslant 22$ мм), 0, 1, 2, 3, 4 при двухточечном измерении.

** Только для шариковых подшипников.

4.84. Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники роликовые конические. Кольца внутренние (по СТ СЭВ 774—77)

Номинальный диаметр отверстия d, мм	Допускаемые отклонения, мкм									
	диаметра цилиндрического отверстия									
	d_m				d *					
	Класс точности									
	0, 6, 5, 4	0	6, 5	4	0		6, 5		4	
	верхние	нижние			верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние
От 10 до 18	0	−8	−7	−5	+3	−11	+1	−8	0	−5
Св. 18 » 30	0	−10	−8	−6	+3	−13	+1	−9	0	−6
» 30 » 50	0	−12	−10	−8	+3	−15	+1	−11	0	−8
» 50 » 80	0	−15	−12	−9	+4	−19	+2	−14	0	−9
» 80 » 120	0	−20	−15	−10	+5	−25	+3	−18	0	−10
» 120 » 180	0	−25	−18	−13	+6	−31	+3	−21	0	−13
» 180 » 250	0	−30	−22	−15	+8	−38	+4	−26	0	−15

* В классе 0 — только для подшипников серий диаметров 0 (до $d \leqslant 40$ мм), 2 (до $d \leqslant 180$ мм) и 3; в классе 6 — только для подшипников серий диаметров 0 (до $d \leqslant 40$ мм), 2, 3; в классах 5, 4 — только для подшипников серий диаметров 0, 2, 3.

Номинальный диаметр отверстия d, мм	Допускаемые отклонения, мкм											
	ширины колец B		монтажной высоты однорядного подшипника T				радиального биения дорожки качения R_i				биения базового торца относительно отверстия S_i	
	Класс точности											
	0, 6, 5, 4		0, 6, 5		4		0	6	5	4	5	4
	верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние	не более					
От 10 до 18	0	—200	+200	0	+200	—200	15	7	3,5	2,5	7	3
Св. 18 » 30	0	—200	+200	0	+200	—200	18	8	4	3	8	4
» 30 » 50	0	—240	+200	0	+200	—200	20	10	5	4	8	4
» 50 » 80	0	—300	+200	0	+200	—200	25	10	5	4	8	5
» 80 » 120	0	—400	+200	—200	+200	—200	30	13	6	5	9	5
» 120 » 180	0	—500	+350	—250	+350	—250	35	18	8	6	10	6
» 180 » 250	0	—600	+350	—250	+350	—250	50	20	10	8	11	7

Примечания: 1. Средняя конусообразность отверстий роликовых подшипников классов точности 6, 5, 4 — не более 50% допуска на d_m. 2. Отклонения для подшипников с $d > 250$ мм см. СТ СЭВ 774—77.

4.85. Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники роликовые конические. Кольца наружные (по СТ СЭВ 774—77)

Номинальный наружный диаметр D, мм	Допускаемые отклонения, мкм															
	наружного диаметра										радиального биения дорожки качения R_a				биения наружной цилиндрической поверхности относительно базового торца S_a	
	D_m				D *											
	Класс точности															
	0, 6, 5, 4	0	6, 5	4	0		6, 5		4		0	6	5	4	5	4
	верхние	нижние			верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние	не более					
От 18 до 30	0	−9	−8	−6	+2	−11	+1	−9	0	−6	18	9	6	4	8	4
Св. 30 » 50	0	−11	−9	−7	+3	−14	+2	−11	0	−7	20	10	7	5	8	4
» 50 » 80	0	−13	−11	−9	+4	−17	+2	−13	0	−9	25	13	8	5	8	4
» 80 » 120	0	−15	−13	−10	+5	−20	+2	−15	0	−10	35	18	10	6	9	5
» 120 » 150	0	−18	−15	−11	+6	−24	+3	−18	0	−11	40	20	11	7	10	5
» 150 » 180	0	−25	−18	−13	+7	−32	+3	−21	0	−13	45	23	13	8	10	5
» 180 » 250	0	−30	−20	−15	+8	−38	+4	−24	0	−15	50	25	15	10	11	7
» 250 » 315	0	−35	−25	−18	+9	−44	+4	−29	0	−18	60	30	18	11	13	8

Примечания: 1. Средняя конусообразность наружной цилиндрической поверхности роликовых подшипников классов точности 6, 5, 4 — не более 50% допуска на D_m. 2. Отклонения подшипников с $D > 315$ мм см. СТ СЭВ 774—77.

* В классе 0 — только для подшипников серий диаметров 0 (до $D \leqslant 80$ мм), 2 (до $D \leqslant 315$ мм) и 3; в классе 6 — только для подшипников серий диаметров 0 (до $D \leqslant 95$ мм), 2, 3; в классах 5, 4 — только для подшипников серий диаметров 0, 2, 3.

4.86. Точность размеров и взаимного расположения поверхностей. Подшипники упорные (по СТ СЭВ 774—77)

Номинальный диаметр отверстия d или d_1, или номинальный наружный диаметр D, мм	Допускаемые отклонения, мкм											
	внутреннего диаметра тугого * кольца				наружного диаметра свободного кольца D		осевого биения дорожки качения A_S					
	d^{**}, d_1^{**}		d									
	верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние	не более					
	Класс точности											
	0, 6, 5		4, 2		0, 6, 5, 4, 2	0, 6, 5, 4	2	0	6	5	4	2
До 18	0	—8	0	—7	0	—11	—7	10	5	3	2	1
Св. 18 до 30	0	—10	0	—8	0	—13	—8	10	5	3	2	1,2
» 30 » 50	0	—12	0	—10	0	—16	—9	10	6	3	2	1,5
» 50 » 80	0	—15	0	—12	0	—19	—11	10	7	4	3	2
» 80 » 120	0	—20	0	—15	0	—22	—13	15	8	4	3	2
» 120 » 180	0	—25	0	—18	0	—25	—15	15	9	5	4	3
» 180 » 250	0	—30	0	—22	0	—30	—20	20	10	5	4	3
» 250 » 315	0	—35	0	—25	0	—35	—25	25	13	7	5	4

Примечания: 1. Значения осевого биения дорожки качения относительно противоположного торца A_S для свободного кольца принимаются в зависимости от внутреннего диаметра тугого кольца. 2. Отклонения для подшипников с размерами более 315 мм см. СТ СЭВ 774—77.

* Тугими называются кольца упорных подшипников, устанавливаемых с натягом.

** d — внутренний диаметр отверстия подшипника; d_1 — внутренний диаметр отверстия тугого кольца двойного упорного подшипника.

Наиболее часто в общем машиностроении используются подшипники классов точности 0 и 6. Подшипники классов точности 5 и 4 применяются при большой частоте вращения и в тех случаях, когда требуется высокая точность при вращении, например для шпинделей шлифовальных и других прецизионных станков, высокооборотных двигателей и т. п. Подшипники класса точности 2 предназначаются для гироскопических и других прецизионных приборов и машин.

НАЗНАЧЕНИЕ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ ДЛЯ ВАЛА И ОТВЕРСТИЯ КОРПУСА ПРИ УСТАНОВКЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Соединение подшипников качения с валами (осями) и корпусами осуществляется в соответствии с ГОСТ 3325—55 (СТ СЭВ 773—77). Диаметры наружного кольца подшипника D и внутреннего кольца d приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия. Следовательно, посадки наружного кольца с корпусом осуществляются по системе вала, а посадки внутреннего кольца с валом — по системе отверстия.

В зависимости от характера требуемого соединения поля допусков для валов и отверстий корпусов выбираются по табл. 4.87.

Указанные в табл. 4.87 поля допусков рассчитаны на следующие условия: а) валы должны быть сплошными или полыми толстостенными; б) материал

4.87. Поля допусков валов и отверстий корпусов для установки подшипников качения по ГОСТ 3325—55 (СТ СЭВ 773—77)

Класс точности подшипника	Посадочная поверхность	Система посадок	Поля допусков	Квалитеты
2	Вал	Система отверстия	*h*3, j_s3	3
2; 4; 5			*g*4, *h*4, j_s4, *k*4, *m*4, *n*4	4
4; 5			*g*5, *h*5, j_s5 (*j*5), *k*5, *m*5, *n*5	5
6; 0			*f*6, *g*6, *h*6, j_s6 (*j*6), *k*6, *m*6, *n*6, *p*6, *r*6	6
			*h*7 *, *r*7	7
			*h*8 *, *h*9 *, *h*10 *, *h*11 *	8—11
2	Отверстие	Система вала	*H*4, J_s4	4
2; 4; 5			*H*5, J_s5, *K*5, *M*5	5
4; 5			*G*6, *H*6, J_s6 (*J*6), *K*6, *M*6, *N*6, *P*6	6
0; 6			*G*7, *H*7, J_s7 (*J*7), *K*7, *M*7, *N*7, *P*7	7
			*E*8, *H*8	8
			*H*9	9

Примечание. В скобках указаны поля допусков ограниченного применения.

* Как правило, для подшипников на закрепительных и стяжных втулках.

валов — сталь, материал корпусов — сталь или чугун; в) подшипники при работе не должны нагреваться свыше температуры 100 °С.

При назначении полей допусков на вал и отверстие корпуса соответственно под внутреннее и наружное кольца подшипника качения необходимо учитывать следующее: вращается кольцо вместе с валом или корпусом, или оно неподвижно; величину, направление и характер действующих на подшипник нагрузок; режим работы; тип, размеры и класс точности подшипника и т. д.

Выбор посадок колец подшипников определяется характером их нагружения, зависящим от того, вращается или не вращается данное кольцо относительно действующей на него радиальной нагрузки. Под последней понимается результирующая всех радиальных нагрузок. Различают три вида нагружения колец — местное, циркуляционное, колебательное. На рис. 4.25 показаны эпюры нагружения, а в табл. 4.88 указаны виды нагружения колец.

Если кольцо воспринимает радиальную нагрузку $P_п$, постоянную по направлению, лишь ограниченным участком окружности дорожки качения и пере-

дает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса, то такой характер нагружения кольца называется м е с т н ы м (рис. 1.25, *а* и табл. 4.88).

Если кольцо воспринимает радиальную нагрузку $P_п$ последовательно всей окружностью дорожки качения и передает ее последовательно всей посадочной поверхности вала или корпуса, то такой характер нагружения кольца называется ц и р к у л я ц и о н н ы м (рис. 4.25, *б*, последовательное положение эпюр нагружения и табл. 4.88). Такое нагружение получается при вращении кольца и постоянно направленной $P_п$ или, наоборот, при радиальной нагрузке $P_в$, вращающейся относительно рассматриваемого неподвижного кольца.

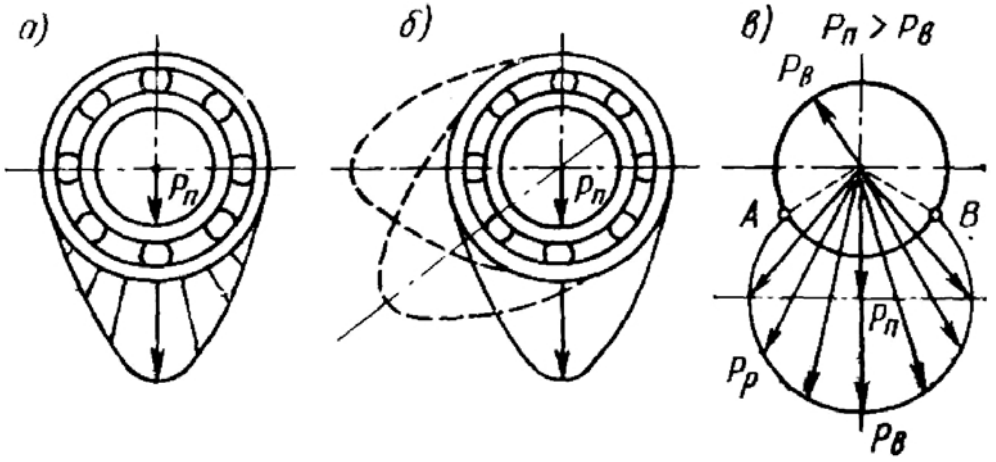


Рис. 4.25

Если кольцо воспринимает равнодействующую $P_р$ двух радиальных нагрузок ($P_п$ — постоянной по направлению и $P_в$ — вращающейся и меньшей по величине) ограниченным участком окружности дорожки и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса, то такой характер нагружения кольца называется к о л е б а т е л ь н ы м. Равнодействующая $P_р$ сил $P_п$ и $P_в$ не совершает полного оборота, а колеблется между точками A и B (рис. 4. 25, *в* и табл. 4. 88). В том случае, если $P_п < P_в$, то вращающееся кольцо подшипника имеет местное нагружение, а неподвижное кольцо — циркуляционное.

Поля допусков вала и отверстия корпуса под внутренние и наружные местно нагруженные кольца приведены в табл. 4.89.

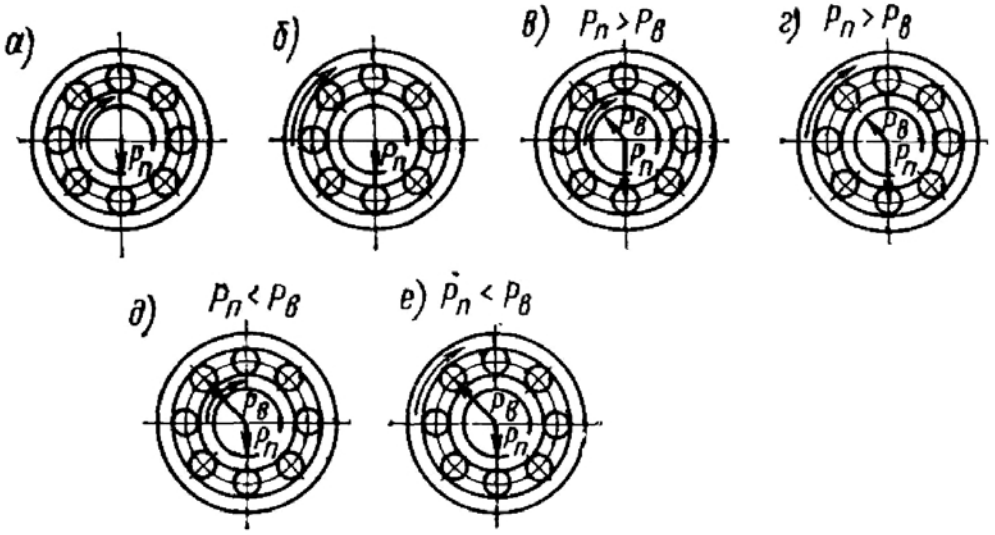
При циркуляционном нагружении колец подшипника выбор посадки на валы и отверстия корпуса производится по P_R — интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности.

Интенсивность нагрузки подсчитывается по формуле [16]

$$P_R = \frac{R}{b} k_п F F_A, \qquad (4.25)$$

где R — радиальная реакция опоры на подшипник, кН; b — рабочая ширина посадочного места, м ($b = B - 2r$, B — ширина подшипника; r — радиус закругления или ширина фаски кольца подшипника); $k_п$ — динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (при перегрузке до 150 %, умеренных толчках и вибрации $k_п = 1$; при перегрузке до 300 %, сильных ударах и вибрации $k_п = 1{,}8$); F — коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (при сплошном вале $F = 1$, табл. 4.90); F_A — коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки A на опору. Значения F_A, зависящие от $(A/R)\operatorname{ctg}\beta$, приведены в табл. 4.91 (β — угол контакта тел качения с дорожкой качения

4.88. Виды нагружения колец шарико- и роликоподшипников по ГОСТ 3325—55 (СТ СЭВ 773—77)



Радиальные нагрузки, воспринимаемые шарико- и роликоподшипниками	Вращающееся кольцо	Виды нагружения кольца	
		внутреннего	наружного
Постоянная по направлению	Внутреннее	Циркуляционное (*а*)	Местное (*а*)
	Наружное	Местное (*б*)	Циркуляционное (*б*)
Постоянная по направлению и вращающаяся — меньшая по величине	Внутреннее	Циркуляционное (*в*)	Колебательное (*в*)
	Наружное	Колебательное (*г*)	Циркуляционное (*г*)
Постоянная по направлению и вращающаяся — бо́льшая по величине	Внутреннее	Местное (*д*)	Циркуляционное (*д*)
	Наружное	Циркуляционное (*е*)	Местное (*е*)
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное кольца в одном или противоположных направлениях	Циркуляционное	Циркуляционное
Вращающаяся с внутренним кольцом		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся с наружным кольцом		Циркуляционное	Местное

4.89. Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов под подшипники качения с местно нагруженными кольцами [18]

Типы подшипников	Номинальный диаметр, мм	Поля допусков		
		валов (осей)	отверстий в корпусе	
			неразъемном	разъемном
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%				
Все типы, кроме штампованных игольчатых	До 80	$h5$, $h6$ $g5$, $g6$ $f6$ *, j_s6	$H6$, $H7$	$H6$, $H7$, $H8$ *
	Св. 80 до 260		$G6$, $G7$	
	Св. 260 до 500	$f6$, j_s6		
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300%				
Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных	До 80	$h5$, $h6$	J_s6, J_s7	J_s6, J_s7
	Св. 80 до 260		$H6$, $H7$	
	Св. 260	$g5$, $g6$		
Роликовые конические двухрядные	До 120	$h5$, $h6$	$H6$, $H7$	J_s6, J_s7
	Св. 120	$g5$, $g6$		
Нагрузка любая				
Игольчатые штампованные	Все размеры	$k5$, $k6$ **, j_s5, j_s6 **	$K6$, $K7$ *** J_s6, J_s7	J_s6, J_s7 (в стальной стакан)

* Поля допусков $f6$ и $H8$ применять при частоте вращения не более 60% от предельно допустимой.

** Соединения подшипников с валами $k5$, $k6$, j_s5, j_s6 осуществляют с помощью селективной сборки.

*** Для корпусов из цветного металла.

наружного кольца зависит от конструкции подшипника). Для радиальных и радиально-упорных подшипников с одним наружным или внутренним кольцом $F_A = 1$.

Допускаемые значения P_R для различных посадок приведены в табл. 4.92

Пример. Выбрать посадку циркуляционного нагруженного внутреннего кольца радиального однорядного подшипника № 205 класса точности 6 ($d = 25$ мм; $D = 52$ мм; $B = 15$ мм; $r = 1{,}5$ мм) на вращающийся сплошной вал. Расчетная радиальная реакция опоры $R = 3000$ Н. Нагрузка ударная, перегрузка 200%. Осевой нагрузки нет.

4.90. Значения коэффициента F [15]

$\frac{d_{отв}}{d}$ или $\frac{D}{D_{корп}}$		Для вала			Для корпуса
свыше	до	$\frac{D}{d} \leqslant 1,5$	$\frac{D}{d} = 1,5 \div 2,0$	$\frac{D}{d} > 2 \div 3$	Для всех подшипников
—	0,4	1	1	1	1
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7	0,8	1,5	1,7	2	1,4
0,8	—	2	2,3	3	1,8

Примечание. d и D — соответственно диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника; $d_{отв}$ — диаметр отверстия полого вала; $D_{корп}$ — диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

Определяем интенсивность нагрузки по формуле (4.25)

$$P_R = \frac{3}{12 \cdot 10^{-3}} 1,8 \cdot 1,1 = 450 \text{ кН/м}.$$

По табл. 4.92 заданным условиям для вала соответствует поле допуска $k6$ по ЕСДП СЭВ.

В том случае, когда выбрать динамический коэффициент затруднительно, можно определить посадку внутреннего кольца с валом по минимальному натягу, который приближенно рассчитывается по формуле

$$N'_{min} = \frac{13Rk}{b10^6}, \qquad (4.26)$$

где N'_{min} — наименьший расчетный натяг, обеспечивающий необходимую прочность соединения циркуляционно нагруженного кольца подшипника с валом, мм; R — наибольшая радиальная нагрузка на подшипник, кН; k — коэффициент, принимаемый приближенно для подшипников легкой серии — 2,8; средней серии — 2,3; тяжелой — 2; b — рабочая ширина кольца подшипника (за вычетом фасок), м.

4.91. Значение коэффициента F_A [16]

$\frac{A}{R}$ ctg β		F_A
свыше	до	
—	0,2	1
0,2	0,4	1,2
0,4	0,6	1,4
0,6	1	1,6
1	→	2

По найденному значению N'_{min} выбираем поле допуска из числа предусмотренных для циркуляционно нагруженных колес (см. табл. 4.92) с учетом отклонения отверстия кольца подшипника по табл. 4.82—4.86 (см. ниже пример расчета).

Во избежание разрыва кольца выбранную посадку следует проверить, чтобы максимальный натяг (мм) посадки не превышал значения, допускаемого прочностью кольца

$$[N] = \frac{11,4kd[\sigma_p]}{(2k-2)10^3}, \qquad (4.27)$$

где d — диаметр внутреннего кольца подшипника, м; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжения, МПа (для подшипниковой стали $[\sigma_p] \approx 400$ МПа).

4.92. Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях валов и корпусов [16, 18]

Диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника, мм	Допускаемые значения P_R, кН/м			
	Поля допусков для валов			
	$js6$, $js5$	$k6$, $k5$	$m6$, $m5$	$n6$, $n5$
Св. 18 до 80	До 300	300—1400	1400—1600	1600—3000
» 80 » 180	» 600	600—2000	2000—2500	2500—4000
» 180 » 360	» 700	700—3000	3000—3500	3500—6000
» 360 » 630	» 900	900—3500	3500—5400	5400—8000
Диаметр D наружного кольца, мм	Поля допусков для корпусов			
	$K7$, $K6$	$M7$, $M6$	$N7$, $N6$	$P7$
Св. 50 до 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

Примечания: 1. Допускаемые значения P_R подсчитаны по средним значениям посадочных натягов. 2. Значения P_R получены пересчетом данных [16, 18] 1 кгс/см ≈ 1 кН/м.

Пример. Выбрать посадку по N'_{min} для случая, рассмотренного в предыдущем примере. Определим наименьший расчетный натяг. По формуле (4.26)

$$N'_{min} = \frac{13 \cdot 3 \cdot 2{,}8}{10^6 \, (15 - 2 \cdot 1{,}5) \, 10^{-3}} = 0{,}009 \text{ мм}.$$

Выбираем поле допуска $k6$, при сопряжении которого с выбранным кольцом подшипника (см. табл. 4.82) обеспечивается посадка с $N_{min} = 0{,}01$ мм и $N_{max} = 0{,}023$ мм, $N_c = 0{,}0165$ мм.

Проверим допустимость посадки из условий прочности внутреннего кольца подшипника на разрыв. По формуле (4.27)

$$[N] = \frac{11{,}4 \cdot 400 \cdot 2{,}8 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{(2 \cdot 2{,}8 - 2) \, 10^3} = 0{,}089 \text{ мм}.$$

Как видно из приведенных примеров, расчет по формулам (4.25) и (4.26) обеспечивает выбор одинаковой посадки.

Следует отметить, что поля допусков, предусмотренные на посадочные размеры внутренних и наружных колец подшипников, отличаются величиной и расположением от тех, которые установлены для основных отверстий и валов. При этом поля допусков для посадочного размера внутреннего кольца подшипника расположены в минус от нулевой линии, что меняет характер посадки по сравнению с посадками, имеющими обычное расположение поля допуска основ-

ной детали в плюс от нулевой линии. На рис. 4.26 приведена схема расположения полей допусков посадочных размеров подшипников и сопряженных с ним деталей (валов и отверстий). Из приведенной схемы видно, что поля допусков вала $n6$, $k6$, $n6$, $n5$, $m5$, $k5$, $n4$, $m4$, $k4$, $p6$, $r6$, $r7$ обеспечивают посадки с натягом.

На чертежах в соединениях валов или корпусов с подшипниками качения необходимо указывать отклонения соответственно вала и отверстия корпуса. Для полей допусков по ОСТ отклонения указывались с индексом n.

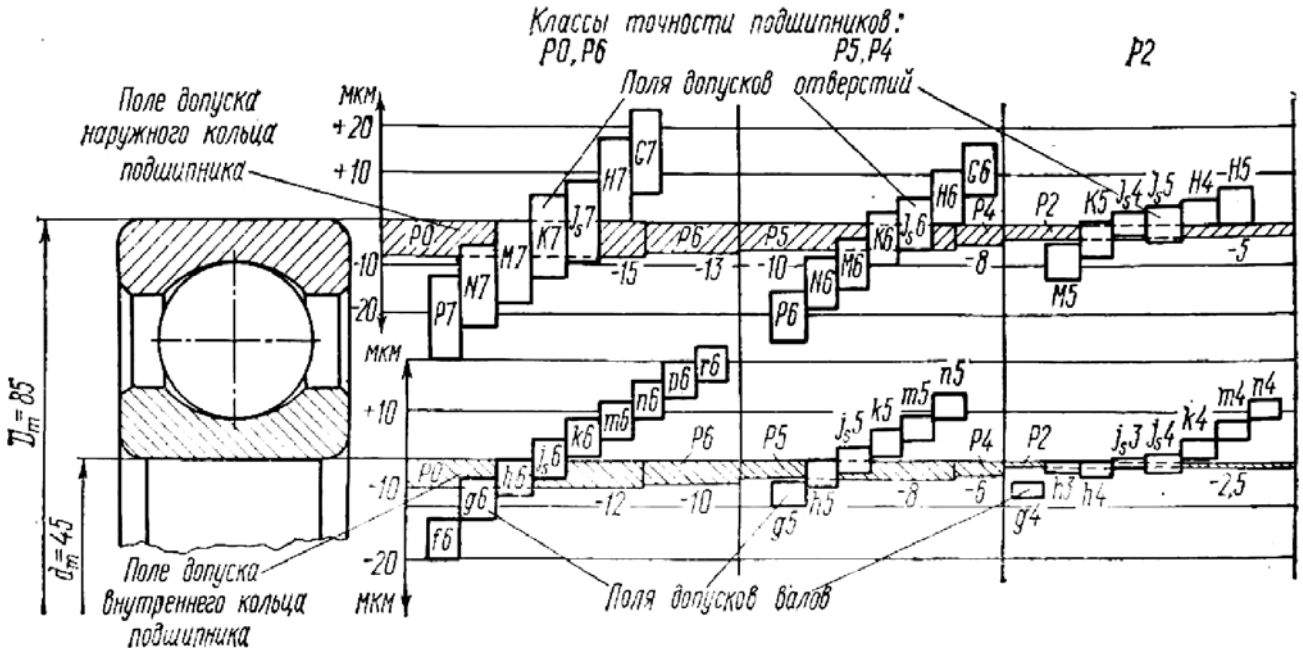


Рис. 4.26

ПРИМЕРЫ ВЫБОРА ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ ВАЛОВ И ОТВЕРСТИЙ КОРПУСОВ ДЛЯ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При выборе полей допусков на валы и отверстия корпусов для установки подшипников качения с учетом характера нагружения, режима работы, типа и размеров подшипника рекомендуется руководствоваться данными табл. 4.93 и 4.94.

ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОСАДОЧНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОД ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Отклонения формы и расположения поверхностей валов и корпусов приводят при установке подшипников качения к деформации колец и дорожек качения, нарушению нормальной работы узла. Для ограничения отклонений формы допуск цилиндричности посадочных мест валов (осей) и отверстий корпусов не должен превышать: под подшипники классов точности $P0$ и $P6$ — четверти допуска, а под подшипники классов $P5$ и $P4$ — одной восьмой допуска на диаметр посадочной поверхности. Полученные при расчете значения необходимо округлять до стандартных (см. табл. 2.18, ч. 1).

Степени точности при назначении допусков биения (перпендикулярности) опорных торцев заплечиков валов и отверстий корпусов под подшипники качения следует выбирать в соответствии с рекомендациями гл. 2 (см. табл. 2.28, 2.33 и др., ч. 1).

Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов рекомендуется принимать по табл. 4.95.

4.93. Рекомендуемые поля допусков для установки подшипников качения в корпусе (под наружное кольцо). (По приложению к СТ СЭВ 773—77)

Вращается корпус или вал	Характер нагружения кольца	Конструкция подшипниковых узлов	Режим работы подшипника	Класс точности подшипника: Поля допусков корпусов — P0, P6	P5, P4	P2	Примеры применения подшипниковых узлов
Подшипники радиальные							
Вал	Местный	Корпус цельный или разъемный; наружное кольцо может перемещаться в осевом направлении	Нормальные или легкий; теплоотдача через вал	G7	—	—	Сушильные цилиндры бумагоделательных машин
				H8	—	—	Трансмиссионные валы, сельскохозяйственные машины
			Тяжелый или нормальный	J_s7, (J7)	J_s6 (J6)	—	Электродвигатели, насосы, шпиндели металлорежущих станков
			Нагрузка динамическая $P > 0{,}15C$	H7, J_s7, (J7)	—	—	Колесные пары ж/д транспорта и трамваев, большинство подшипниковых узлов общего машиностроения
Вал или вал и корпус	Колебательный	Корпус цельный; наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нагрузки переменные по величине и направлению, высокая точность хода $P \leqslant 0{,}15C$	K6	K5, M5	K5	Роликоподшипники цилиндрические для шпинделей металлорежущих станков
				H6	J_s6, J_s5	J_s4	Шарикоподшипники для шлифовальных шпинделей и малых электромоторов
		Корпус цельный; наружное кольцо легко перемещается в осевом направлении	Легкий, нагрузка переменного направления, высокая точность хода	H7, H6	H6, H5	H5, H4	Высокоскоростные электродвигатели для оборудования и высокоточных приборов

Продолжение табл. 4.93

Вращается корпус или вал	Характер нагружения кольца	Конструкция подшипниковых узлов	Режим работы подшипника	Класс точности подшипника			Примеры применения подшипниковых узлов
				*P*0, *P*6	*P*5, *P*4	*P*2	
				Поля допусков корпусов			
Корпус	Циркуляционный	Корпус цельный; наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нормальный; нагрузка переменная $P \leqslant 0{,}15C$	*M*7	—	—	Ролики ленточных транспортеров, колеса мостовых подъемных кранов
			Нормальный или тяжелый	*N*7	*N*6	—	Передние колеса автомашин и тягачей на шарикоподшипниках, коленчатые валы, канатные и натяжные шкивы
			Тяжелый; конструкция тонкостенная *	*P*7	*P*6	—	Колеса самолетов, колеса автомобилей на конических подшипниках, ведущие барабаны гусеничных машин, колеса башенных подъемных кранов
Корпус или корпус и вал	Колебательный		Нормальный или тяжелый	*K*6, J_s6, (*J*6), *M*6	*M*6, J_s6, (*J*6), *M*5	*M*5	Для точных узлов, шпиндели тяжелых металлорежущих станков
				*K*7	—	—	Электродвигатели, насосы, коробки передач, задние мосты автомобилей и тягачей
			Тяжелый, нагрузка динамическая	*M*7	—	—	Электродвигатели, тяговые электродвигатели

Вращается корпус или вал	Характер нагружения кольца	Конструкция подшипниковых узлов	Режим работы подшипника	Класс точности подшипника: P0, P6	Класс точности подшипника: P5, P4	Класс точности подшипника: P2	Примеры применения подшипниковых узлов
				Поля допусков корпусов			
Подшипники упорные							
Вал или корпус	Нагрузка только по оси	Кольцо может перемещаться в корпусе	Нормальный	*E8*	—	—	Все типы упорных подшипников
			Тяжелый	*H8, H9*	*H6*	—	Подшипники шариковые
				G7	*G6*	—	Подшипники роликовые конические
Вал	Местный		Тяжелый и нормальный, нагрузки осевые и радиальные	J_s7, (*J7*)	—	—	Подшипники со сферическими роликами общего применения
Корпус	Циркуляционный	Кольцо не может перемещаться в корпусе	Тяжелый, нагрузка осевая и радиальная	*K7*	—	—	Подшипники со сферическими роликами, карусельные станки
			Тяжелый, нагрузка радиальная	*M7*	—	—	Подшипники со сферическими роликами, вертикальные валы турбин

Примечания: 1. Условные обозначения: P — эквивалентная нагрузка, C — динамическая грузоподъемность подшипников. 2. При легком режиме работы подшипника $P \leqslant 0{,}15C$, при нормальном (нормальном и тяжелом) — $0{,}07C < P \leqslant 0{,}15C$, при тяжелом — $P > 0{,}15C$. 3. В скобках приведены поля допусков ограниченного применения.

* К тонкостенным относятся корпуса с соотношением $D_К/D < 1{,}25$, где $D_К$ — наружный диаметр корпуса; D — наружный диаметр подшипника.

4.94. Рекомендуемые поля допусков для установки подшипников качения на вал (под внутреннее кольцо). (По приложению к СТ СЭВ 773—77)

Вращается корпус или вал	Характер нагружения кольца	Режим работы подшипника	Разновидности и размеры подшипников	Класс точности подшипника			Примеры применения подшипниковых узлов
				*P*0, *P*6	*P*5, *P*4	*P*2	
				Поля допусков			
	Циркуляционный	Легкий или нормальный $0{,}07C < P \leqslant 0{,}15C$	Шариковые радиальные $d \leqslant 18$ мм	—	*h*5	—	Гидромоторы и малогабаритные электроприборы, внутришлифовальные шпиндели и электрошпиндели, сельскохозяйственные машины, центрифуги, газотурбинные двигатели, центробежные насосы, редукторы коробок скоростей станков, цепные передачи, турбохолодильники
			Шариковые радиальные d св. 18 до 100 мм, радиально-упорные $d \leqslant 100$ мм, роликовые (кроме сферических) $d \leqslant 40$ мм	*k*6, j_s6	*k*5, j_s5 (*j*5)	j_s4, j_s3, *h*3, *k*4, *h*4	
			Шариковые радиальные d св. 100 до 140 мм, радиально-упорные d св. 100 до 140 мм, роликовые (кроме сферических) d св. 40 до 140 мм	*k*6, *h*6 j_s6 (*j*6)	*k*5	*k*4	
			Шариковые и роликовые d св. 140 до 250 мм	*m*6	—	—	
			Шариковые радиальные $d \leqslant 18$ мм	—	j_s5 (*j*5)	*h*3	
			Шариковые радиальные d св. 18 до 100 мм, шариковые радиально-упорные $d \leqslant 100$ мм; роликовые $d \leqslant 40$ мм	*k*6, j_s6	*k*5	*k*4	

Вал	Циркуляционный или колебательный	Нормальный или тяжелый	Шариковые d св. 100 до 140 мм; роликовые d св. 40 до 100 мм	$m6$	$m5$	$m4$	Деревообделочные машины, электродвигатели мощностью до 100 кВт, кривошипно-шатунные механизмы, коробки передач автомобилей и тракторов, шпиндели металлорежущих станков, крупные редукторы, тяговые электродвигатели малой мощности, вентиляторы, турбокомпрессоры
			Шариковые d св. 140 до 200 мм; роликовые (кроме сферических) d св. 100 до 200 мм; роликовые сферические d св. 100 до 140 мм	$n6$	$n5$	$n4$	
			Шариковые и роликовые (кроме сферических) d св. 200 до 250 мм; роликовые сферические d св. 140 до 250 мм	$n6$, $p6$	—	—	
		Тяжелый с ударными нагрузками	Роликовые цилиндрические или игольчатые d св. 50 до 140 мм; роликовые сферические d св. 50 до 100 мм	$n6$	—	—	Железнодорожные и трамвайные буксы, коленчатые валы двигателей, электродвигатели свыше 100 кВт, крупные тяговые электродвигатели, ходовые колеса мостовых кранов, ролики рольгангов, тяжелых станков, дробильные машины, буксы тепловозов и электровозов, дорожные машины, экскаваторы, манипуляторы прокатных станов, шаровые дробилки, вибраторы, грохоты, инерционные транспортеры
			Роликовые цилиндрические или игольчатые d св. 140 до 200 мм; роликовые сферические d св. 100 до 140 мм	$p6$	—	—	
			Роликовые сферические d св. 140 до 250 мм	$r6$, $r7$	—	—	

Продолжение табл. 4.94

Вращается корпус или вал	Характер нагружения кольца	Режим работы подшипника	Разновидности и размеры подшипников	Класс точности подшипника			Примеры применения подшипниковых узлов
				*P*0, *P*6	*P*5, *P*4	*P*2	
				Поля допусков			
Корпус	Местный	Легкий и нормальный, требуется перемещение кольца на валу $P \leqslant 0{,}07C$	Шариковые и роликовые подшипники всех диапазонов диаметров	*g*6 (*h*6)	(*g*5); *h*5; *g*4	—	Ролики ленточных транспортеров, конвейеров, подвесных дорог, барабаны самописцев, опоры волновых передач
		Нормальный или тяжелый		*g*6; *f*6; j_s6 (*j*6); *h*6	—	—	Передние и задние колеса автомобилей (неприводные), тракторов, вагонеток, самолетов, валки малых прокатных станов
				*h*6	—	—	Блоки грузоподъемных машин, ролики рольгангов, валки станов для прокатки труб
Нагрузка только осевая			Подшипники всех диапазонов диаметров	j_s6 (*j*6)	—	—	Все подшипниковые узлы

Вращается корпус или вал	Характер нагружения кольца	Режим работы подшипника	Разновидности и размеры подшипников	Класс точности подшипника			Примеры применения подшипниковых узлов
				*P*0, *P*6	*P*5, *P*4	*P*2	
				Поля допусков			
Вал или корпус	Любой	Нормальный	Подшипники на закрепительных и стяжных втулках всех диапазонов диаметров	*h*10; *h*11	—	—	Трансмиссионные и контрприводные валы и узлы, не требующие точного вращения, сельскохозяйственные машины
		Тяжелый		*h*8; *h*7; *h*9	—		Железнодорожные и трамвайные буксы, буксы тяжелонагруженных транспортных устройств металлургического производства
Вал или корпус	Нагрузка осевая		Подшипники упорные одинарные	j_s6, (*j*6)	—	—	Все подшипниковые узлы
			Подшипники упорные двойные	j_s6; (*j*6) : (*k*6)	—	—	
	Колебательный	Нагрузка осевая и радиальная	Подшипники упорные со сферическими роликами $d \leqslant 200$ мм	*k*6	—	—	
			То же, *d* св. 200 до 250 мм	*m*6	—	—	

Примечание. См. примечания к табл. 4.93.

4.95. Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения [7]

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников	Номинальный диаметр, мм	
		до 80	св. 80 до 500
		Шероховатость поверхности Ra по ГОСТ 2789—73, мкм, не более	
Валов	0 6 и 5 4	1,25 0,63 0,32	2,5 1,25 0,63
Отверстий корпусов	0 6; 5 и 4	1,25 0,63	2,5 1,25
Торцев заплечиков валов и отверстий корпусов	0 6; 5 и 4	2,5 1,25	2,5 2,5

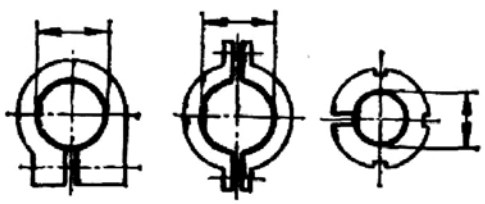
Примечание. Шероховатость посадочных поверхностей валов для подшипников на закрепительных или закрепительно-стяжных (буксовых) втулках не должна превышать $Ra \leqslant 2{,}5$ мкм.

4.16. ПОЛЯ ДОПУСКОВ ДЛЯ НЕКОТОРЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СОЕДИНЯЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

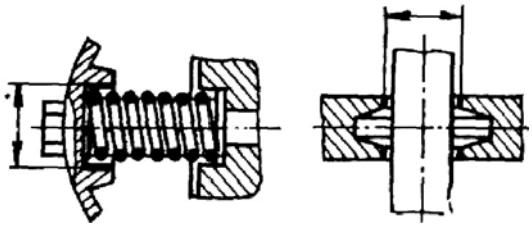
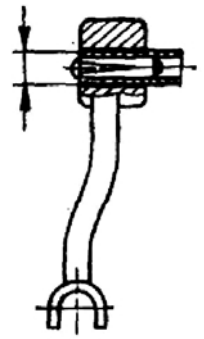
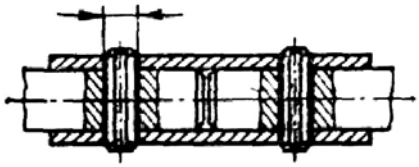
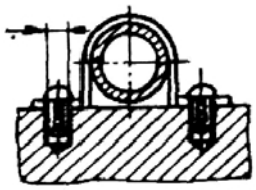
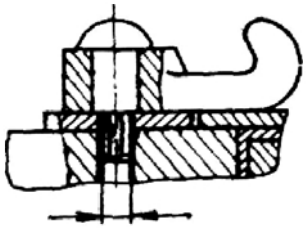
ТИПОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Некоторые типовые соединения и поля допусков, рекомендуемые для отдельных элементов их деталей, даны в табл. 4.96. Если к соединению не предъявляется особых требований, то конструктор может ориентироваться на допуски и посадки, приведенные в этой таблице.

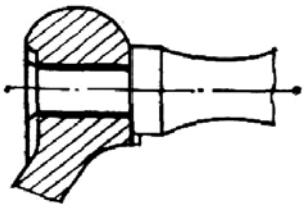
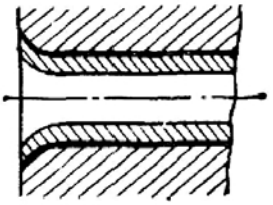
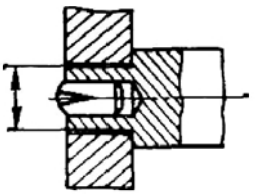
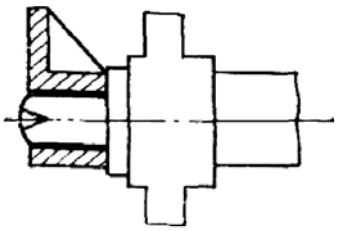
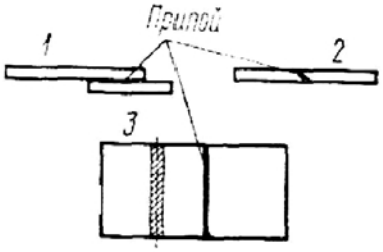
4.96. Рекомендуемые поля допусков для элементов типовых соединений [7]

Соединение	Эскиз	Рекомендуемые поля допусков
Разъемные соединения		
Клеммовые соединения		Отверстия $H12$, $H13$ или $H14$; вал с любым полем допуска

Продолжение табл. 4.96

Соединение	Эскиз	Рекомендуемые поля допусков
Соединения с большими зазорами		Номинальный диаметр отверстия больше номинального диаметра вала Отверстие *H*14, *H*13 или *H*12; вал с любым полем допуска
Соединения с насечными штифтами	 	Заготовки под насечной штифт или насечное изделие *h*11 Отверстие *H*11
Соединения с насечными штифтами	 	Заготовки под насечной штифт или насечное изделие *h*11 Отверстие *H*11
Размеры под ключ	**для вала**	*h*12; *h*13
	для отверстий	*H*12; *H*13

Продолжение табл. 4.96

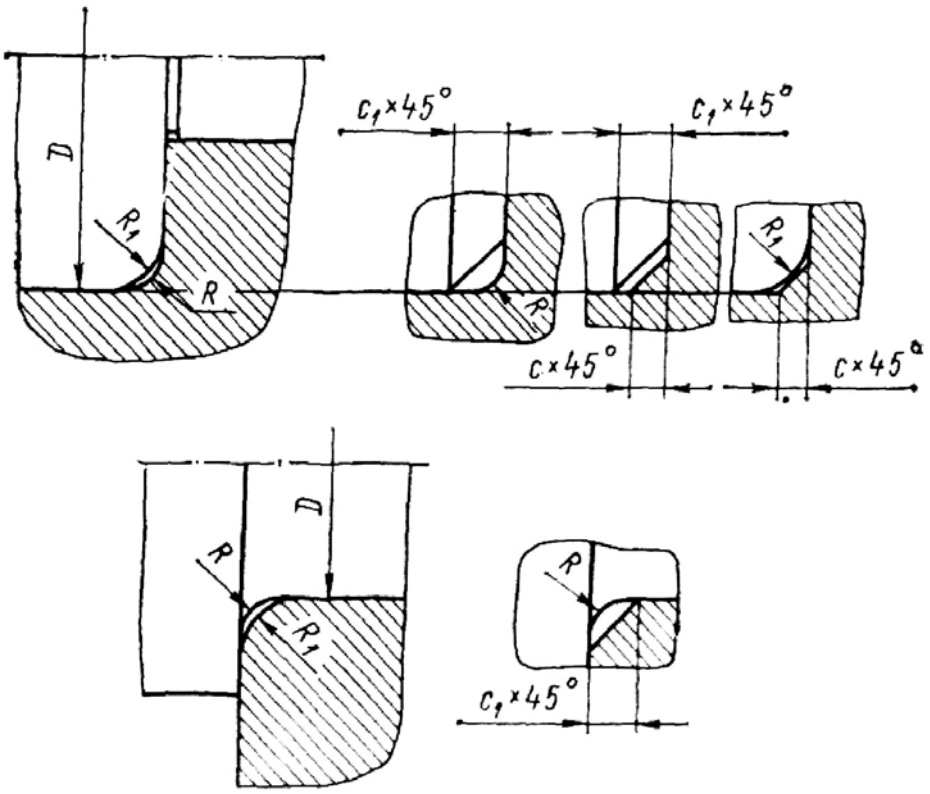
Соединение	Эскиз	Рекомендуемые поля допусков
Неразъемные соединения		
Соединения с расклепкой		Посадка $\frac{H9}{h8}$; $\frac{H8}{h9}$ или $\frac{H11}{h11}$
Соединения с развальцовкой и керновой связью		Вал не обработан; отверстие $B12$
Соединения с развальцовкой и керновой связью	 	Обе поверхности обработаны Посадки $\frac{H12}{h11}$; $\frac{H12}{h12}$
Соединения пайкой [16]	 Зазор между соединяемыми кромками *1*, *2*, *3* должен быть достаточно малым как для улучшения всасывания жидкого припоя, так и для увеличения прочности соединения	Припой: Серебряный — Рекомендуемый зазор S *, мм: $S = 0{,}05 \div 0{,}08$ (при сборке трубчатых элементов допускаются в крайнем случае зазоры 0,2—0,25) Медный — $S \leqslant 0{,}012$ (для цилиндрических стальных деталей с прессовой посадкой может быть принят натяг 0,001 диаметра) Легкоплавкий (температура плавления ниже 400 °С) — $S = 0{,}025 \div 0{,}075$

* Перед применением в массовом производстве требуется проверка.

РАДИУСЫ, ФАСКИ

В табл. 4.97 приведены рекомендуемые радиусы закруглений и фаски, сопрягаемые по диаметру D вала и втулки, а в табл. 4.98 — несопрягаемые размеры радиусов и фасок для деталей, изготовленных из металла и пластмасс.

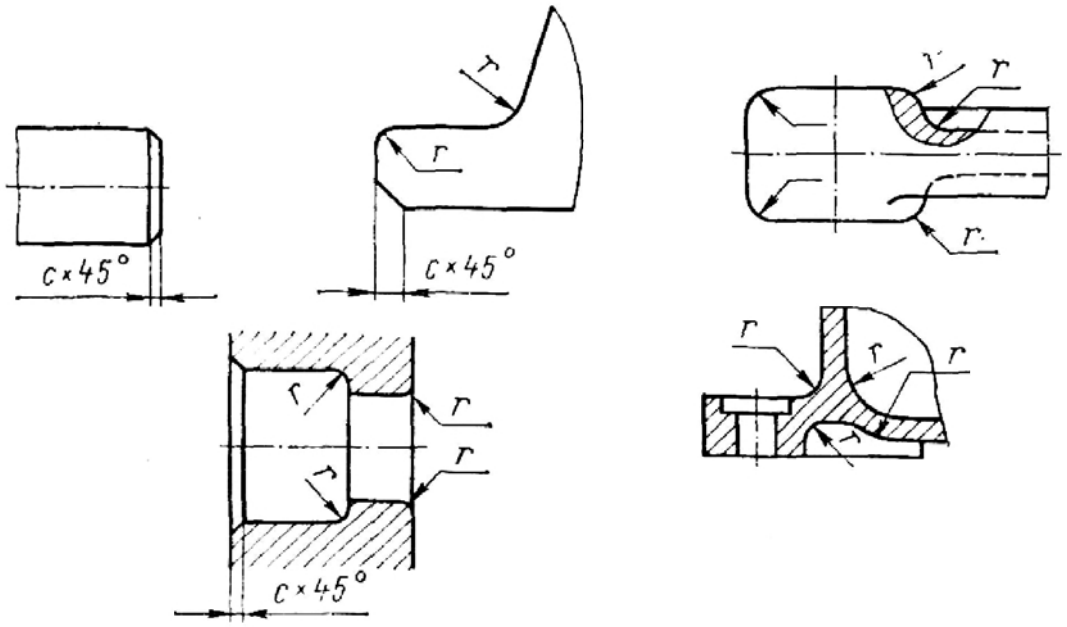
4.97. Рекомендуемые радиусы закруглений и фаски, сопрягаемые по диаметру D вала и втулки, мм [8]



D	R, c	R_1, c_1	D	R, c	R_1, c_1
Св. 3 до 6	0,4	0,6	Св. 68 до 100	3	4
» 6 » 10	0,6	1	» 100 » 150	4	5
» 10 » 18	1	1,6	» 150 » 200	5	6
» 18 » 28	1,6	2	» 200 » 250	6	8
» 28 » 46	2	2,5	» 250 » 300	8	10
» 46 » 68	2,5	3			

Примечания: 1. Предельные отклонения радиусов и фасок могут быть приняты по 14-му квалитету в зависимости от размера со знаком минус для R и c (поле допуска $h14$) и со знаком плюс для R_1 и c_1 (поле допуска $H14$). 2. Нормально фаска снимается под углом 45°. 3. При сопряжениях с подшипниками качения радиусы закруглений и фаски следует выбирать из стандартов на подшипники качения. 4. Входные фаски для деталей, соединяемых по неподвижным посадкам, см. табл. 1.108, ч. 1.

4.98. Радиусы закруглений r и фаски, мм (по ГОСТ 10948—64)



Ряд							
1	2	1	2	1	2	1	2
0,1	0,1; 0,2	1,6	1,6	10	10	60	60
—	0,3	—	2	—	12	—	80
0,4	0,4	2,5	2,5	16	16	100	100
—	0,5	—	3	—	20	—	125
0,6	0,6	4	4	25	25	160	160
—	0,8	—	5	—	32	—	200
1	1	6	6	40	40	250	250
—	1,2	—	8	—	50		

Примечания: 1. Отклонения радиусов закруглений и фасок см. табл. 1.56—1.59, ч. 1. 2. При выборе радиусов (r) и фасок (c) 1-й ряд следует предпочитать 2-му. 3. Значения в таблице не распространяются на радиусы закруглений (сгиба) гнутых деталей, фаски на резьбах, радиусы проточек для выхода резьбообразующего инструмента, фаски и радиусы закруглений шарико- и роликоподшипников и их сопряжений с валами и корпусами. Последние см., например, [8]. 4. В обоснованных случаях допускается применять фаски с углами, отличными от 45°.

Список литературы

1. **Взаимозаменяемость** и технические измерения в машиностроении. М.: Машиностроение, 1972. 615 с.
2. **Детали** машин. Расчет и конструирование. Справочник/ Под ред. Н. С. Ачеркана. 3-е изд., т. 1. М.: Машиностроение, 1968. 440 с.
3. **Дунаев П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин. 3-е изд. М.: Высшая школа, 1978. 352 с.
4. **Журавлев А. Н., Медведева Р. В., Патрикевич Ф. В.** и др. Конические соединения. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1968. 144 с.
5. **Коротков В. П., Кустарев Б. Г., Хныкина А. В.** Взаимозаменяемость резьбовых сопряжений. Справочник. М.: Машиностроение, 1968. 215 с.
6. **Левин И. Я.** Справочник конструктора точных приборов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1979. 743 с.
7. **Мягков В. Д.** Допуски и посадки. Справочник. — 5-е изд. Л.: Машиностроение, 1978. 1032 с.
8. **Мягков В. Д.** Краткий справочник конструктора. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1975. 816 с.
9. **Скундин Г. И., Никитин В. Н.** Шлицевые соединения. М.: Машиностроение, 1981. 130 с.
10. **Приборостроение** и средства автоматики. Справочник/ Под ред. Б. А. Тайца. Т. 1. М.: Машгиз, 1963. 568 с.
11. **Подшипники** качения. Каталог-справочник. М.: НИИавтопром, 1972. 469 с.
12. **Рекомендации** по внедрению СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 145—75 на допуски и посадки гладких соединений с размерами до 3150 мм. М.: Стандарты, 1976. 52 с.
13. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 665 с.
14. **Справочник** по производственному контролю в машиностроении/ Под ред. А. К. Кутая. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1974. 975 с.
15. **Справочник** контролера машиностроительного завода/Под ред. А. И. Якушева. — 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1980. 527 с.
16. **Энциклопедический** справочник машиностроения. Т. 2. М.: Машгиз, 1948—1950. 891 с.
17. **Якушев А. И.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. 5-е изд. М.: Машиностроение, 1979. 343 с.
18. **Якушев А. И.** Влияние технологии изготовления и основных параметров резьбы на прочность резьбовых соединений. М.: Оборонгиз, 1956. 191 с.

Глава 5. ДОПУСКИ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

5.1. ТЕРМИНЫ И ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИСХОДНЫЙ КОНТУР, МОДУЛИ

Термины и обозначения, наиболее часто употребляемые в данной главе, приведены в табл. 5.1. Термины и обозначения, относящиеся к допускам зубчатых и червячных передач, даны в примечаниях к последующим таблицам.

Основные параметры исходного контура для зубчатых колес приведены в табл. 5.2. Исходный контур не относится к червячным передачам.

У цилиндрических колес внешнего зацепления с $m \geqslant 1$ мм для улучшения работоспособности тяжелонагруженных и высокоскоростных передач рекомендуется применять исходный контур с модификацией профиля (срезом) головки зуба в целях уменьшения дополнительных динамических нагрузок, возникающих при работе передачи (в моменты вступления зубьев в зацепления) из-за погрешностей изготовления и деформации зубьев. Срез исходного контура прямолинейный. При массовом и крупносерийном производстве и в технически обоснованных случаях допускается, а для передач, выполненных по степени точности выше 6-й, рекомендуется изменять форму и величину модификации профиля зубьев применительно к конкретным условиям работы передачи.

Зубчатые колеса передач внутреннего зацепления могут изготавливаться с модификацией зубьев, установленной для колес внешнего зацепления. При окончательной обработке зубьев должны быть обеспечены срезы кромок вершин зубьев и переходные кривые, при этом действительная высота модификации головки зуба должна быть не больше номинальной.

Зубчатые колеса рекомендуется изготавливать без модификации зубьев, если в результате модификации головки часть коэффициента торцевого перекрытия, определяемая участками главных профилей, $\varepsilon_{\alpha M}$ окажется менее 1,1 у прямозубых передач и менее 1,0 у косозубых и шевронных передач. Для зубчатых передач с суммой коэффициентов смещения исходного контура, равной нулю, условия, при которых $\varepsilon_{\alpha M}$ получается соответственно 1,1 и 1, определяются по графику, приведенному в приложении к СТ СЭВ 308—76.

Для конических зубчатых колес допускается применение профильной модификации исходного контура, при этом форма и размеры модификации стандартами не регламентированы.

Модуль представляет собой длину, приходящуюся по делительному диаметру d на один зуб колеса, и равен отношению шага p исходной рейки к числу π:

$$m = p/\pi = d/z. \tag{5.1}$$

Все размеры исходного контура и элементов зацепления зубчатых колес выражаются через модуль m.

Модули [1] зубчатых колес цилиндрических, конических и червячных с цилиндрическим червяком приведены в табл. 5.3.

Для цилиндрических колес с косым и шевронным зубом модуль определяется по нормальному шагу ($m = m_n$). В исключительных обоснованных случаях допускается определение модуля ($m = m_t$) по окружному шагу в (торцевом сечении).

Для конических зубчатых колес модуль определяется по бо́льшему диаметру, для червячных колес с цилиндрическим червяком — в осевом сечении червяка.

---

[1] Модули цилиндрических зубчатых колес передач Новикова см. ГОСТ 14186—69.

5.1. Принятые обозначения

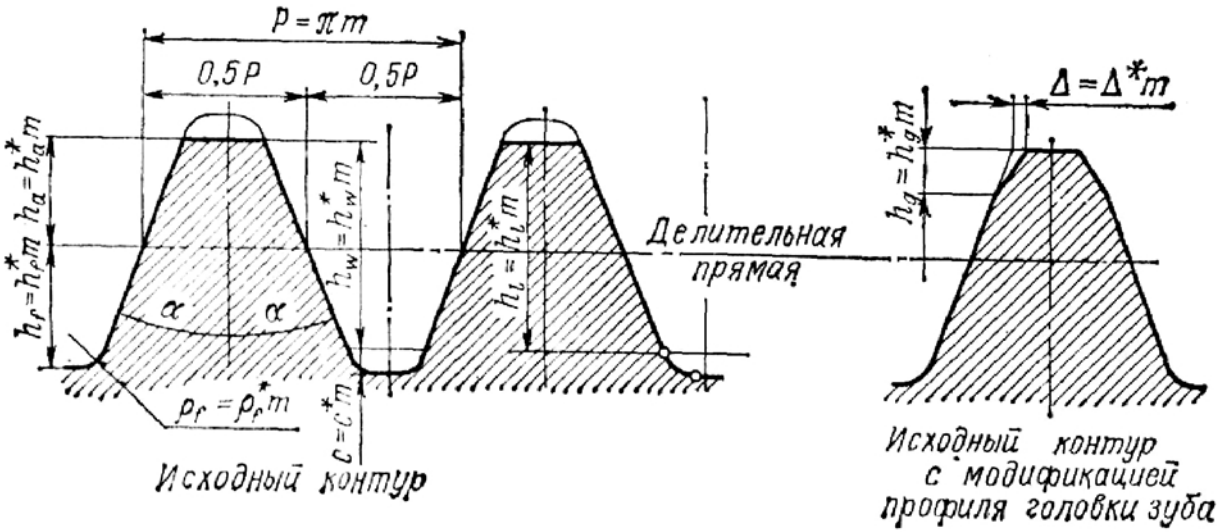
Обозначение		Термин
основное	дополнительное	
m	— m_n, m_t m_{ne}, m_{te} (m_e)	Модуль расчетный: нормальный (для конических колес — средний нормальный), окружной; для конических колес — нормальный, окружной внешние
z	z_1, z_2	Число зубьев (шестерни, колеса)
d	d_1, d_2	Делительный диаметр (для конических зубчатых колес — средний делительный) шестерни, колеса
b	b_w	Ширина зубчатого венца (рабочая ширина венца)
α	α_t α_D	Угол профиля зуба (угол профиля для непрямозубых колес); угол профиля в точке на концентрической окружности зубчатого колеса, проходящий через центр ролика (шарика)
β	—	Угол наклона линии зуба
x	x_1, x_2	Коэффициент смещения (исходного контура) шестерни, колеса
$\bar{s}_c$	—	Постоянная корда зуба
h_c	—	Высота до постоянной хорды
W	—	Длина общей нормали
a_w	a	Межосевое расстояние передачи (делительное)

Продолжение табл. 5.1

Обозначение		Термин
основное	дополнительное	
ε_β	—	Коэффициент осевого перекрытия косозубой цилиндрической передачи
Σ	—	Межосевой угол передачи
R	R_e	Среднее конусное расстояние; внешнее конусное расстояние
δ	δ_1; δ_2	Угол делительного конуса шестерни, колеса
$j_{n\,\min}$	—	Гарантированный боковой зазор
T_{jn}	—	Допуск на боковой зазор
F'_{ior}	F'_{io}	Наибольшая кинематическая погрешность передачи (допуск на кинематическую погрешность передачи)
f_{zkor}	f_{zko}	Циклическая погрешность передачи (допуск на циклическую погрешность передачи)
f_{zzor}	f_{zzo}	Циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче (допуск на циклическую погрешность зубцовой частоты в передаче)

Примечания: 1. Основные термины, определения и обозначения, относящиеся к зубчатым и червячным передачам, регламентированы ГОСТ 16530—70, 16531—70, 19325—73, 18498—73. 2. Термины, определения и обозначения, относящиеся к допускам зубчатых, червячных колес и передач, приведены в приложениях к ГОСТ 1643—81 (СТ СЭВ 641—77, СТ СЭВ 643—77, СТ СЭВ 644—77), ГОСТ 9178—81 (СТ СЭВ 642—77), ГОСТ 1758—81 (СТ СЭВ 186—75, СТ СЭВ 1161—78), ГОСТ 9368—81 (СТ СЭВ 313—77), ГОСТ 3675—81 (СТ СЭВ 311—76, СТ СЭВ 1162—78), ГОСТ 9774—81 (СТ СЭВ 1913—79, СТ СЭВ 1162—78).

5.2. Параметры (коэффициенты) нормальных номинальных исходных контуров зубчатых колес



Параметр (коэффициент) исходного контура	Обозначение [1]	Значение параметров (коэффициентов) исходных контуров			
		цилиндрических зубчатых колес с $m > 1$ мм по ГОСТ 13755—81 (СТ СЭВ 308—76)	цилиндрических прямозубых и косозубых колес, конических прямозубых колес с $m < 1$ мм по ГОСТ 9587—81	конических колес с прямыми зубьями по ГОСТ 13754—81 (СТ СЭВ 516—77)	конических колес с круговыми зубьями по ГОСТ 16202—81 (СТ СЭВ 515—77)
Угол главного профиля	α	20°	20°	20°	20°
Высота головки зуба (коэффициент высоты головки)	$h_a\ (h_a^*)$; $h_a = h_a^* m$	m (1)	m или $1{,}1m$[b] (1 или 1,1)	m_e (1)	m_n (1)
Высота ножки зуба (коэффициент высоты ножки)	$h_f\ (h_f^*)$; $h_f = h_f^* m$	$1{,}25m$ (1,25)	$h_a^* m + c_a^* m\ (h_a^* + c_a^*)$	$1{,}2m_e$ (1.2)	$1{,}25m_n$ (1,25)
Граничная высота зуба (коэффициент граничной высоты)	$h_l\ (h_l^*)$; $h_l = h_l^* m$	$2m$ (2)	$2h_a^* m\ (2h_a^*)$[6]	$2m_e$ (2)	$2{,}08m_n$ (2,08)

Продолжение табл. 5.2

Параметр (коэффициент) исходного контура	Обозначение	Значение параметров (коэффициентов) исходных контуров			
		цилиндрических зубчатых колес с $m > 1$ мм по ГОСТ 13755—81 (СТ СЭВ 308—76)	цилиндрических прямозубых и косозубых колес, конических прямозубых колес с $m < 1$ мм по ГОСТ 9587—81	конических колес с прямыми зубьями по ГОСТ 13754—81 (СТ СЭВ 516—77)	конических колес с круговыми зубьями по ГОСТ 16202—81 (СТ СЭВ 515—77)
Глубина захода зубьев в паре исходных контуров (коэффициент глубины захода зубьев)	$h_w\left(h_w^*\right)$; $h_w = h_w^* m$	$2m$ (2)	$2h_a^* m\ \left(2h_a^*\right)$	$2m_e$[10] (2)	$2m_n$[10] (2)
Радиальный зазор в паре исходных контуров (коэффициент радиального зазора)	$c\ (c^*)$; $c = c^* m$	$0{,}25m$[2] (0,25)	От $0{,}25m$ до $0{,}4m$ (0,25—0,40)	$0{,}2m_e$[10] (0,2)	$0{,}25m_n$[10] (0,25)
Радиус кривизны переходной кривой (коэффициент радиуса кривизны переходной кривой)	$\rho_f\left(\rho_f^*\right)$: $\rho_f = \rho_f^* m$	$0{,}38m$[3] (0,38)	$0{,}38m$[8] (0,38); $0{,}44m$[7] (0,44)	$0{,}3m_e$[10] (0,3)	$0{,}25m_n$[10] (0,25)
Высота модификации профиля головки зуба (коэффициент высоты модификации)	$h_g\left(h_g^*\right)$; $h_g = h_g^* m$	$0{,}45m$[4] (0,45)	$\leqslant 0{,}15m$[9] ($\leqslant$0,15)	Не регламентируется	
Глубина модификации профиля головки зуба (коэффициент глубины модификации)	$\Delta\ (\Delta^*)$; $\Delta = \Delta^* m$	$\leqslant 0{,}02m$[4] ($\leqslant$0,02)	$\leqslant 0{,}02\ m$[9] ($\leqslant$0,02)		

Примечания: 1. Для конических зубчатых колес профиль исходного контура принимается прямолинейным в пределах граничной высоты h_l. 2. Для передач, к которым предъявляются специальные требования, допускается применение исходных контуров, отличающихся от установленных. Параметры таких исходных контуров устанавливаются стандартами для данной отрасли промышленности. 3. Допускается изготовлять зубчатые колеса винтовых передач в соответствии с исходными контурами по ГОСТ 13755—81, ГОСТ 9587—81. 4. Для конических колес допустимо неравенство толщины зуба и ширины впадины по делительной прямой. 5. Для конических колес с прямыми зубьями и $m > 1$ мм форму, параметры и коэффициенты допускается относить к среднему торцевому номинальному исходному контуру со средним окружным модулем от 0,8 мм и более.

[1] Обозначения относятся к зубчатым колесам по стандартам СЭВ и ГОСТам.

Допускается увеличение радиального зазора с цилиндрической зубчатой передачи, вызванное изменением диаметра впа-

дин, до $0{,}35m$ при обработке зубчатых колес долбяками и шеверами и до $0{,}4m$ при обработке под зубошлифование.

[8] Допускается увеличение радиуса ρ_f, если это не нарушает правильности зацепления в передаче.

[4] Коэффициент глубины модификации Δ^* устанавливается в зависимости от модуля и степени точности по нормам плавности:

Степень точности по нормали плавности	Модуль, мм						
	до 2	св. 2 до 3,5	св. 3,5 до 6,3	св. 6,3 до 10	св. 10 до 16	св. 16 до 25	св. 25 до 40
	Значение Δ^*						
6	0,01	0,009	0,008	0,006	0,005	—	—
7	0,015	0,012	0,01	0,008	0,007	0,006	—
8	0,02	0,018	0,015	0,012	0,01	0,009	0,008

[5] Относится только к цилиндрическим зубчатым передачам.

[6] Коэффициент граничной высоты при коэффициенте высоты головки $h_a^* = 1{,}0$ может быть равен $h_l^* = 2{,}1$.

[3] При $h_a^* = 1$, $c^* = 0{,}3$. Переходная кривая может быть выполнена одной дугой с указанным радиусом.

[6] При $h_a^* = 1$, $c^* = 0{,}25$. Переходная кривая может выполняться двумя дугами и сопряженной прямой.

[9] Допускается увеличение среза или закругления кромок вершин зубьев по глубине до $0{,}05m$, если это не нарушает качества зацепления в передаче. Указанные параметры не распространяются на колеса, профили зубьев которых обрабатываются одновременно с окружностью вершин зубьев.

[10] m_e, m_n — соответственно внешний окружной модуль и модуль в нормальном сечении посредине ширины венца. Допустимо в обоснованных случаях изменение величин h_w, c, ρ_f (для колес с прямыми зубьями ρ_f не менее $0{,}15m_e$, для колес с круговыми зубьями — от $0{,}15m_n$ до $0{,}35m_n$), h_l и применение переходной кривой, отличающейся от дуги окружности, если это не нарушает правильности зацепления и не препятствует использованию стандартного инструмента. Допускается также применение профильной модификации исходного контура.

5.3. Модули зубчатых колес, червяков и колес червячных цилиндрических передач. Коэффициенты диаметра червяка q (по ГОСТ 9563—60 и ГОСТ 19672—74)

Модуль (мм) для ряда		Модуль (мм) для ряда		Модуль (мм) для ряда		Модуль (мм) для ряда	
1	2	1	2	1	2	1	2
0,05	0,055	[0,315] *	0,35	[2,5]	2,75	[20]	22
0,06	0,07	[0,4]	0,45	3	[3] *	25	28
0,08	0,09	[0,5]	0,55	[3,15]*	[3,5]	32	36
[0,1]	0,11	0,6	[0,6] *	[4]	4,5	40	45
0,12	0,14	[0,63] *	0,7	[5]	5,5	50	—
[0,125] *	[0,15] *	[0,8]	0,9	6	[6] *	—	55
0,15	0,18	[1]	1,125	[6,3] *	[7]	60	—
[0,16] *	—	[1,25]	1,375	[8]	9	—	70
[0,2]	0,22	1,5	[1,5] *	[10]	11	80	—
[0,25]	0,28	[1,6] *	1,75	12	[12] *	—	90
0,3	[0,3] *	[2]	2,25	[12,5] *	14	100	—
				[16]	18		

Коэффициенты диаметра червяка q (для 1 и 2 ряда)							
1	—	8	10	12,5	16	20	25
2	7,1	9	11,2	14	18	22,4	—

Примечания: 1. При выборе модулей и значений q следует предпочитать 1-й ряд 2-му. 2. Модули для червяков и колес червячных цилиндрических передач указаны в квадратных скобках. Те же модули, кроме указанных со звездочкой (например, [0,63] *), используются для зубчатых цилиндрических и конических колес. 3. Для прямозубых колес из данной таблицы назначается окружной модуль $m_t = m$. 4. Для косозубых и шевронных колес из данной таблицы назначается обычно нормальный модуль $m = m_n$; $m_n = m_t \cos\beta$. 5. Для конических зубчатых колес модуль определяется по большому диаметру. 6. Для червячных цилиндрических передач модуль m определяется в осевом сечении червяка. Расчетный модуль m червячного колеса ортогональной червячной передачи равен расчетному модулю парного червяка. 7. Допускается применение модулей зубчатых колес 3,25; 3,75; 4,25 мм для автомобильной промышленности и модуля 6,5 мм для тракторной промышленности. 8. Допускается применение коэффициентов диаметра червяка q 7,5 и 12.

* Только для червяков и колес червячных цилиндрических передач.

5.2. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ДОПУСКАХ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

ОБЛАСТЬ РАСПРОСТРАНЕНИЯ СТАНДАРТОВ НА ДОПУСКИ[1] ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Стандартами регламентированы допуски эвольвентных цилиндрических зубчатых передач с колесами внешнего и внутреннего зацеплений с исходным контуром по ГОСТ 13755—81 при $m \geqslant 1$ мм, эвольвентных цилиндрических и винтовых передач с колесами, выполненными по исходному контуру ГОСТ 9587—81 при $m < 1$ мм, а также допуски конических и гипоидных

[1] Допуски для реечных зубчатых передач см. ГОСТ 10242—81 (СТ СЭВ 644—77). ГОСТ 13506—81 (СТ СЭВ 1160—78).

зубчатых передач и пар (поставляемых без корпуса) внешнего зацепления с прямолинейным профилем исходного контура и номинальным углом его профиля [1] 20°.

Стандартом устанавливаются допуски червячных цилиндрических передач и червячных пар (поставляемых без корпуса) с червяками *ZA* (архимедов червяк), *ZI* (эвольвентный червяк), *ZN* (конволютный червяк), *ZK*, образованными конусом, с межосевым углом, равным 90°.

Допуски цилиндрических эвольвентных зубчатых колес и передач установлены ГОСТ 1643—81 [2] (стандарт соответствует СТ СЭВ 641—77, СТ СЭВ 643—77 и СТ СЭВ 644—77) при $m = 1 \div 55$ мм, делительном диаметре до 6300 мм, ширине венца или полушеврона до 1250 мм для прямозубых, косозубых и шевронных колес и ГОСТ 9178—81 [2] (стандарт соответствует СТ СЭВ 642—77, а в части терминов и обозначений СТ СЭВ 643—77, СТ СЭВ 644—77) при $0{,}1 \leqslant m_n < 1{,}0$ мм, делительном диаметре до 400 мм (при $m_n \leqslant 0{,}5$ мм до $d = 200$ мм).

Допуски конических и гипоидных зубчатых колес, передач и пар установлены ГОСТ 1758—81 (СТ СЭВ 186—75, СТ СЭВ 1161—78) при $m = 1 \div 56$ мм, среднем делительном диаметре до 4000 мм для колес с прямыми, тангенциальными и криволинейными зубьями и ГОСТ 9368—81 при $m < 1$ мм, делительном диаметре до 200 мм для колес с прямыми зубьями.

Допуски червячных цилиндрических передач и червячных пар установлены ГОСТ 3675—81 (СТ СЭВ 311—76, СТ СЭВ 1162—78) при $m = 1 \div 25$ мм, делительном диаметре червяка до 450 мм, делительном диаметре колеса до 6300 мм и ГОСТ 9774—81 [3] для металлических механически обработанных червячных колес и цилиндрических червяков при любом числе заходов с осевым модулем до 1 мм, делительными диаметрами колес до 320 мм и делительными диаметрами червяков до 50 мм.

ТОЧНОСТЬ И ВИДЫ СОПРЯЖЕНИЙ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Погрешности изготовления и сборки зубчатых и червячных передач вызывают динамические нагрузки, шум, вибрации, нагрев, концентрацию напряжений на отдельных участках зубьев, а также несогласованность углов поворота ведущего и ведомого колес, что приводит к ошибкам относительного положения звеньев и к ошибкам от мертвого хода.

При назначении допусков на зубчатые колеса и точность монтажа для достижения качественной работы передачи преследуются цели:

1) обеспечение кинематической точности, т. е. согласованности углов поворотов ведущего и ведомого колес передачи;

2) обеспечение плавности работы, т. е. ограничение циклических погрешностей, многократно повторяющихся за один оборот колеса (резкие местные изменения отклонений углов поворота колеса);

3) обеспечение контакта зубьев, т. е. такого прилегания зубьев по длине и высоте, при котором нагрузка от одного зуба к другому передается по контактным линиям, максимально использующим всю активную поверхность зуба;

4) обеспечение бокового зазора для устранения заклинивания зубьев при работе и ограничения мертвых ходов в передаче.

Кинематическая точность характеризуется величиной кинематической погрешности передачи, т. е. разности между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого колеса, выраженной в линейных величинах длиной дуги по делительной окружности. Стандартами ограничивается наибольшая кинематическая погрешность передачи F'_{ior} (и колеса F'_{ir}), т. е. наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности за полный

[1] Для зубчатых колес гипоидных передач за номинальный угол профиля принимается среднее арифметическое значение углов профиля на противоположных сторонах зубьев.

[2] Ранее были разработаны ГОСТ 1643—72 и ГОСТ 9178—72.

[3] В справочнике не рассматривается.

цикл изменения относительного положения зубчатых колес (для колеса — за один оборот).

Плавность работы количественно характеризуется местной кинематической погрешностью f'_{ir} (степень плавности изменения кинематической погрешности) и циклической погрешностью передачи f_{zkor} (для колеса — f_{zkr}).

Полнота контакта зубьев характеризуется относительными размерами по длине и высоте зуба суммарного пятна контакта сопряженных зубьев в передаче.

Боковой зазор определяется в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев, и в плоскости, касательной к основным цилиндрам. Боковой зазор необходим для размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, а также погрешностей изготовления и монтажа. Для нормальной работы боковой зазор в передаче должен быть не меньше установленного гарантированного зазора $j_{n\,\min}$ и не больше наибольшего допустимого зазора.

В зависимости от условий эксплуатации к зубчатым колесам предъявляются различные требования как по величине, так и по характеру допускаемых погрешностей. Так, кинематическая точность является основным требованием для делительных и отсчетных передач, планетарных передач с несколькими сателлитами и т. п.; плавность работы — основное требование для высокоскоростных передач; полнота контакта зубьев имеет наибольшее значение для тяжелонагруженных тихоходных передач; величина бокового зазора и колебание этой величины наиболее важны для реверсивных, отсчетных, съемных и других передач.

Следует также учитывать, что обеспечение того или иного показателя точности зависит от различных технологических факторов. Например, кинематическая точность обеспечивается за счет малого радиального биения зубчатого колеса, обработки его на станке с точной кинематической цепью; циклическая погрешность зависит от точности червяка делительной передачи станка, а для прямозубых колес — от точности зуборезного инструмента. Плавность работы передачи значительно повышается после шевингования колес и притирки. Контакт зубьев зависит от торцового биения заготовки, а для косозубых зубчатых колес — от наклона направляющих станка, точности ходового винта и т. п. Контакт зубьев улучшается после притирки.

Боковой зазор не зависит от точности зубообработки и определяется в основном величиной межосевого расстояния в передаче и толщиной зубьев колес.

В указанных выше стандартах по точности изготовления все зубчатые колеса и передачи разделены на 12 степеней (от 1-й наиболее точной до 12-й наиболее грубой). Для некоторых степеней числовые значения допусков и отклонений пока не предусмотрены, эти степени точности оставлены для будущего развития. К таким степеням точности относятся: для цилиндрических передач — 1 и 2; для конических — 1—3; для червячных — 1 и 2 при $m < 1$ мм по ГОСТ 9774—81 (СТ СЭВ 1913—79 и СТ СЭВ 1162—78).

Для каждой степени точности установлены отдельно нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес и передач. Все эти три вида норм могут комбинироваться и назначаться из разных степеней точности с учетом ограничений, приводимых в стандартах.

Комбинирование позволяет назначать точные степени для тех норм, которые наиболее важны с эксплуатационной точки зрения для работы передачи, и более грубые степени — для остальных норм. Например, для средних и высокоскоростных передач (автомобильных, турбинных) степень точности по нормам плавности целесообразно назначить более точную, чем по нормам кинематической точности; для делительных передач (например, отсчетных механизмов) степени точности по нормам кинематической точности и плавности рекомендуется принимать одинаковыми; для тяжелонагруженных передач, работающих со средними и малыми скоростями, рекомендуется назначать нормы контакта зубьев по более точной степени, чем нормы кинематической точности и плавности работы, и т. п. [8].

Независимо от степени точности зубчатых колес и передач стандартами устанавливаются различные виды сопряжений зубьев в передаче. За основу деления по видам сопряжения принят гарантированный (наименьший) боковой зазор $j_{n\min}$.

Для зубчатых цилиндрических, конических и гипоидных, а также червячных цилиндрических передач с $m \geqslant 1$ мм установлено шесть видов (рис. 5.1) сопряжений: с нулевым боковым зазором H, весьма малым зазором E, малым зазором D, уменьшенным зазором C, нормальным зазором B, увеличенным зазором A. Для мелкомодульных цилиндрических и конических передач ($m < 1$ мм) установлено пять видов сопряжений (рис. 5.2): H, G, F, E, D.

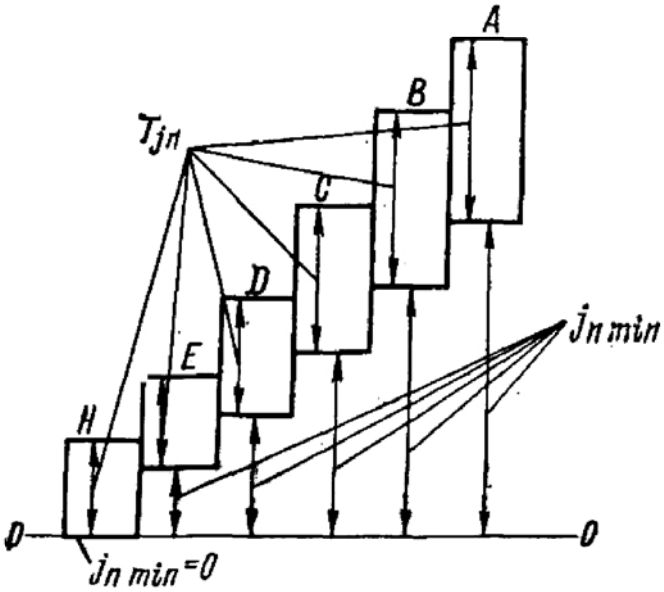


Рис. 5.1

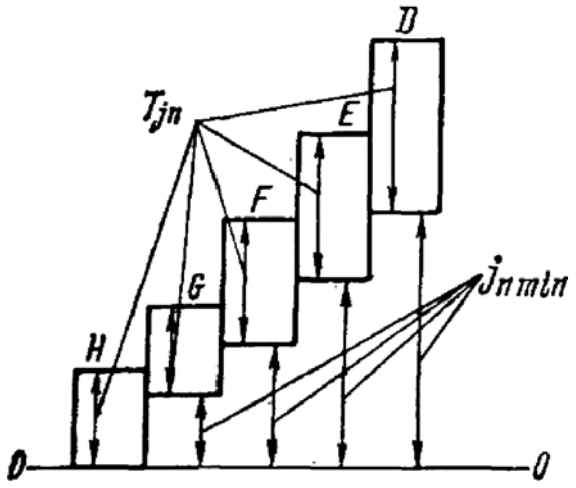


Рис. 5.2

В ранее разработанном стандарте для мелкомодульных ($m < 1$ мм) червячных передач (ГОСТ 9774—61) имелось четыре вида сопряжений зубьев: С, Д, Х, Ш.

Стандартами для зубчатых цилиндрических и червячных передач при $m \geqslant 1$ мм установлено восемь видов допусков на боковой зазор T_{j_n}: h, d, c, b, a, z, y, x (обозначения расположены в порядке возрастания допуска); для конических и гипоидных передач при $m \geqslant 1$ мм — пять видов: h, d, c, b, a. Для зубчатых цилиндрических (конических) мелкомодульных ($m < 1$ мм) передач предусмотрено четыре (пять) вида допусков T_{j_n}: h, g, f, e (d).

При отсутствии специальных требований к каждым видом сопряжения употребляется определенный вид допуска на боковой зазор, обозначенный строчной буквой, аналогичной [1] букве вида сопряжения (например, с A—a, с B—b и т. д.). В необходимых случаях соответствие вида допуска и вида сопряжения допустимо нарушать, используя все установленные для данной передачи виды допусков T_{j_n} (например, для B—a и т. д.).

Для цилиндрических зубчатых передач установлено шесть (пять для $m < 1$ мм) классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами от I (II) до VI. Гарантированный боковой зазор в каждом сопряжении обеспечивается при соблюдении соответствия вида сопряжения и класса отклонений (см. табл. 5.17) межосевого расстояния. Это соответствие допустимо нарушать.

Для каждой из трех норм точности (кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев) и норм бокового зазора (видов сопряжения) установлены комплексные и поэлементные показатели.

Выполнение требований каждого вида норм может контролироваться проверкой в производстве комплексных показателей или нескольких поэлементных

[1] Кроме видов сопряжения D ($m < 1$ мм) и E ($m < 1$ мм), которым отвечает вид допуска e.

показателей. Для этого в стандартах приводятся комплексы контроля, включающие или один комплексный, или несколько поэлементных показателей. Комплексы контроля, применяемые при приемке колес, являются равноправными, но не равноценными. Первый из них (для каждой нормы), образованный одним комплексным показателем, дает наиболее полную оценку точности колеса. Каждый последующий характеризует значительную долю основной погрешности или отдельные ее составляющие.

Выбор того или иного комплекса контроля зависит от назначения и точности зубчатых колес и передач, их размеров, установившейся практики контроля, объема и условий производства и других факторов [13, 10]. Контролируемые элементы устанавливаются отраслевыми стандартами. Для выбранного комплекса на чертеже зубчатого колеса с нестандартным исходным контуром указываются соответствующие допуски, отклонения, и колесо контролируется по показателям комплекса.

В чертежах зубчатых колес со стандартным исходным контуром показатели комплекса конструктор не указывает; эти показатели устанавливаются технологическими службами при проектировании технологических процессов (см. далее раздел «Оформление чертежей цилиндрических зубчатых колес»).

ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ЧЕРТЕЖАХ СТЕПЕНЕЙ ТОЧНОСТИ, ВИДОВ СОПРЯЖЕНИЙ И ВИДОВ ДОПУСКОВ БОКОВОГО ЗАЗОРА

Точность изготовления зубчатых и червячных колес и передач задается степенью по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев в передаче, а требования к боковому зазору — видом сопряжения и видом допуска бокового зазора.

Примеры условного обозначения для зубчатых и червячных передач 7-й степени точности, с видом сопряжения *B*, видом допуска бокового зазора *b* и $m \geqslant 1$ мм: *7— B ГОСТ 1643—81, 7—B ГОСТ 1758—81, 7—B ГОСТ 3675—81*— для зубчатых цилиндрических конических и червячных передач соответственно. Здесь вид допуска бокового зазора не указан, так как вид допуска и вид сопряжения обозначаются одинаковыми буквами. То же для зубчатой цилиндрической передачи с $m_n < 1$ мм, видом сопряжения *F*, видом допуска *f*: *7—F ГОСТ 9178—81.*

При комбинировании норм различных степеней точности и при различных обозначениях вида сопряжения и вида допуска бокового зазора в условном обозначении передачи (или колеса) последовательно записываются три цифры и две буквы: первая цифра означает степень по нормам кинематической точности, вторая — степень по нормам плавности работы, третья — степень по нормам контакта зубьев; первая буква — вид сопряжения, вторая — вид допуска бокового зазора. Так, для цилиндрической зубчатой передачи 8-й степени по нормам кинематической точности, 7-й степени по нормам плавности, 6-й степени по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения *B*, видом допуска бокового зазора *a* и $m \geqslant 1$ мм: *8—7—6 — Ba ГОСТ 1643—81.* Тоже для конических и червячных передач: *8—7—6—Ba ГОСТ 1758—81* и *8—7—6 — Ba ГОСТ 3675—81.*

Пример обозначения цилиндрических и конических зубчатых передач ($m < 1$ мм) при комбинировании норм различных степеней или изменении соответствия вида допуска бокового зазора виду спряжения: *7—8—8G ГОСТ 9178—81, 7—Ed СТ СЭВ 313—76.*

В тех случаях, когда на одну из норм точности цилиндрических зубчатых передач не задается степень точности, вместо соответствующей цифры указывается буква *N*. Например, *N—7—6—B ГОСТ 9368—81, N—8—8—Gf ГОСТ 9178—81.*

Для цилиндрических зубчатых передач класс отклонений межосевого расстояния не указывается в условном обозначении точности передачи, если он соответствует определенному виду сопряжения (см. табл. 5.17). При выборе

более грубого, чем это установлено для данного вида сопряжения, класса отклонений межосевого расстояния в обозначении указывается принятый класс и рассчитанный по формуле (см. примечания табл. 5.17) уменьшенный гарантированный боковой зазор. Например, *7—Ca/V—128* ГОСТ 1643—81 (здесь 128 — уменьшенный боковой зазор $j_{n\,\min} = 128$ мкм при межосевом расстоянии передачи $a_w = 450$ мм).

При выборе более точного класса отклонений межосевого расстояния увеличенный гарантированный боковой зазор, рассчитанный по формуле табл. 5.17, может не указываться в условном обозначении точности передачи.

5.3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

НОРМЫ ТОЧНОСТИ

К нормам точности относятся допуски и отклонения, ограничивающие отдельные виды погрешностей.

Показателем кинематической точности в передачах является кинематическая погрешность передачи F'_{ior} для степеней точности 3—8. Допуск на кинематическую погрешность передачи (пары колес) равен сумме допусков на кинематическую погрешность ее зубчатых колес

$$F'_{io} = F'_{i1} + F'_{i2}. \qquad (5.2)$$

Для передач, составленных из зубчатых колес, имеющих кратные между собой числа зубьев при отношении чисел не более трех (1, 2, 3), допуск F'_{io} при селективной сборке передачи может быть сокращен, исходя из расчета, на 25 % и более.

Показатели кинематической точности передач и зубчатых колес для различных степеней точности приведены в табл. 5.4.

Показателями плавности работы передач являются местная кинематическая погрешность f'_{ior} и (при $m \geqslant 1$ мм) циклическая погрешность зубцовой частоты f_{zzor} или циклическая погрешность передачи f_{zkor}. Показатели плавности работы передач и зубчатых колес приведены в табл. 5.5.

Показателями, определяющими контакт зубьев в передаче, являются суммарное пятно контакта, мгновенное пятно контакта (при $m \geqslant 1$ мм), непараллельность f_{xr} и перекос f_{ur} осей. Показатели контакта зубьев в передаче для зубчатых колес приведены в табл. 5.6.

Комплексы показателей точности по табл. 5.4.—5,6 и показатели, обеспечивающие гарантированный боковой зазор (см. табл. 5.16), устанавливаются изготовителем.

Каждый установленный комплекс показателей, который используется при контроле передач и зубчатых колес, является равноправным, но при сравнительной оценке влияния точности передачи на ее эксплуатационные характеристики предпочтительными являются показатели: F'_{ior}, f_{zzor}, f_{zkor} и суммарное пятно контакта.

Допуски и отклонения по нормам кинематической точности, нормам плавности работы и нормам контакта зубьев приведены в табл. 5.7—5.10. В таблицах даны значения норм тех показателей, которые в основном будут необходимы конструктору при расчете при выборе степеней точности, разработке чертежей зубчатых колес со стандартным исходным контуром, а также при выполнении некоторых инженерных расчетов (например, размерных цепей). В случае необходимости использования иных норм и показателей (например, при разработке чертежей зубчатых колес с нестандартным исходным контуром) из числа указанных в табл. 5.4—5.6 значения этих норм и показателей см. ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81; рекомендации к выбору варианта контрольного комплекса см., например, [8, 10].

5.4. Показатели кинематической точности цилиндрических зубчатых колес и передач по ГОСТ 1643—81 (СТ СЭВ 641—77) и ГОСТ 9178—81 (СТ СЭВ 642—77)

Контролируемый объект	Показатель точности или комплекс	Обозначение допусков	Степень точности
Зубчатая передача	F'_{ior}	F'_{io}	3—8
Зубчатое колесо	F'_{ir}	F'_{i}	3—8
	F_{pr}, F_{pkr}	F_{p}, F_{pk}	3—6
	F_{pr}	F_{p}	7, 8
	F_{cr}, F_{rr}	F_{c}, F_{r}	3—8
	F_{vWr} F_{rr}	F_{vW}, F_{r}	3—8
	F_{vWr}, F''_{ir}	F_{vW}, F''_{i}	5—8
	F_{cr}, F''_{ir}	F_{c}, F''_{i}	5—8
	F''_{ir}	F''_{i}	9—12
	F_{rr}	F_{r}	7 *, 8 *, 9—12

Примечания: 1. Допускается вместо обозначений F_{vWr} и F_{vW} применять обозначения соответственно V_{Wr} и V_{W}. 2. Принятые обозначения: F'_{ior} см. табл. 5.1, F'_{ir} — наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса; F_{pr} — накопленная погрешность шага по зубчатому колесу; F_{pkr} — накопленная погрешность K шагов; F_{rr} — радиальное биение зубчатого венца; F_{vWr} — колебание длины общей нормали; F_{cr} — погрешность обката; F''_{ir} — колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот зубчатого колеса. Допуски на соответствующие погрешности обозначают символом погрешности без буквы «r» в индексе (например, F'_{i} — допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса и т. д.). 3. Допускается, чтобы одна из величин, входящих в комплекс (например, F_{rr} и F_{vWr}), превосходила предельное значение (F_{r} или F_{vW}), если суммарное влияние обеих величин не превышает F'_{i}. 4. Если кинематическая погрешность зубчатых колес относительно рабочей оси соответствует требованиям стандартов, а селективной сборки не предполагается, то контроль кинематической точности передач необязателен. 5. При соответствии кинематической точности передачи требованиям стандартов отдельный контроль кинематической точности зубчатых колес нет необходимости производить.

* При диаметрах зубчатых колес $d > 1600$ мм и $m > 1$ мм.

5.5. Показатели плавности работы цилиндрических зубчатых колес и передач по ГОСТ 1643—81 (СТ СЭВ 641—77) и ГОСТ 9178—81 (СТ СЭВ 642—77)

Контролируемый объект	Показатель точности или комплекс	Обозначения допусков	Степени точности	
			$m \geqslant 1$ мм	$m < 1$ мм
Передача с коэффициентом ε_β^*, менее указанного в примечании, см. п. 1	f'_{ior} f_{zzor}	f'_{io} f_{zzo}	3—8	3—8 —
Передача с ε_β, большим или равным указанному в примечании, см. п. 1	f_{zkor}	f_{zko}	3—8	—
Зубчатое колесо с ε_β^*, менее указанного в примечании, см. п. 1	f'_{ir} f_{zzr} f_{pbr}, f_{fr} f_{pbr}, f_{ptr}	f'_i f_{zz} $\pm f_{pb}$, f_f $\pm f_{pb}$, $\pm f_{pt}$	3—8	3—8 — 3—8
	f''_{ir}	f''_i	5—8	—
Зубчатое колесо с ε_β, большим или равным указанному в примечании, см. п. 1	f_{zkr}	f_{zk}	3—8	—
	f_{ptr}	$\pm f_{pt}$	5 **, 6 ** 7,8	—
Зубчатое колесо с любым ε_β	f''_{ir} f_{pbr} f_{ptr}	f''_i $\pm f_{pb}$ $\pm f_{pt}$	9—12	5—12 9—12

Примечания: 1. Показатели плавности работы зубьев для степеней точности 3—8 и $m > 1$ мм устанавливаются в зависимости от следующих граничных значений номинального коэффициента осевого перекрытия и степени точности по нормам контакта:

Степень точности по нормам контакта	3; 4	5	6	7	8
Граничные значения номинального коэффициента осевого перекрытия ε_β	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0

2. Принятые обозначения: f'_{ior} — местная кинематическая погрешность в передаче; f_{zzor} и f_{zkor} см. табл. 5.1; f'_{ir} — местная кинематическая погрешность; f_{zzr} — циклическая погрешность зубцовой частоты колеса; f_{pbr} — отклонение шага зацепления; f_{fr} — погрешность профиля зуба; f_{ptr} — отклонение шага (углового); f''_{ir} — колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе; f_{zkr} — циклическая погрешность зубчатого колеса. Допуски или предельные отклонения обозначают аналогичное указанному в примечаниях к табл. 5.4. Например, f'_i — допуск на местную кинематическую погрешность и т. д. 3. Контроль плавности работы передачи необязателен, если точность зубчатых колес по нормам плавности соответствует требованиям стандартов. 4 При соответствии плавности работы передачи требованиям стандартов контроль плавности работы зубчатых колес не является необходимым. 5. Показатель точности f_{zzr} применяется при контроле с измерительным зубчатым колесом. 6. В качестве показателя плавности работы зубчатого колеса взамен отклонения шага f_{ptr} может применяться разность шагов f_{vptr}.

* Только для зубчатых колес и передач с $m > 1$ мм.
** Допускается применять до 1985 г.

5.6. Показатели контакта зубьев для цилиндрических зубчатых колес и передач по ГОСТ 1643—81 (СТ СЭВ 641—77) и ГОСТ 9178—81 (СТ СЭВ 642—77)

Контролируемый объект	Показатель точности или комплекс	Обозначение допусков и отклонений	Степень точности	
			$m \geqslant 1$ мм	$m < 1$ мм
Зубчатая передача	f^{*}_{xr}, f^{*}_{yr}	f_x, f_y	3—12	3—12
	Суммарное пятно контакта	—	3—11	3—8
	Мгновенное пятно контакта		3—11	—
Зубчатое колесо с ε_β^{**}, менее указанного в п. 1 примечаний табл. 5.5	$F_{\beta r}$ F_{kr}	F_β F_k	3—12 3—12	3—12 —
Зубчатое колесо с ε_β^{***}, большим или равным указанному в п. 1 примечаний табл. 5.5	F_{pxnr}, F_{kr} F_{pxnr}, f_{pbr}	$\pm F_{pxn}$, F_k $\pm F_{pxn}$, $\pm f_{pb}$	3—9 3—9	—

Примечания: 1. Показатели контакта зубьев зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм устанавливаются в зависимости от граничных значений номинального коэффициента осевого перекрытия ε_β (см. п. 1 примечаний табл. 5.5). 2. Принятые обозначения: f_{xr} — непараллельность осей; f_{yr} — перекос осей; F_{pxnr} — отклонение осевых шагов по нормали; F_{kr} — погрешность формы и расположения контактной линии; f_{pbr} — см. примечания к табл. 5.5; $F_{\beta r}$ — погрешность направления зуба. Допуски или предельные отклонения обозначают аналогично указанному в примечаниях к табл. 5.4. Например, F_{pxn} — предельное отклонение осевых шагов по нормали (+ верхнее, — нижнее) и т. д. 3. Если точность зубчатых колес по нормам контакта и действительные значения f_{xr} и f_{yr} соответствуют требованиям стандартов, контроль пятна контакта в передаче не является обязательным. 4. Если суммарное или мгновенное пятно контакта отвечает требованиям стандартов то нет необходимости производить контроль по другим показателям, определяющим контакт зубьев в передаче. 5. Допускается оценивать точность зубчатого колеса по суммарному или мгновенному пятну контакта его зубьев с зубьями измерительного зубчатого колеса. 6. На винтовые передачи ($m < 1$ мм) нормы f_x и f_y и суммарного пятна контакта не распространяются. Для таких передач взамен f_x и f_y назначается допуск на угол скрещивания осей; допуск принимается равным f_x.

* Комплекс только для передач с нерегулируемым расположением осей.
** Для степеней точности 9—12 при любом ε_β, зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм.
*** Для степени точности 9 при любом ε_β зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм.

5.7. Нормы кинематической точности. Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81

Зубчатые колеса с $m < 1$ мм

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм								
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 400
		Допуски F_r, мкм								
4	От 0,1 до 0,5	4	5	6	7	8	9	10	—	—
	Св. 0,5 » 1	6	6	7	8	9	10	12	14	15
5	От 0,1 до 0,5	7	8	9	10	12	14	16	—	—
	Св. 0,5 » 1	9	10	11	12	14	16	19	22	22
6	От 0,1 до 0,5	11	12	14	16	19	22	26	—	—
	Св. 0,5 » 1	15	16	18	20	22	25	30	35	36
7	От 1 до 0,5	16	18	20	22	26	30	36	—	—
	Св. 0,5 » 1	21	22	24	26	30	36	42	48	50
8	От 1 до 0,5	19	21	25	28	32	38	45	—	—
	Св. 0,5 » 1	26	28	30	34	38	45	50	55	63
9	От 1 до 0,5	24	26	30	36	42	48	55	—	—
	Св. 0,5 » 1	34	36	40	45	50	55	63	75	90
10	От 1 до 0,5	30	34	38	45	53	60	70	—	—
	Св. 0,5 » 1	42	45	50	55	60	70	80	95	110
11	Св. 0,5 до 1	50	55	63	70	80	90	105	120	140

Зубчатые колеса с $m \geq 1$ мм

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм		
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
		Допуски F_r, мкм		
4	От 1 до 3,5	10	15	18
	Св. 3,5 » 6,3	11	16	20
	» 6,3 » 10	13	18	22
5	От 1 до 3,5	16	22	28
	Св. 3,5 » 6,3	18	25	32
	» 6,3 » 10	20	28	36
6	От 1 до 3,5	25	36	45
	Св. 3,5 » 6,3	28	40	50
	» 6,3 » 10	32	45	56
7	От 1 до 3,5	36	50	63
	Св. 3,5 » 6,3	40	56	71
	» 6,3 » 10	45	63	80
8	От 1 до 3,5	45	63	80
	Св. 3,5 » 6,3	50	71	90
	» 6,3 » 10	56	80	100

Продолжение табл. 5.7

Зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм				
Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм		
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
		Допуски F_r, мкм		
9	От 1 до 3,5	71	80	100
	Св. 3,5 » 6,3	80	100	112
	» 6,3 » 10	90	112	125
10	От 1 до 3,5	100	112	125
	Св. 3,5 » 6,3	125	140	140
	» 6,3 » 10	140	160	160
11	От 1 до 3,5	125	140	160
	Св. 3,5 » 6,3	160	180	180
	» 6,3 » 10	180	200	200

Примечания: **1. Радиальным биением зубчатого венца F_{rr} (допуск F_r)** называется наибольшая в пределах зубчатого колеса разность расстояний от его рабочей оси до делительной прямой элемента нормального исходного контура (см. рис. к табл. 5.2) одиночного зуба или впадины, условно наложенного на профили зубьев колеса. Практически F_{rr} определяется разностью расстояний до постоянных хорд зубьев (см. рис. к табл. 5.29). 2. Допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса рассчитывается по формуле $F_i' = F_p + f_f$, где F_p определяется по табл. 5.8 в зависимости от степени по нормам кинематической точности; f_f определяется по табл. 5.9 в зависимости от степени точности по нормам плавности работы. Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса F_{ir}' (ограниченная допуском F_i') — наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности зубчатого колеса (ведомого измерительным колесом) в пределах его полного оборота (см. рисунок). 3. Значения F_r для степеней точности 3 и 12, а также значения F_r (при $m \geqslant 1$ мм) для $d > 800$ мм и $m > 10$ мм см. ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81



5.8. Нормы кинематической точности. Допуски на накопленную погрешность шага зубчатого колеса F_p и на накопленную погрешность k шагов F_{pk} по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81

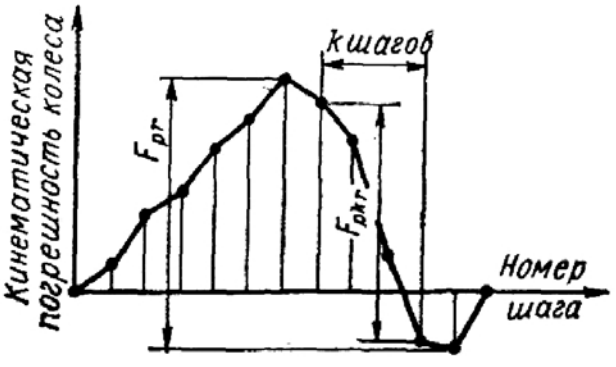
Степень точности	Модуль m, мм	Обозначения	Делительный диаметр * d, мм								
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 400
			Допуски, мкм								
4	$m<1$	F_p	6	7	8	9	10	12	14	16	18
		F_{pk}	5	6	7	8	9	10	12	14	16
5		F_p	10	11	12	14	16	19	22	25	30
		F_{pk}	7	10	11	12	14	16	19	22	25

Продолжение табл. 5.8

Степень точности	Модуль m, мм	Обозначения	Делительный диаметр* d, мм: до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200	св. 200 до 315	св. 315 до 400
			Допуски, мкм								
6	$m < 1$	F_p	16	17	19	22	25	30	36	40	45
		F_{pk}	11	16	17	19	22	25	30	35	40
7		F_p	22	24	26	30	35	42	50	56	63
8		F_p	32	34	38	42	50	60	70	80	90

Степень точности	Модуль m, мм	Длина дуги делительной окружности L (мм) для F_{pk}: до 11,2	св. 11,2 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 315	св. 315 до 630	св. 630 до 1000	св. 1000 до 1600
		Делительный диаметр d (мм) для F_p: —	до 12,7	св. 12,7 до 20,4	св. 20,4 до 31,8	св. 31,8 до 50,9	св. 50,9 до 101,8	св. 101,8 до 200,5	св. 200,5 до 401,1	св. 401,1 до 636,6	св. 636,6 до 1019
		Допуски F_p или F_{pk}, мкм									
4	1—10	4,5	6	8	9	10	12	18	25	32	40
5	1—16	7	10	12	14	16	20	28	40	50	63
6	1—16	11	16	20	22	25	32	45	63	80	100
7	1—25	16	22	28	32	36	45	63	90	112	140
8	1—25	22	32	40	45	50	63	90	125	160	200

Примечания: 1. Накопленная погрешность шага по зубчатому колесу F_{pr} (допуск F_p) — наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей, найденных для всех значений k в пределах от 2 до $z/2$ (см. рисунок). Накопленная погрешность k шагов F_{pkr} (допуск F_{pk}) — кинематическая погрешность зубчатого колеса при номинальном его повороте на k целых угловых шагов, где k — целое число в пределах от 2 до $z/2$ (см. рисунок); $F_{pkr} = [\varphi - (2\pi/z)\,k]\,r$, где r — радиус делительной окружности. 3. При отсутствии специальных требований допуск F_{pk} назначается для длины дуги делительной окружности, соответствующей 1/6 части числа зубьев колеса (или дуги, соответствующей ближайшему большему целому числу зубьев). 4. Значения F_p и F_{pk} для 3-й степени точности и при $d > 1019$ мм см. ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81.



* При назначении Fpk — длина дуги делительной окружности (см. примечание 2).

5.9. Нормы плавности работы. Допуски на местную кинематическую погрешность f_i', предельные отклонения шага $\pm f_{pt}$, допуски на погрешность профиля f_f по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81

Зубчатые колеса с $m < 1$ мм

Обозначение допусков и отклонений	Модуль m, мм	Степени точности							
		4	5	6	7	8	9	10	11
		Допуски и отклонения, мкм							
f_i'	От 0,1 до 0,5	6	9	14	20	26	—	—	—
	Св. 0,5 » 1	7	10	16	22	30	—	—	—
f_{pt}	От 0,1 до 0,5	±4	±6	±8	±11	±16	±22	±32	—
	Св. 0,5 » 1	±4	±6	±9	±13	±18	±25	±34	±48
f_f	От 0,1 до 0,5	3	5	7	9	11	—	—	—
	Св. 0,5 » 1	4	6	8	10	13	—	—	—

Зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности	Обозначение допусков и отклонений	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм		
			до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
			Допуски и отклонения, мкм		
4	f_i'	От 1 до 3,5	9	10	12
		Св. 3,5 до 6,3	10	12	14
		Св. 6,3 до 10	12	14	16
	f_{pt}	От 1 до 3,5	±4	±4,5	±5
		Св. 3,5 до 6,3	±5	±5,5	±5,5
		Св. 6,3 до 10	±5,5	±6	±7
	f_f	От 1 до 3,5	4,8	5,3	6,5
		Св. 3,5 до 6,3	5,3	6,0	7,0
		Св. 6,3 до 10	6,0	6,5	7,5
5	f_i'	От 1 до 3,5	12	14	18
		Св. 3,5 до 6,3	16	18	20
		Св. 6,3 до 10	18	20	22

Степень точности	Обозначение допусков и отклонений	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм		
			до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
			Допуски и отклонения, мкм		
5	f_{pt}	От 1 до 3,5	±6	±7	±8
		Св. 3,5 до 6,3	±8	±9	±9
		Св. 6,3 до 10	±9	±10	±11
	f_f	От 1 до 3,5	6	7	9
		Св. 3,5 до 6,3	7	8	10
		Св. 6,3 до 10	8	9	11
6	f_i'	От 1 до 3,5	18	20	25
		Св. 3,5 до 6,3	22	25	28
		Св. 6,3 до 10	28	30	32
	f_{pt}	От 1 до 3,5	±10	±11	±13
		Св. 3,5 до 6,3	±13	±14	±14
		Св. 6,3 до 10	±14	±16	±18

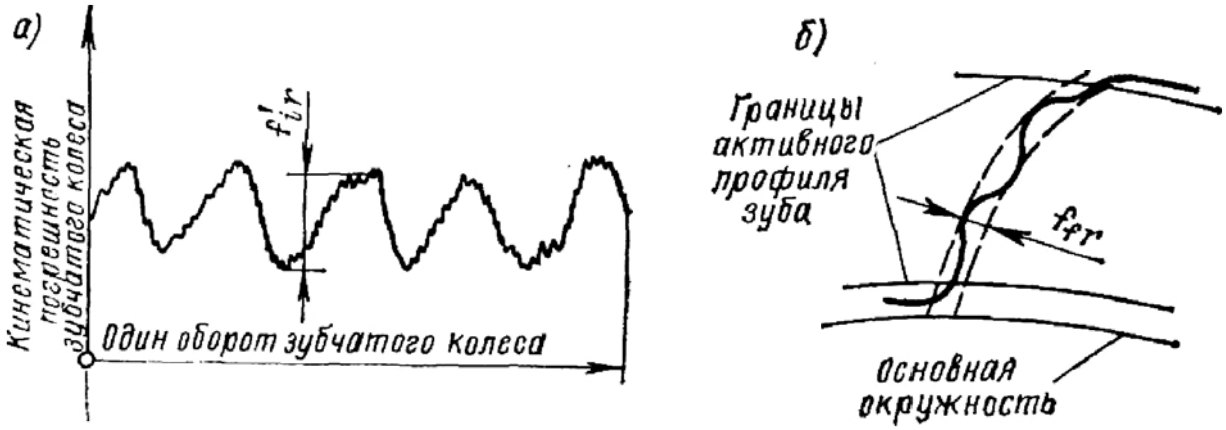
Продолжение табл. 5.9

Степень точности	Обозначение допусков и отклонений	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм: до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
			Допуски и отклонения, мкм		
6	f_f	От 1 до 3,5	8	9	12
		Св. 3,5 до 6,3	10	11	14
		Св. 6,3 до 10	12	13	16
7	f_i	От 1 до 3,5	25	30	36
		Св. 3,5 до 6,3	32	36	40
		Св. 6,3 до 10	36	40	50
	f_{pt}	От 1 до 3,5	±14	±16	±18
		Св. 3,5 до 6,3	±18	±20	±20
		Св. 6,3 до 10	±20	±22	±25
	f_i	От 1 до 3,5	11	13	17
		Св. 3,5 до 6,3	14	16	20
		Св. 6,3 до 10	17	19	24
8	f_i'	От 1 до 3,5	36	40	50
		Св. 3,5 до 6,3	45	50	56
		Св. 6,3 до 10	50	60	71
	f_{pt}	От 1 до 3,5	±20	±22	±25
		Св. 3,5 до 6,3	±25	±28	±28
		Св. 6,3 до 10	±28	±32	±36
	f_f	От 1 до 3,5	14	18	25
		Св. 3,5 до 6,3	20	22	28
		Св. 6,3 до 10	22	28	36
9	f_{pt}	От 1 до 3,5	±28	±32	±36
		Св. 3,5 до 6,3	±36	±40	±40
		Св. 6,3 до 10	±40	±45	±50

Продолжение табл. 5.9

Степень точности	Обозначение допусков и отклонений	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм: до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	Степень точности	Обозначение допусков и отклонений	Модуль m, мм	Делительный диаметр d, мм: до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
			Допуски и отклонения, мкм						Допуски и отклонения, мкм		
10	f_{pt}	От 1 до 3,5	±40	±45	±50	11	f_{pt}	От 1 до 3,5	±56	±63	±71
		Св. 3,5 до 6,3	±50	±56	±56			Св. 3,5 до 6,3	±71	±80	±80
		Св. 6,3 до 10	±56	±63	±71			Св. 6,3 до 10	±80	±90	±100

Примечания: 1. Местная кинематическая погрешность f'_{ir} (допуск f'_i) — наибольшая разность между местными соседними максимальными и минимальными значениями кинематической погрешности зубчатого колеса за один оборот (см. рис. *а*). Отклонение шага f_{ptr} (предельные отклонения $\pm f_{pt}$) — кинематическая погрешность колеса при его повороте на один номинальный угловой



шаг; $f_{ptr} = \left(\varphi - \frac{2\pi}{z}\right)\frac{d}{2}$, где φ — действительный угол поворота колеса на один угловой шаг. Погрешность профиля зуба f_{fr} (допуск f_f) — расстояние по нормали между двумя номинальными торцовыми профилями, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль зуба колеса (см. рис. *б*). 2. При установлении допуска на разность любых шагов f_{vpt} в пределах зубчатого колеса взамен предельных отклонений шага f_{pt} значение f_{vpt} не должно превышать $1{,}6\,|f_{pt}|$. 3. Допуск на местную кинематическую погрешность передачи принимается $f'_{io} = 1{,}25f'_i$. 4. При установлении допуска на среднюю величину местных кинематических погрешностей в пределах зубчатого колеса с $m < 1$ мм (циклическую погрешность) его значение не должно превышать $0{,}5f'_i$. 5. Значения допусков и отклонений для 3-й и 12-й степеней точности, а также при делительных диаметрах $d > 800$ мм и $m > 10$ мм см. ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81.

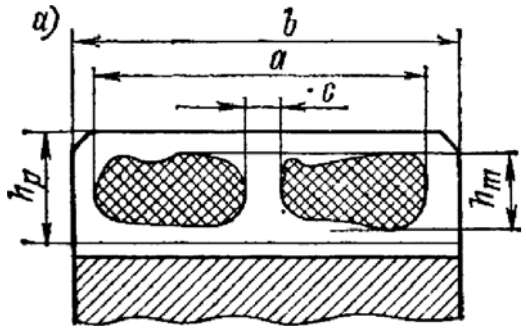
5.10. Нормы контакта зубьев в передаче. Суммарное пятно контакта, допуски на непараллельность f_x, перекос f_y осей и направление зуба F_β по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81

Обозначение допусков	Ширина зубчатого венца b_w, мм	Степень точности							
		4	5	6	7	8	9	10	11
		Суммарное пятно контакта, %; допуски f_x, f_y и F_β, мкм							
Зубчатые колеса с $m < 1$ мм									
Суммарное пятно контакта	По высоте зуба, не менее	55	50	50	40	40	—	—	—
	По длине зуба, не менее	75	70	70	50	50	—	—	—
f_x	До 10	5	6	7	9	13	18	25	36
	Св. 10 до 20	5	7	9	11	15	22	30	45
	» 20 » 40	6	7	9	11	17	24	34	48
f_y	До 10	2	3	4	5	7	9	12	18
	Св 10 до 20	3	3	4	5	8	11	15	22
	» 20 » 40	3	4	5	6	9	12	17	24
F_β	До 10	5	6	7	9	13	18	25	36
	Св. 10 до 20	5	7	9	11	15	22	30	45
	» 20 » 40	6	7	9	11	17	24	34	48
Зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм									
Обозначение допусков	Ширина зубчатого венца b_w, мм	Степень точности							
		4	5	6	7	8	9	10	11
		Суммарное пятно контакта, %; допуски f_x, f_y и F_β, мкм							
Суммарное пятно контакта	По высоте зуба, не менее	60	55	50	45	40	30	25	20
	По длине зуба, не менее	90	80	70	60	50	40	30	25
f_x	До 40	5,5	7	9	11	18	28	45	71
	Св. 40 до 100	8	10	12	16	25	40	63	100
	» 100 » 160	10	12	16	20	32	50	80	125
	» 160 » 250	12	16	20	25	40	63	100	160
	» 250 » 400	14	18	25	28	45	71	112	180
	» 400 » 630	18	22	28	32	56	90	140	224
f_y	До 40	2,8	4	4,5	5,6	9	14	22	36
	Св. 40 до 100	4	5	6,3	8	12	20	32	50
	» 100 » 160	5	6,3	8	10	16	25	40	63
	» 160 » 250	6	8	10	12	20	30	50	80
	» 250 » 400	7,1	9	12	14	22	36	56	90
	» 400 » 630	9	11	14	16	28	45	71	112

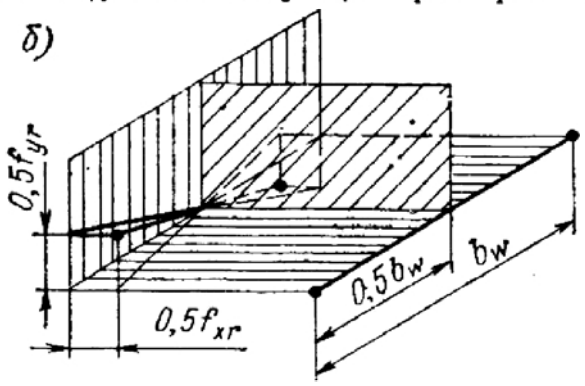
Продолжение табл. 5.10

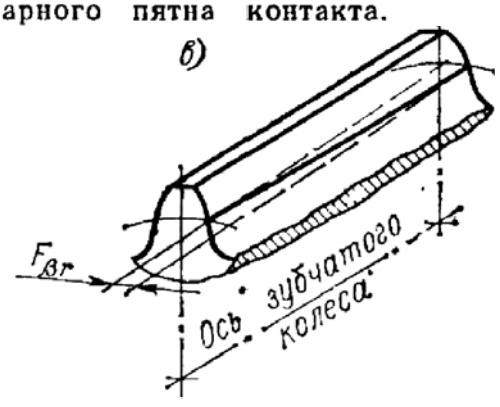
Обозначение допусков	Ширина зубчатого венца b_w, мм	Степень точности							
		4	5	6	7	8	9	10	11
		Суммарное пятно контакта, %; допуски f_x, f_y, F_β, мкм							
F_β	До 40	5,5	7	9	11	18	28	45	71
	Св. 40 до 100	8	10	12	16	25	40	63	100
	» 100 » 160	10	12	16	20	32	50	80	125
	» 160 » 250	12	16	20	25	40	63	100	160
	» 250 » 400	14	18	25	28	45	71	112	180
	» 400 » 630	18	22	28	32	56	90	140	224

Примечания: 1. Суммарное пятно контакта — часть активной боковой поверхности зуба колеса, на которой располагаются следы прилегания его к зубьям парного колеса после вращения передачи под нагрузкой (или в соответствии со специальными требованиями по нагрузке). Относительные размеры пятна контакта (см. рис. *а*):



по высоте — $\frac{h_m}{h_p}$ 100%; по длине — $\frac{(a-c)\cos\beta}{b}$ 100%, где c учитывается, если $c > m$; β — угол наклона линии зуба. Непараллельность f_{xr} (допуск f_x) и перекос осей f_{yr} (допуск f_y) определяются в линейных единицах (мкм) на длине, равной рабочей ширине венца или полушеврона (см. рис. *б*). F_β — расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными делительными линиями зуба, между которыми размещается действительная делительная линия зуба, соответствующая рабочей ширине венца (см. рис. *в*). 2. При $m \geqslant 1$ мм для передач 7—11 степеней точности с числом зубьев колеса, не равным и не кратным числу зубьев шестерни, допускается уменьшение относительных размеров мгновенного пятна контакта зубьев. Предельные относительные размеры мгновенного пятна контакта в этом случае должны быть не менее 75% соответствующих размеров суммарного пятна контакта.





Мгновенное пятно контакта — часть активной боковой поверхности зуба большего колеса передачи, на которой располагаются следы прилегания его к зубьям меньшего колеса, после поворота большего колеса на один оборот при легком торможении. 3. При контроле с измерительным зубчатым колесом относительные размеры суммарного пятна контакта должны быть соответственно увеличены по сравнению с указанными в таблице. 4. Значения f_x, f_y и F_β (для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм) справедливы для определенных модулей в соответствии со степенью точности по нормали контакта зубьев: при 4-й степени точности — для модулей от 1 до 10 мм, 5-й и 6-й — от 1 до 16 мм, 7-й — от 1 до 25 мм; 8-й — от 1 до 40 мм; 9-й, 10-й 11-й — от 1 до 55 мм. 5. При $m < 1$ мм размеры пятна контакта и значения f_x, f_y, F_β для степеней точности 3, 12 см. ГОСТ 9178—81. При $m \geqslant 1$ мм размеры пятна контакта, значения f_x, f_y, F_β для степеней точности 3, 12, а также значения f_x, f_y и F_β при ширине зубчатого венца более 630 мм см. ГОСТ 1643—81.

При пользовании табл. 5.7—5.10 необходимо учитывать следующее:

1. Для шевронных зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей шага (т. е. взятых со своим знаком) на одноименных боковых поверхностях зубьев двух полушевронов, в любом общем для них осевом сечении, не должна превышать допуска на накопленную погрешность шага F_p (табл. 5.8).

2. В зависимости от условий работы зубьев по правым и левым профилям допускается назначать для них допуски и отклонения из разных степеней точности: по нормам кинематической точности (табл. 5.7, 5.8), кроме F_r; по нормам плавности (табл. 5.9); по нормам контакта (табл. 5.10), кроме f_x и f_y. Для нерабочих боковых поверхностей зубьев или поверхностей, используемых при пониженных нагрузках и в течение ограниченного времени, допускается снижение точности на две степени. Если производится корректировка параметров зацепления с целью улучшения эксплуатационных характеристик под нагрузкой, то отклонения и допуски по ГОСТ и СТ СЭВ могут устанавливаться относительно скорректированных значений параметров. Тогда способ определения пятна контакта, его относительные размеры и место положения определяются конструктором; нормы на суммарное пятно контакта для таких поверхностей допустимо устанавливать независимо от указанных значений по табл. 5.10.

3. Проверка зубчатых колес и передач по всем показателям установленных комплексов контроля не является обязательной, если изготовитель существующей у него системой контроля точности производства гарантирует выполнение соответствующих требований стандарта.

4. Требования к точности зубчатого колеса установлены относительно рабочей оси, вокруг которой вращается зубчатое колесо в передаче. При назначении в чертеже зубчатого колеса требований к его точности относительно другой базы

5.11. Средства измерения цилиндрических зубчатых колес [10, 13]

Измеряемый элемент	Средства измерения	
	специальные	универсальные
Кинематическая и циклическая погрешности	Приборы для контроля кинематической погрешности, волномеры	—
Накопленная погрешность шага	Прибор для поэлементного контроля, приборы для контроля накопленной погрешности шага	Теодолиты, лимбы, делительные диски, делительные головки — все с применением рычажно-чувствительного прибора
Измерительное межосевое расстояние	Приборы для контроля измерительного межосевого расстояния, для поэлементного контроля	Штихмасы
Радиальное биение зубчатого венца	Биениемеры	Плита с центрами, ролики и рычажно-чувствительный прибор
Основной шаг (шаг зацепления)	Шагомеры для основного шага	Штангенциркуль, микрометрический нормалемер
Профиль зубьев	Эвольвентомеры	Проекторы, большой инструментальный микроскоп
Суммарное пятно контакта	Контрольно-обкатные станки	Контрольные приспособления в рабочем корпусе
Направление зуба	Прибор для контроля направления зуба, ходомер и др.	Плита с центрами; ролик и рычажно-чувствительный прибор на стойке
Толщина зубьев, смещение исходного контура, длина общей нормали	Зубомеры, нормалемеры, прибор для поэлементного контроля, прибор для контроля измерительного межосевого расстояния	Два ролика и микрометр, штангенциркуль, микрометрический нормалемер, жесткие предельные скобы

(например, оси отверстия), не совпадающей с рабочей осью, погрешность зубчатого колеса будет отличаться от его погрешности относительно рабочей оси. Погрешности измерительной базы должны быть учтены при назначении точности передачи или компенсированы введением уменьшенного производственного допуска.

5. В тех случаях, когда взаимозаменяемость колес необязательна, допускается принимать за номинальные следующие элементы одного из колес: 1) при $m < 1$ мм — среднее значение действительного направления зуба; при $m \geqslant 1$ мм — среднее значение действительного осевого шага или среднее значение действительного угла наклона линии зуба; 2) среднее значение действительного шага зацепления.

6. В табл. 5.11 приведены возможные средства измерения цилиндрических зубчатых колес. Типы, основные параметры и нормы точности приборов для контроля цилиндрических зубчатых колес см. ГОСТ 5368—81, который соответствует СТ СЭВ 1311—78.

ВЫБОР СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Выбор степени точности передачи производится конструктором на основе конкретных условий работы передачи и тех требований, которые к ней предъявляются (окружной скорости, передаваемой мощности, режима работы, требований к кинематической точности, плавности и бесшумности работы, долговечности и т. д.).

При выборе степеней точности рекомендуется использовать следующие методы [8]: расчетный, опытный и табличный. Наиболее предпочтительным является *расчетный* метод, при котором необходимая степень точности определяется на основе кинематического расчета погрешностей всей передачи и допустимого угла рассогласования по нормам кинематической точности; расчета динамики передачи, вибраций или шумовых явлений по нормам плавности работы и в некоторых случаях по нормам кинематической точности; расчета на контактную прочность и долговечность по нормам контакта и в некоторых случаях по нормам плавности [5, 6, 8].

Конкретизированные методики расчетов приводятся в отраслевых стандартах. Например, для кинематических передач кинематические погрешности звеньев F'_{in} могут быть найдены при известной линейной погрешности $\Delta S_{\text{вм}}$ на радиусе $r_{\text{вм}}$ ведомого выходного звена; при алгебраическом сложении [11]

$$\Delta S_{\text{вм}} = 0{,}5 \sum_n \left[F'_{in} \sin i_n^{-1} (\varphi + \beta_n) + F'_{in+1} \sin i_{n+1}^{-1} (\varphi + \beta_{n+1})\right] \times$$

$$\times i_{n+1} \frac{r_{\text{вм}}}{r_{n+1}}; \qquad (5.3)$$

или, при сложении модулей векторов,

$$\Delta S_{\text{вм}} = \pm 0{,}5 \sum_n \left(F'_{in} + F'_{in+1}\right) i_{n+1} \frac{r_{\text{вм}}}{r_{n+1}}, \qquad (5.4)$$

где F'_{in} — кинематическая погрешность звена n; n — номер ведущего звена в кинематической цепи ($n = 1, 3, 5, \ldots$); i_n — передаточное отношение передачи от звена n до ведомого выходного звена; r_n — радиус звена n.

На ведомом выходном звене угловая погрешность

$$\Delta\varphi_{\text{вм}} = \frac{\Delta S_{\text{вм}}}{r_{\text{вм}}} 206 \text{ с}. \qquad (5.5)$$

При *опытном* методе степень точности вновь проектируемой передачи принимают аналогичной степени работающей передачи, для которой имеется положительный опыт эксплуатации.

При *табличном* методе выбора степеней точности используют обобщенные рекомендации и таблицы, в которых содержатся примерные значения окружных скоростей для каждой степени точности и примеры использования норм точности.

При выборе степеней точности до выхода специальных методических указаний по внедрению ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81 можно ориентироваться на данные табл. 5.12 ($m \geqslant 1$ мм), 5.13 и 5.14, имея в виду, что в табл. 5.12 указаны степени точности по ГОСТ 1643—72, а в таблице 5.14 — степени точности по ранее действовавшему ГОСТу.

Области применения комбинирования норм по степеням точности должны устанавливаться отраслевыми стандартами, при этом нормы плавности работы цилиндрических колес с $m < 1$ мм могут быть не более, чем на одну степень точнее или грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться на одну степень точности грубее норм плавности колес и передач.

При $m \geqslant 1$ мм нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы зубчатых колес и передач, а также и на одну степень грубее норм плавности.

Сопоставление допусков некоторых параметров производится по ГОСТ 1643—81, ГОСТ 9178—81 и ГОСТ 1643—72, ГОСТ 9178—72.

Области распространения стандартов на допуски цилиндрических зубчатых колес и передач по ГОСТ 9178—72 (зубчатые колеса с модулем $m \leqslant 1$ мм) и ГОСТ 1643—72 (колеса с $m \geqslant 1$ мм) аналогичны указанным для колес и передач соответственно по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81 (см. раздел 5.2).

Виды сопряжений, виды допусков бокового зазора, обозначения степеней точности, вида сопряжения и вида допуска бокового зазора зубчатых колес по ГОСТ 9178—72 и ГОСТ 1643—72 совпадают с указанными для колес по стандартам 1981 г. (см. раздел 5.2).

Основные формулы и коэффициенты, принятые в рассматриваемых ГОСТах для расчета предельных отклонений и допусков по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев в зависимости от геометрических параметров зубчатых колес, за некоторыми исключениями (например, для расчета допуска на циклическую погрешность зубцовой частоты в передаче f_{zzo}) также совпадают.

ГОСТ 9178—72 и ГОСТ 1643—72 имеют структуру, аналогичную соответствующим новым ГОСТам и отличаются от последних в основном интервалами модулей, делительных диаметров и поэтому несколько измененными значениями допусков и отклонений параметров. Эти отличия в большей степени характерны для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм.

Для облегчения выбора степеней точности передачи с учетом имеющегося опыта применения разработанных ГОСТ 9178—72 и ГОСТ 1643—72 ниже приводятся данные сопоставления допусков на радиальное биение F_r, накопленную погрешность шага колеса F_p, местную кинематическую погрешность колеса f_i', погрешности профиля f_{i} и направления зуба F_β для зубчатых колес 5—9-й степеней точности с модулями до 10 мм и делительными диаметрами до 800 мм по новым и старым ГОСТам.

Для мелкомодульных (с $m < 1$ мм) зубчатых колес 5—9-й степеней точности **допуски** F_r делительного диаметра до $d = 280$ мм полностью совпадают. В интервале d от 280 до 400 мм допуски F_r по ГОСТ 9178—81 несколько меньше и составляют 79—91 % по отношению к допускам по ГОСТ 9178—72.

Допуски F_p до $d = 280$ мм практически совпадают, для диаметров от 280 до 400 мм допуски по новому ГОСТу меньше и составляют 83—98 % по отношению к допускам по ГОСТ 9178—72.

Допуски f_i', f_f для мелкомодульных зубчатых колес 5—8-й степеней точности полностью совпадают.

5.12. Рекомендации по применению степеней точности и методов обработки для зубчатых колес при $m > 1$ мм [8]

Степень точности	Условие работы и применение	Окружная скорость, м/с		К. п. д., не ниже	Метод нарезания зубьев	Окончательная обработка рабочей поверхности (профилей) зубьев
		Прямозубые колеса	Непрямозубые колеса			
3 (особо прецизионные)	Зубчатые колеса для передач с особо прецизионной согласованностью вращения * или работающих при особо высоких скоростях с наибольшей плавностью и бесшумностью **: зубчатые колеса особо прецизионных механизмов, особо высокоскоростных передач (турбинные), измерительные колеса для контроля зубчатых колес 5, 6-й степеней точности	Св. 40	Св. 75	0,99 (0,985 ***)	Обкатка на особо прецизионных станках с весьма малой циклической ошибкой	Особо тщательное шлифование и доводка. Для больших незакаленных колес после фрезерования обработка прецизионными червячными фрезами или одностороннее шевингование
4 (особо прецизионные)	Зубчатые колеса для особо прецизионных делительных механизмов * или передачи, работающие при весьма высоких скоростях и требующие наибольшей плавности и бесшумности **: зубчатые колеса особо прецизионных делительных механизмов, высокоскоростных турбинных передач, измерительные колеса для зубчатых колес 7-й степени точности	Св. 35	Св. 70	0,99 (0,985 ***)	Обкатка на прецизионных станках с очень малой циклической ошибкой	Тщательное шлифование. Для больших зубчатых колес — фрезерование прецизионными червячными фрезами и притирка или одностороннее шевингование

Продолжение табл. 5.12

Степень точности	Условие работы и применение	Окружная скорость, м/с		К. п. д., не ниже	Метод нарезания зубьев	Окончательная обработка рабочей поверхности (профилей) зубьев
		Прямозубые колеса	Непрямозубые колеса			
5 (прецизионные)	Зубчатые колеса для прецизионных делительных механизмов *; работающие при высоких скоростях, требующие высокой плавности и бесшумности **: зубчатые колеса прецизионных механизмов; турбинных передач; измерительные колеса для колес 8, 9-й степеней точности	Св. 20	Св. 40	0,99 (0,985 ***)	Обкатка на прецизионных станках с малой циклической ошибкой	Тщательное шлифование. Для больших колес — фрезерование прецизионными и червячными фрезами, далее притирка или шевингование
6 (высокоточные)	Зубчатые колеса для плавной работы на высоких скоростях, требующие наиболее высокого к. п. д. и бесшумности **, зубчатые колеса делительных механизмов *: особо ответственные зубчатые колеса — авиа-, автостроения, особо точные передачи на устройства с отсчетом	До 15	До 30	0,99 (0,985 ***)	Обкатка на точных станках	Тщательное шлифование или шевингование
7 (точные)	Зубчатые колеса при повышенных скоростях и умеренных мощностях или наоборот **; зубчатые колеса подач в металлорежущих станках, где требуется согласованность движений *, колеса скоростных редукторов, авиа-, автостроения, передачи на устройства с отсчетом	До 10	До 15	0,98 (0,975 ***)	Обкатка на точных станках	Точным инструментом; для сырых зубчатых колес рекомендуется, а для закаленных обязательна отделка (шлифование, шевингование, шевинг-обкатка, притирка, хонингование)

Продолжение табл. 5.12

Степень точности	Условие работы и применение	Окружная скорость, м/с		К. п. д., не ниже	Метод нарезания зубьев	Окончательная обработка рабочей поверхности (профилей) зубьев
		Прямозубые колеса	Непрямозубые колеса			
8 (средней точности)	Зубчатые колеса общего машиностроения, не требующие особой точности: колеса передач станков, не входящие в делительные цепи; неответственные зубчатые колеса авиа-, автостроения; колеса грузоподъемных механизмов, ответственные зубчатые колеса сельскохозяйственных машин; зубчатые колеса нормальных редукторов	До 6	До 10	0,97 (0,965 ***)	Обкатка или копирование инструментом профилированным в соответствии с действительным числом зубьев колеса	Зубья не шлифуются, при надобности отделываются или притираются
9 (пониженной точности)	Зубчатые колеса, предназначенные для грубой работы, к которым не предъявляются требования нормальной точности; ненагруженные передачи, выполненные по конструктивным соображениям бóльшими, чем следует из расчета	До 2	До 4	0,96 (0,95 ***)	Любой	Специальных отделочных операций не требуется

Примечание. Требования к шероховатости рабочей поверхности зубьев:

Степень точности	3	4	5	6	7	8	9
Ra, мкм (не более)	0,63	0,63	0,63	0,63	1,25	—	—
Rz, мкм (» »)	—	—	—	—	—	20	40

* Степень точности по нормам плавности работы может быть на одну степень грубее.
** Степень по нормам кинематической точности может быть на одну степень грубее, если передача не многопоточная.
*** К. п. д. в готовом редукторе, т. е. с подшипниками.

5.13. Степени точности зубчатых колес, применяемых в различных изделиях [8, 10]

Вид изделия	Степень точности	Вид изделия	Степень точности	Вид изделия	Степень точности
Измерительные колеса	3—5	Автомобили: легковые	5—8	Прокатные станы	6—9
Редукторы турбин и турбомашин	3—6	грузовые	7—9	Шахматные лебедки	8—10
Металлорежущие станки	3—7	Тракторы	6—8	Крановые механизмы	7—12
Железнодорожный состав (пассажирский)	5—7	Редукторы общего назначения	6—8	Сельскохозяйственные машины	8—12

5.14. Рекомендации по применению степеней точности и методов обработки для цилиндрических зубчатых колес при $m < 1$ мм [2]

Степень точности	Условие работы и применение	Метод обработки зубьев для колес	Окончательная обработка рабочих профилей зубьев для колес
4, 5	Особо точные отсчетные зубчатые колеса с углами поворота, соответствующими отсчетным значениям при больших ценах оборота, с высокими требованиями к постоянству передаточного отношения и плавности работы. Измерительные колеса. Например, выходные звенья наиболее ответственных кинематических линий специальных счетно-решающих и отсчетных механизмов приборов управления и регулирования и других особо точных устройств	Зубофрезерование методом обкатки на особо точных станках	Шевингование или шлифование червячным абразивом на высокоточном станке, полирование

Продолжение табл. 5.14

Степень точности	Условие работы и применение	Метод обработки зубьев для колес	Окончательная обработка рабочих профилей зубьев для колес
6	Высокоточные отсчетные зубчатые колеса, углы поворота которых соответствуют отсчетным значениям при больших ценах оборота. Цилиндрические колеса, предназначенные для плавной работы при окружных скоростях более 8 м/с. Например, кинематические цепи счетно-решающих и отсчетных механизмов высокой точности; высокоточные приборы управления и регулирования; некоторые звенья гироскопических приборов и других высокоточных устройств	Зубофрезерование методом обкатки на станках высокой точности, холодная накатка высокоточными накатниками	Для фрезерованных колес шевингование или шлифование червячным абразивом, притирка, полирование
7	Точные зубчатые колеса с углами поворота, соответствующими отсчетными значениями при средних ценах оборота. Цилиндрические колеса, предназначенные для плавной работы при окружных скоростях до 8 м/с. Например, кинематические цепи точных счетно-решающих и отсчетных механизмов: приборы управления и регулирования; гироскопические и другие точные приборы	Зубофрезерование и зубодолбление на точных станках, холодная накатка, волочение, протягивание	Для нарезанных колес: шевингование, шлифование червячным абразивом, обкатка, притирка, приработка
8	Зубчатые колеса средней точности, углы поворота которых соответствуют отсчетным значениям при малых ценах оборота. Цилиндрические колеса, предназначенные для работы при окружных скоростях до 5 м/с. Например, неответственные кинематические цепи счетно-решающих и отсчетных механизмов, приборов управления и регулирования; аэронавигационные и другие приборы и агрегаты средней точности	Зубофрезерование и зубодолбление на станках средней точности	Обкатка, притирка, приработка
9, 10	Зубчатые колеса пониженной точности, предназначенные для работы в неотсчетных кинематических цепях и при малых окружных скоростях (до 2 м/с и в ручных приводах). Например, всевозможные приборы и агрегаты, в которых зубчатые колеса не выполняют отсчетных функций и работают при низких окружных скоростях	Зубофрезерование и зубодолбление методом деления или методом обкатки на станках пониженной точности	Отделочных операций не требуется

Допуски F_β зубчатых колес с $m < 1$ мм 5—7-й степеней точности при ширине зубчатого венца b_W до 20 мм и колес 8 и 9-й степеней точности всех диапазонов b_W совпадают полностью. При ширине зубчатого венца от 20 до 40 мм допуски F_β колес 5—7-й степеней точности по ГОСТ 9178—81 составляют 87,5—92 % по отношению к допускам по ГОСТу 1972 г.

Для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм допуски по ГОСТ 1643—81 могут быть несколько больше (до 25 %, а для колес с малым делительным диаметром d — до 25—51 %) или меньше (до 20—25 %) соответствующих допусков по ГОСТ 1643—72 (в дальнейшем именуется ГОСТ).

Допуски F_r зубчатых колес 5-й степени точности в ГОСТ 1643—81 по отношению к допускам по ГОСТ 1643—72 составляют 78,5—106 % (при диаметре d до 50 мм — 89—123 %), 6-й степени точности — 80—112,5 % (89—119 %), 7 и 8-й степеней точности — 79—114 % (90—120 %), 9-й степени точности — 80—118 % (113—151 %).

Допуски F_p зубчатых колес 5-й степени точности в ГОСТ 1643—81 по отношению к допускам ГОСТа составляют: для диаметров d от 12,7 до 20,4 мм 71—81 %; для диаметров от 20,4 до 101,8 мм — 91—111 %; для диаметров от 101,8 до 125 мм — 127 %; для диаметров от 125 до 200,5 мм — 112 %; для диаметров от 200,5 до 315 мм — 133 %; для диаметров от 315 до 401,1 мм — 118 %; для диаметров от 401,1 до 500 мм — 147 %; для диаметров от 500 до 1000 мм — 125—126 %.

Отношение допусков F_p зубчатых колес 6-й степени точности для указанных выше диапазонов диаметров равны: 73—91 %; 94—114 %; 132 %; 112,5 %; 140 %; 112,5 %; 143 %; 125—127 %; 7-й степени точности — 69—87,5 %; 94—107 %; 131 %; 114 %; 134 %; 112,5 %; 140 %; 124—127 %; 8-й степени точности — 71—89 %; 94—112,5 %; 134 %; 112,5 %; 132 %; 114 %; 145 %; 125—128 %.

Допуски f_f зубчатых колес 5-й степени точности в ГОСТ 1643—81 по отношению к допускам по ГОСТу составляют 86—112 % (для диаметров d от 280 до 400 мм — 78—82 %); 6-й степени точности — 80—109 % (75—87 %); 7-й степени точности — 81—114 % (76—94 %); 8-й степени точности — 82—114 % (75—87 %).

Допуски f_i' зубчатых колес 5-й степени точности по ГОСТ 1643—81 по отношению к допускам по ГОСТу составляют 86—112 % (для диаметров d от 280 до 400 мм — 82—95 %); 6-й степени точности — 87,5—106 % (80—94 %); 7-й степени точности — 86—112 % (83—90 %); 8-й степени точности — 83—112 % (80—89 %).

Допуски F_β зубчатых колес 5—9-й степеней точности по ГОСТ 1643—81 по отношению к допускам по ГОСТу составляют при ширине зубчатого венца до 20 мм 87,5—92 %; при ширине зубчатого венца от 20 до 630 мм — 94—105 %.

Ниже приводятся результаты сопоставления допусков F_r, F_p, f_i', f_f, F_β для зубчатых колес 5—9-й степеней точности с модулями 2, 4, 10 мм и числом зубьев 20 и 80 по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 1643—72.

Отношения (здесь и далее — допуск по ГОСТ 1643—81 по отношению к допуску по ГОСТу) допусков F_r зубчатых колес 5-й степени точности с $m = 2$ мм и числом зубьев 20 и 80 равны соответственно: 1,23 и 1,05, с $m = 4$ мм — 0,95 и 0,83; с $m = 10$ мм — 1,08 и 0,95; 6-й степени точности — 1,19 и 1,06; 0,93 и 0,83; 1,12 и 0,93; 7-й степени точности — 1,2 и 1,04; 0,95 и 0,84; 1,05 и 0,94; 8-й степени точности — 1,18 и 1,05; 0,94 и 0,83; 1,14 и 0,91; 9-й степени точности — 1,48 и 1,07; 1,19 и 0,95; 1,24 и 0,96.

Отношения допусков F_p зубчатых колес 5-й степени точности с $m = 2$ мм и числом зубьев 20 и 80 равны соответственно: 1 и 1,12; с $m = 4$ мм — 1,11 и 1,18; с $m = 10$ мм — 1,12 и 1,26; 6-й степени точности — 1 и 1,13; 1,14 и 1,13; 1,13 и 1,25; 7-й степени точности — 1 и 1,14; 1,07 и 1,12; 1,14 и 1,27; 8-й степени точности — 1 и 1,12; 1,12 и 1,14; 1,12 и 1,25.

Отношение допусков f_i' зубчатых колес 5-й степени точности с $m = 2$ мм и числом зубьев 20 и 80 равны соответственно: 1 и 1, с $m = 4$ мм — 1 и 0,95; с $m = 10$ мм — 1,05 и 0,92; 6-й степени точности — 1,06 и 1; 1 и 0,89; 1,07 и 0,89; 7-й степени точности — 1,04 и 1,07; 1 и 0,9; 1 и 1; 8-й степени точности — 1,12 и 1; 1 и 0,89; 1 и 0,96.

Отношения допусков f_f зубчатых колес 5-й степени точности с $m = 2$ мм и числом зубьев 20 и 80 равны соответственно: 1 и 1, с $m = 4$ мм — 0,875 и 0,8; с $m = 10$ мм — 0,9 и 0,92; 6-й степени точности — 1 и 1; 1 и 0,85; 1 и 0,89; 7-й степени точности — 1 и 1,08; 1 и 0,84; 1 и 0,92; 8-й степени точности — 1,08 и 1,06; 1,05 и 0,785; 1 и 0,9.

Отношения допусков F_β зубчатых колес с шириной зубчатого венца до 40 мм, от 40 до 100 мм, от 100 до 160 мм для 5-й степени точности равны соответственно: 0,875; 1; 1; для 6-й степени точности — 0,9; 1; 1; для 7-й степени точности — 0,92; 1; 1; для 8-й степени точности — 0,9; 1; 1; для 9-й степени точности — 0,875; 1; 1.

НОРМЫ БОКОВОГО ЗАЗОРА

Гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$, определяющий вид сопряжения (табл. 5.15), устанавливается независимо от степеней точности и их комбинирования.

Для обеспечения бокового зазора исходному контуру (режущему инструменту) сообщается дополнительное радиальное смещение от номинального положения в тело зубчатого колеса. Номинальным условно считается положение исходного контура после его смещения при корригировании колес. Стандартом регламентируется наименьшее дополнительное смещение исходного контура $-E_{Hs}$ (или $+E_{Hi}$ для колес внутреннего зацепления) и величина допуска на смещение исходного контура T_H.

Показатели, определяющие гарантированный боковой зазор, а также соответствующие допуски и отклонения, приведены в табл. 5.16. Величины $j_{n\min}$ и отклонений межосевого расстояния f_a даны в табл. 5.17. Значения f_a принимаются по табл. 5.17 в соответствии с видом сопряжения или, если это указано в условном обозначении точности передачи, в соответствии с классом отклонений межосевого расстояния.

Значения E_{Hs}, E_{Wms}, E_{Ws}, E_{cs}, $E_{a''s}$ выбираются по табл. 5.18, 5.20, 5.22 в зависимости от вида сопряжения и степени точности по нормам плавности, а допуски T_H, T_{Wm}, T_W, T_c — по табл. 5.19, 5.21, 5.23 в зависимости от допуска на радиальное биение и виды допуска на боковой зазор (или вида сопряжения, если ему соответствует вид допуска).

При пользовании табл. 5.17—5.23 необходимо учитывать следующие положения.

1. Установленные допуски и отклонения справедливы при измерениях на базе рабочей оси. При использовании наружного цилиндра заготовки в качестве измерительной базы вносимые им погрешности должны быть компенсированы уменьшенным (по сравнению со стандартным) производственным допуском.

2. При контроле смещения исходного контура на базе наружного цилиндра заготовки (зубчатого колеса) производственные отклонения и допуски ($E_{Hs\text{пр}}$ и $T_{H\text{пр}}$) можно определить по формулам [8]:

$$E_{Hs\text{пр}} = |E_{Hs}| + 0{,}35F_{d_a}; \tag{5.6}$$

$$T_{H\text{пр}} = T_H - 0{,}7F_{d_a} - 0{,}5A_{d_a}, \tag{5.7}$$

где F_{d_a} — допуск на радиальное биение наружного цилиндра заготовки; A_{d_a} — допуск (нижнее отклонение) на диаметр наружного цилиндра.

5.15. Виды сопряжений зубьев, классы отклонений межосевого расстояния по ГОСТ 1643—81 (СТ СЭВ 641—77) и ГОСТ 9178—81 (СТ СЭВ 642—77)

Модуль m, мм	Вид сопряжений	Вид допуска бокового зазора	Класс отклонений межосевого расстояния	Диапазон степеней точности по нормам плавности
$m < 1$	*D*	*e*	VI	3—10 при $m \leqslant 0{,}5$ мм 3—12 при $m > 0{,}5$ мм
	E	*e*	V	
	F	*f*	IV	3—10
	G	*g*	III	3—8
	H	*h*	II	3—7
$m \geqslant 1$	*A*	*a*	VI	3—12
	B	*b*	V	3—11
	C	*c*	IV	3—9
	D	*d*	III	3—8
	E, H	*h*	II	3—7

Примечания: 1. Для зубчатых колес с $m \leqslant 0{,}3$ мм, изготовленных полнопрофильным инструментом, и зубчатых колес с $m < 0{,}2$ мм, изготовленных инструментом с открытым профилем, должна производиться проверка коэффициента перекрытия ε. 2. При $m > 1$ мм указанные классы отклонений межосевого расстояния относятся к нерегулируемым передачам. 3. Соответствие видов сопряжения и видов допусков бокового зазора допустимо изменять; при этом для $m \geqslant 1$ мм используются также и виды допусков бокового зазора *z, y, x*. 4. Соответствие между видом сопряжения и классом отклонения межосевого расстояния допустимо изменять, при этом измененное значение гарантированного бокового зазора рассчитывается по формуле п. 1 примечаний табл. 5.17.

5.16. Показатели, определяющие гарантированный боковой зазор, допуски и отклонения по нормам бокового зазора по ГОСТ 1643—81 (СТ СЭВ 641—77) и ГОСТ 9178—81 (СТ СЭВ 642—77)

Контролируемый объект	Показатель	Допуски и отклонения
Передачи:		
с нерегулируемым расположением осей	f_{ar}	$\pm f_a$
с регулируемым положением осей	$j_{n\,\min}$	T_{jn}
Зубчатые колеса	E_{Hs}	T_H
	E_{Wms}	T_{Wm}
	E_{Ws}	T_W
	E_{cs}^*	T_c^*
	$E_{a''s}$	$E_{a''i}$

Примечание. Принятые обозначения: f_{ar} — отклонение межосевого расстояния; f_a — предельное отклонение межосевого расстояния; $j_{n\,\min}$ — см. табл. 5.1; T_{jn} — допуск бокового зазора (см. рис. 5.1 и 5.2); E_{Hs} — наименьшее дополнительное смещение исходного контура; T_H — допуск на смещение исходного контура; E_{Wms} — наименьшее отклонение средней длины общей нормали; T_{Wm} — допуск на среднюю длину общей нормали; E_{Ws} — наименьшее отклонение длины общей нормали; T_W — допуск на длину общей нормали; E_{cs} — наименьшее отклонение толщины зуба; T_c — допуск на толщину зуба; $E_{a''s}$ — верхнее предельное отклонение измерительного межосевого расстояния; $E_{a''i}$ — нижнее предельное отклонение измерительного межосевого расстояния.

* Для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм.

5.17. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$, предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81

Зубчатые колеса с $m < 1$ мм

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Обозначение	Межосевое расстояние a_w, мм: до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
			Отклонения f_a, $j_{n\,min}$, мкм									
H	II	$j_{n\,min}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G	III		6	8	9	11	13	15	18	20	23	25
F	IV		9	11	13	16	19	22	25	29	32	36
E	V		15	18	21	25	30	35	40	46	52	57
D	VI		22	27	33	39	46	54	63	72	81	89
H	II	f_a	±8	±9	±11	±14	±16	±18	±20	±22	±25	±28
G	III		±11	±14	±16	±20	±22	±28	±30	±35	±40	±45
F	IV		±18	±22	±25	±32	±35	±45	±50	±55	±60	±70
E	V		±30	±36	±40	±50	±60	±70	±80	±90	±100	±110
D	VI		±45	±55	±63	±80	±90	±110	±120	±140	±160	±180

Зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Обозначение	Межосевое расстояние a_w, мм: до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
			$j_{n\,min}$, мкм								
H	II	$j_{n\,min}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	II		30	35	40	46	52	57	63	70	80
D	III		46	54	63	72	81	89	97	110	125
C	IV		74	87	100	115	130	140	155	175	200
B	V		120	140	160	185	210	230	250	280	320
A	VI		190	220	250	290	320	360	400	440	500

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Обозначение	Межосевое расстояние a_w, мм: до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
			Отклонения f_a, мкм								
—	I	f_a	±10	±11	±12	±14	±16	±18	±20	±22	±25
H, E	II		±16	±18	±20	±22	±25	±28	±30	±35	±40
D	III		±22	±28	±30	±35	±40	±45	±50	±55	±60
C	IV		±35	±45	±50	±55	±60	±70	±80	±90	±100
B	V		±60	±70	±80	±90	±100	±110	±120	±140	±160
A	VI		±100	±110	±120	±140	±160	±180	±200	±220	±250

Продолжение табл. 5.17

Примечания: 1. Если для передачи принят класс отклонений межосевого расстояния, не соответствующий данному виду сопряжения, то измененная величина гарантированного бокового зазора $j'_{n\,min}$ определяется по формуле

$$j'_{n\,min} = j_{n\,min} - 0{,}68\,(|\,f'_a| - |\,f_a\,|),$$

где $j_{n\,min}$, f_a — табличные значения для данного вида сопряжения; f'_a — отклонение межосевого расстояния для принятого (более грубого) класса отклонений межосевого расстояния. 2. Значения $j_{n\,min}$ и f_a (с $m \geqslant 1$ мм) при межосевом расстоянии более 800 мм см. ГОСТ 1643—81.

5.18. Наименьшее дополнительное смещение исходного контура $-E_{Hs}$, $+E_{Hi}$ по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81

Зубчатые колеса с $m < 1$ мм

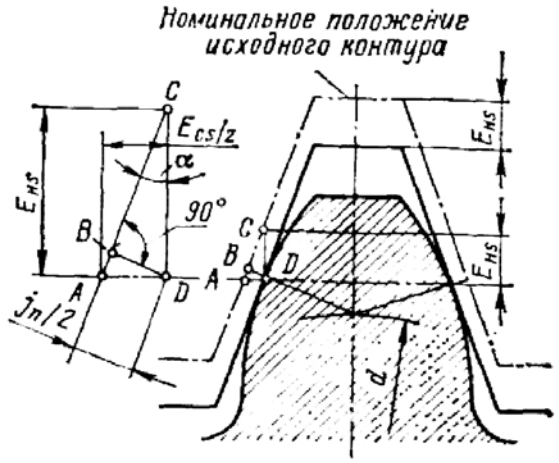
Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм								
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315
		Смещение $-E_{Hs}$, $+E_{Hi}$, мкм								
H	3—7	5	6	7	8	9	11	13	14	16
G	3—6	12	14	16	18	22	25	28	38	40
	7	16	18	20	22	26	28	30	40	40
	8	22	24	26	28	30	32	34	45	50
F	3—6	18	22	26	30	35	40	45	55	60
	7	22	24	28	32	36	42	48	55	60
	8	26	30	34	38	42	45	53	60	63
	9	36	40	45	48	53	55	60	63	70
	10	48	53	55	60	60	63	70	75	80
E	3—7	28	32	38	45	53	60	70	80	90
	8	35	40	45	50	55	63	75	85	95
	9	42	48	55	60	63	70	80	90	100
	10	55	60	63	70	75	80	90	100	105
D	3—7	40	55	60	70	80	90	110	130	150
	8	50	55	60	70	80	95	118	130	150
	9	55	60	70	80	90	100	120	130	150
	10	63	70	80	90	100	105	125	130	150

Продолжение табл. 5.18

Зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм								
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
		Смещение $-E_{Hs}$, $+E_{Hi}$, мкм								
H	3—6	12	14	16	18	20	22	25	28	30
	7	14	16	18	20	22	25	28	30	35
E	3—6	30	35	40	46	52	57	63	70	80
	7	35	40	45	50	55	60	70	80	90
D	3—6	46	54	63	72	81	89	97	110	125
	7	50	60	70	80	90	100	110	120	140
	8	55	70	80	90	100	110	120	140	160
C	3—6	74	87	100	115	130	140	155	175	200
	7	80	100	110	120	140	160	180	200	220
	8	90	110	120	140	160	180	200	220	250
	9	100	120	140	160	180	200	200	250	280
B	3—6	120	140	160	185	210	230	250	280	320
	7	140	160	180	200	250	250	280	300	350
	8	140	160	200	220	250	280	300	350	400
	9	160	180	200	250	280	300	350	400	400
	10	160	200	220	250	300	350	350	400	450
	11	180	220	250	280	300	350	400	400	500
A	3—6	190	220	250	290	320	360	400	440	500
	7	200	250	280	300	350	400	450	500	550
	8	220	280	300	350	400	450	500	550	600
	9	250	280	350	400	400	500	500	600	700
	10	280	300	350	400	450	500	600	600	700
	11	280	350	400	450	500	550	600	700	800

Примечания: 1. Наименьшее дополнительное смещение исходного контура E_{Hs}, E_{Hi} — наименьшее смещение (одиночного зуба или впадины, условно наложенных на профили зубьев колеса) исходного контура от его номинального положения в тело зубчатого колеса, осуществляемое с целью обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора (см. рис.). 2. Для колес внешнего зацепления E_{Hs} берется со знаком минус, для колес внутреннего зацепления E_{Hi} — со знаком плюс. 3. Для $m < 1$ мм при больших величинах E_{Hs}, E_{Hi} следует обращать внимание на достаточность радиального зазора, предусмотренного инструментом (с открытым профилем) и, при малых числах зубьев, на возникновение подрезания. 4. При выполнении зубчатых передач с сопряжениями *H* и *G* имеется вероятность получения бокового зазора менее гарантированного. 5. Значения E_{Hs}, E_{Hi} при $d > 800$ мм см. ГОСТ 1643—81, при $d > 315$ мм—ГОСТ 9178—81. Значения E_{Hs}, E_{Hi} для 11-й и 12-й степеней точности см. ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81.



5.19. Допуски на смещение исходного контура T_H по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81

Зубчатые колеса с $m < 1$ мм

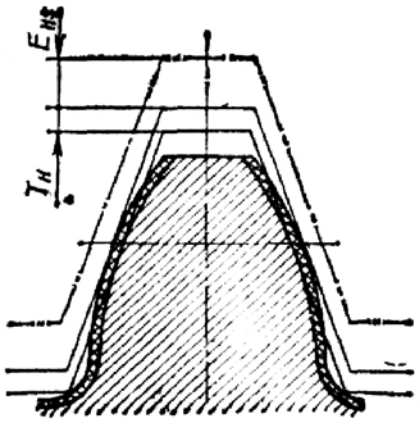
Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r													
		до 6	св. 6 до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125
		Допуски T_H, мкм													
H	*h*	14	16	18	20	25	30	34	40	50	60	70	90	110	140
G	*g*	16	18	20	22	28	32	38	45	53	67	75	100	120	150
F	*f*	18	20	22	25	30	36	42	50	60	70	85	110	130	160
E, *D*	*e*	20	22	25	30	34	40	48	56	70	80	100	125	150	190

Зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм

Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r													
		до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160
		Допуски T_H, мкм													
H, *E*	*h*	28	30	35	40	40	45	55	60	70	80	110	120	160	200
D	*d*	35	40	40	45	55	60	70	80	90	100	140	160	200	250
C	*c*	45	50	55	60	70	80	90	100	120	140	180	200	250	300

Продолжение табл. 5.19

Зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм															
Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r													
		до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160
		Допуски T_H, мкм													
B	*b*	55	60	70	70	80	90	100	120	140	180	200	250	300	400
A	*a*	70	80	80	90	100	110	140	160	180	200	250	300	350	450
—	*z*	90	100	100	110	120	140	160	180	220	250	300	350	450	550
—	*y*	110	120	140	140	160	180	200	250	280	350	400	500	600	700
—	*x*	140	160	160	180	200	220	250	300	350	400	500	600	700	900



Примечания: 1. Допуск на смещение исходного контура T_H — разность предельных дополнительных смещений исходного контура (см. рис.). 2. Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r принимать по табл. 5.7. 3. Если принятый вид допуска бокового зазора не соответствует виду сопряжения (например, *B* — вид сопряжения зубьев; *a* — вид допуска бокового зазора), то допуски F_H выбираются в зависимости от вида допуска бокового зазора (т. е. *a*). 4. Значения T_H для величин $F_r > 125$ мкм при $m < 1$ мм см. ГОСТ 9178—81, значения T_H для $F_r > 160$ мкм при $m \geqslant 1$ мм см. ГОСТ 1643—81.

5.20. Наименьшие отклонения средней длины общей нормали $-E_{Wms}$, $+E_{Wmi}$, наименьшие отклонения длины общей нормали $-E_{Ws}$, $+E_{Wi}$ по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81

Слагаемое I для определения $-E_{Wms}$ или $+E_{Wmi}$ (см. примечания)											
Зубчатые колеса с $m < 1$ мм											
Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм									
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
		Отклонения E_{Wms}, E_{Wmi} (слагаемое I); E_{Ws}, E_{Wi}, мкм									
H	3—7	3	4	5	6	7	8	9	9	10	10
G	3—6	8	9	11	13	15	17	19	25	28	30
	7	11	12	13	15	17	19	21	26	28	32
	8	15	16	17	18	20	22	24	30	32	35
F	3—6	12	15	18	21	24	26	30	36	40	45
	7	15	16	19	22	25	28	32	36	40	45
	8	18	20	22	25	28	32	36	40	42	45
	9	25	28	30	32	35	38	42	42	45	50
	10	32	35	38	40	40	45	48	50	53	55
E	3—7	19	22	26	30	36	42	48	55	63	70
	8	24	26	30	35	40	45	50	60	63	70
	9	28	32	36	40	45	50	55	60	63	70
	10	38	40	42	45	50	55	60	63	70	75
D	3—7	28	34	40	48	55	63	75	85	95	105
	8	34	38	42	48	55	63	80	85	95	105
	9	38	42	48	55	60	70	80	90	100	110
	10	45	50	55	60	70	70	85	90	100	110

Продолжение табл. 5.20

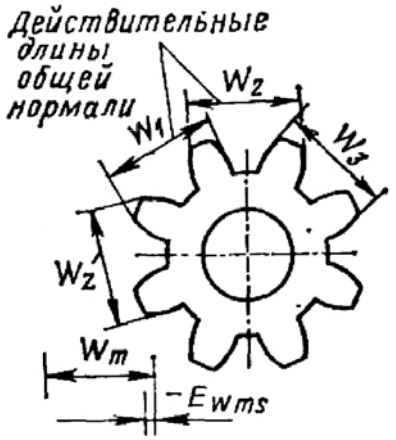
Зубчатые колеса с $m \geqslant 1$ мм										
Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм								
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
		Отклонения E_{Wms}, E_{Wmi} (слагаемое I); E_{Ws}, E_{Wi}, мкм								
H	3—6	8	10	11	12	14	16	18	20	22
	7	10	10	12	14	16	18	20	22	25
E	3—6	20	24	28	30	35	40	45	50	55
	7	25	30	30	35	40	45	50	55	60
D	3—6	30	35	40	50	55	60	70	70	90
	7	35	40	50	55	60	70	70	80	100
	8	40	50	50	60	70	70	80	90	110
C	3—6	50	60	70	80	90	100	110	120	140
	7	55	70	70	80	100	110	120	140	140
	8	60	80	80	100	110	120	140	140	160
	9	70	80	100	110	120	140	140	160	200
B	3—6	80	100	110	120	140	160	180	200	220
	7	100	110	120	140	180	180	200	200	250
	8	100	110	140	140	180	200	200	250	280
	9	110	120	140	160	200	200	250	280	300
	10	110	140	160	180	200	250	250	280	350
	11	120	160	180	200	200	250	280	280	350
A	3—6	120	140	180	200	220	250	280	300	350
	7	140	180	200	200	250	280	300	350	350
	8	160	200	200	250	280	300	350	350	400
	9	180	200	250	280	280	350	350	400	500
	10	200	200	250	280	300	350	400	400	500
	11	200	250	280	300	350	350	400	500	550

Продолжение табл. 5.20

Слагаемое II для определения $-E_{Wms}$ или $+E_{Wmi}$

Модуль m, мм	Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r, мкм															
	до 6	св. 6 до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160	св. 160 до 200 *
	Отклонения E_{Wms} или E_{Wmi} (слагаемое II), мкм															
$m < 1$	1	2	2	3	3	4	5	7	9	11	14	18	22	25	35	45
$m \geqslant 1$	2	2	2	3	3	4	5	7	9	11	14	18	22	25	35	45

Примечания: 1. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали для зубчатого колеса с внешними зубьями $-E_{Wms}$ и для колеса с внутренними зубьями $+E_{Wmi}$ ($|E_{Wms}| = |E_{Wmi}|$) — наименьшее предписанное отклонение средней длины общей нормали, осуществляемое в целях обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора. Средняя длина общей нормали W_m — среднее арифметическое из всех действительных длин (W_1, ..., W_z, см. рисунок) общих нормалей по зубчатому колесу $W_m = \dfrac{W_1 + W_2 + \ldots + W_z}{z}$. Наименьшее отклонение длины общей нормали для зубчатого колеса с внеш-



ними зубьями $-E_{Ws}$, для зубчатого колеса с внутренними зубьями $+E_{Wi}$. 2. Значения F_r по табл. 5.7. 3. Для определения E_{Wms} (E_{Wmi}) необходимо к слагаемому I, величина которого зависит от делительного диаметра d и вида сопряжения, прибавить слагаемое II, величина которого зависит от допускаемого радиального биения F_r. Пример пользования таблицей: Зубчатое колесо внешнего зацепления 8—*B* ГОСТ 1643—81 с делительным диаметром $d = 75$ мм и модулем $m = 3$ мм. Слагаемое I равно 100 мкм (для вида сопряжения *B*, 8-й степени точности и $d = 75$ мм); слагаемое II равно 11 мкм (при $F_r = 45$ мкм — по табл. 5.7 для 8-й степени точности и $d = 75$ мм). Следовательно, $-E_{Wms} = (100 + 11) = -111$ мкм или $E_{Wmi} = +111$ мкм (для колеса внутреннего зацепления). 4. Значения E_{Wms} (E_{Wmi}), E_{Ws} (E_{Wi}) при $d > 800$ мм, $F_r > 200$ мкм и для 11-й и 12-й степеней точности см. ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81.

* Для зубчатых колес с $m < 1$ мм F_r свыше 160 мкм.

5.21. Допуски на среднюю длину общей нормали T_{Wm} и на длину общей нормали T_W по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81

Модуль m, мм	Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Обозначение допусков	Допуски на радиальное биение F_r, мкм															
				до 6	св. 6 до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125	св. 125 до 160	св. 160 до 200*
				Допуски T_{Wm}, T_W, мкм																
$m < 1$	H	h	T_{Wm}	6	7	7	8	9	10	11	12	14	16	18	21	25	28	35	38
			T_W	10	11	12	14	17	20	22	26	34	40	48	60	75	95	112	130
	G	g	T_{Wm}	8	8	9	9	11	12	14	15	16	20	21	28	32	40	48	50
			T_W	11	12	14	15	19	22	26	30	36	45	50	67	80	100	130	140
	F	f	T_{Wm}	9	10	10	11	12	14	16	19	21	22	28	35	38	45	56	63
			T_W	12	14	15	17	20	24	28	34	40	48	56	75	90	110	140	160
	E, D	e	T_{Wm}	11	11	12	14	15	17	21	22	26	30	38	45	53	67	80	85
			T_W	14	15	17	20	22	28	32	38	48	53	67	85	100	130	160	180
$m \geqslant 1$	H, E	h	T_{Wm}	16	16	16	18	20	20	20	22	25	25	28	30	40	55	70	80
			T_W	20	20	20	25	28	28	30	35	40	50	60	70	80	100	140	160
	D	d	T_{Wm}	20	20	25	25	25	28	30	35	40	40	40	60	70	80	100	120
			T_W	25	25	28	28	30	35	40	50	55	60	70	100	110	140	180	200

$m \geqslant 1$	C	c	T_{Wm}	28	28	30	30	35	40	45	45	50	60	70	90	110	120	140	180
			T_W	35	35	35	35	40	50	55	60	70	80	100	120	140	180	200	280
	B	b	T_{Wm}	35	35	40	40	40	45	50	55	60	70	100	100	120	140	200	250
			T_W	35	35	40	50	50	55	60	70	80	100	120	140	180	200	280	350
	A	a	T_{Wm}	45	45	50	50	55	60	60	80	90	100	110	140	150	180	240	280
			T_W	50	50	55	55	60	70	80	100	110	120	140	180	200	250	300	350
	—	z	T_{Wm}	60	60	60	60	70	70	80	100	110	120	140	180	200	250	300	400
			T_W	60	60	70	70	70	80	100	110	120	140	180	200	250	300	350	500
	—	y	T_{Wm}	70	70	80	90	90	100	110	120	160	180	220	240	300	350	400	500
			T_W	80	80	80	100	100	110	120	140	180	200	250	280	350	400	500	600
	—	x	T_{Wm}	90	90	100	100	110	120	140	160	180	220	250	300	350	400	550	700
			T_W	100	100	110	110	120	140	140	180	200	250	280	350	400	500	600	800

Примечания: 1. Величины F_r см. табл. 5.7. 2. Если вид допуска бокового зазора не соответствует виду сопряжения, то допуски T_{Wm} и T_W выбираются в зависимости от вида допуска бокового зазора. 3. Значения T_{Wm}, T_W для $Fr >$ $>$ 200 мкм см. ГОСТ 1643—81.

* См. сноску к табл. 5.20.

5.22. Наименьшие отклонения толщины зуба — E_{cs} для цилиндрических зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм по ГОСТ 1643—81

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр d, мм								
		до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800
		Отклонение E_{cs}, мкм								
H	3—6	9	10	12	14	16	16	18	20	22
	7	10	12	14	14	16	18	20	22	25
E	3—6	22	25	30	35	40	40	45	50	60
	7	25	30	35	35	40	45	50	60	70
D	3—6	35	40	45	55	60	60	70	80	90
	7	35	45	50	60	70	70	80	90	100
	8	40	50	60	70	70	80	90	100	120
C	3—6	55	60	70	80	90	100	110	120	140
	7	60	70	80	90	100	120	140	140	160
	8	70	80	90	100	120	140	140	160	180
	9	70	90	100	120	140	140	140	180	200
B	3—6	90	100	120	140	160	160	180	200	220
	7	100	120	140	140	180	180	200	220	250
	8	100	120	140	160	180	200	220	250	300
	9	120	140	160	180	200	220	250	300	300
	10	120	140	180	180	220	250	250	300	350
	11	140	160	180	200	220	250	300	300	350
A	3—6	140	160	180	200	250	250	300	300	350
	7	150	180	200	220	250	300	350	350	400
	8	160	200	220	250	300	350	350	400	450
	9	180	200	250	300	300	350	350	450	500
	10	200	220	250	300	350	350	450	450	500
	11	200	240	300	350	350	400	450	500	600

Примечания: 1. Наименьшее отклонение толщины зуба E_{cs} — наименьшее предписанное уменьшение постоянной хорды (см. рис. к табл. 5.29), необходимое для обеспечения гарантированного бокового зазора. 2. Значений E_{cs} при $d > 800$ мм и для 12-й степени точности см. ГОСТ 1643—81.

5.23. Допуски на толщину зуба T_c для цилиндрических зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм по ГОСТ 1643—81

Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r, мкм	Вид сопряжения зубьев							
	H, E	*D*	*C*	*B*	*A*	—	—	—
	Вид допуска бокового зазора							
	h	*d*	*c*	*b*	*a*	*z*	*y*	*x*
	Допуск T_c, мкм							
До 8	20	25	35	40	50	70	80	100
Св. 8 до 10	22	30	35	45	60	70	90	120
» 10 » 12	25	30	35	50	60	70	100	120
Св. 12 до 16	30	35	45	50	70	80	100	140
» 16 » 20	30	40	50	60	70	90	120	140
» 20 » 25	35	45	60	70	80	100	140	160
Св. 25 до 32	40	50	70	70	100	140	140	180
» 32 » 40	45	60	70	90	120	140	180	220
» 40 » 50	50	70	90	100	140	160	200	250
Св. 50 до 60	70	70	100	140	140	180	250	300
» 60 » 80	70	100	140	140	180	220	300	350
» 80 » 100	90	120	160	180	220	250	350	450
Св. 100 до 125	120	140	180	220	250	350	450	500
» 125 » 160	140	180	220	300	350	400	500	700
» 160 » 200	180	200	300	350	400	500	700	800

Примечания: 1. Допуск T_c направлен в тело зуба. 2. Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r по табл. 5.7. 3. Если принятый вид допуска бокового зазора не соответствует виду сопряжения (например, *B* — вид сопряжения зубьев в передаче; *a* — вид допуска бокового зазора), то допуски T_c выбираются в зависимости от вида допуска бокового зазора (т. е. *a*). 4. Значения T_c при $F_r > 200$ мкм см. ГОСТ 1643—81.

Значения F_{d_a} и A_{d_a} выбираются в зависимости от варианта использования наружного цилиндра (см. далее раздел «Требования к точности заготовок для зубчатых колес»).

Наибольшее дополнительное смещение определяется по формуле

$$E_{Hi\ \text{пр}} = |E_{Hs\ \text{пр}}| + T_{H\ \text{пр}}. \tag{5.8}$$

3. При измерении толщины относительно рабочей оси зубчатого колеса наименьшее отклонение толщины зуба E_{cs} и допуск на толщину зуба T_c выбираются по табл. 5.22 и 5.23.

При измерении толщины зуба на базе наружного цилиндра заготовки производственные отклонения и допуски ($E_{cs\text{пр}}$ и $T_{c\ \text{пр}}$) можно определить по формулам:

$$E_{cs\ \text{пр}} = 2 \operatorname{tg} \alpha E_{Hs\ \text{пр}} = (\text{при } \alpha = 20°)\ 0{,}73 E_{Hs\ \text{пр}}; \tag{5.9}$$

$$T_{c\ \text{пр}} = 2 \operatorname{tg} \alpha T_{H\ \text{пр}} = (\text{при } \alpha = 20°)\ 0{,}73 T_{H\ \text{пр}}. \tag{5.10}$$

Тогда наибольшее отклонение толщины зуба

$$E_{ci\ \text{пр}} = 2 \operatorname{tg} \alpha E_{Hi\ \text{пр}} = (\text{при } \alpha = 20°)\ 0{,}73 E_{Hi\ \text{пр}}, \tag{5.11}$$

где $E_{Hs\ \text{пр}}$, $T_{H\ \text{пр}}$, $E_{Hi\ \text{пр}}$ определяются по формулам (5.6), (5.7), (5.8) соответственно.

4. При измерении средней длины общей нормали W значения E_{Wms} и T_{Wm} выбираются по табл. 5.20, 5.21. Эти значения были рассчитаны по формулам:

$$E_{Wms} = 2 \sin \alpha\ (|E_{Hs}| + 0{,}35 F_r) = (\text{при } \alpha = 20°)\ 0{,}68\ (|E_{Hs}| + 0{,}35 F_r); \tag{5.12}$$

$$T_{Wm} = 2 \sin \alpha\ (T_H - 0{,}7 F_r) = (\text{при } \alpha = 20°)\ 0{,}68\ (T_H - 0{,}7 F_r). \tag{5.13}$$

Тогда наибольшее отклонение средней длины общей нормали

$$E_{Wmi} = (|E_{Wms}| + T_{Wm}). \tag{5.14}$$

5. При контроле предельных отклонений измерительного межосевого расстояния верхнее предельное отклонение измерительного межосевого расстояния равно: для колес внешнего зацепления $E_{a''s} = f''_i$, для колес внутреннего зацепления $E_{a''s} = T_H$ (T_H по табл. 5.19); нижнее отклонение $E_{a''}$: для колес внешнего зацепления $E_{a''i} = -T_H$; для колес внутреннего зацепления $E_{a''i} = -f''_i$.

6. В тех случаях, когда взаимозаменяемость зубчатых колес не является обязательной (см. также п. 5 стр. 326), допускается принимать за номинальное действительное дополнительное смещение исходного контура (или действительное уменьшение средней длины общей нормали, или действительное уменьшение толщины зуба или, при $m < 1$ мм, размера по роликам) одного из колес.

При этом дополнительное смещение исходного контура (и остальные вышеперечисленные показатели) второго зубчатого колеса определяются наименьшим действительным дополнительным смещением исходного контура (или наименьшим действительным уменьшением средней длины общей нормали, или толщины зуба, или, при $m < 1$ мм, размера по роликам) на первом зубчатом колесе и выбранным видом сопряжения.

МЕТОДИКА ВЫБОРА ВИДА СОПРЯЖЕНИЯ

Расчет гарантированного бокового зазора, определяющего вид сопряжения, должен производиться с учетом: 1) температурного режима работы передачи; 2) способа смазывания и окружной скорости зубчатых колес; 3) допустимого свободного поворота зубчатых колес в пределах бокового зазора.

Боковой зазор, соответствующий температурной компенсации, определяется по формуле

$$j_{n1} = a\,[\alpha_{p1}\,(t_1 - 20°) - \alpha_{p2}\,(t_2 - 20°)]\,2\sin\alpha, \qquad (5.15)$$

при $\alpha = 20°$

$$j_{n1} = 0{,}684a\,[\alpha_{p1}\,(t_1 - 20°) - \alpha_{p2}\,(t_2 - 20°)], \qquad (5.16)$$

где a — межосевое расстояние передачи, мм; α_{p1}, α_{p2} — коэффициенты линейного расширения для материалов соответственно зубчатых колес и корпуса, $°C^{-1}$ (см. табл. 1.62); t_1, t_2 — предельные температуры, для которых рассчитывается боковой зазор, соответственно зубчатых колес и корпуса.

Величину бокового зазора (мкм), необходимую для размещения слоя смазки, ориентировочно можно определить по [8]

$$j_{n2} = (10 \div 30)\,m_n \qquad (5.17)$$

(m_n, мм), причем $\sim 10m_n$ принимают для тихоходных передач и до $30m_n$ — для особо высокоскоростных передач.

Для тихоходных кинематических передач при отсутствии принудительной смазки гарантированный боковой зазор можно принять 5—10 мкм.

Таким образом, гарантированный боковой зазор

$$j_{n\,min} \geqslant j_{n1} + j_{n2}, \qquad (5.18)$$

где j_{n1} определяется по формуле (5.16) и j_{n2} — по формуле (5.17).

Наибольший возможный боковой зазор $j_{n\,max}$ определяется по формуле [10]

$$j_{n\,max} \approx j_{n\,min} + (T_{H1} + T_{H2} + 2f_a)\,2\sin\alpha, \qquad (5.19)$$

или (при $\alpha = 20°$)

$$j_{n\,max} \approx j_{n\,min} + (T_{H1} + T_{H2} + 2f_a)\,0{,}684, \qquad (5.20)$$

где T_{Hi} (для шестерни и колеса) по табл. 5.19 и f_a по табл. 5.17.

В случае необходимости (для кинематических передач) могут быть определены:

наименьший свободный угловой поворот зубчатого колеса

$$\Delta\varphi_{min} = \frac{2j_{n\,min}}{mz\cos\alpha}\,206\text{ с}; \qquad (5.21)$$

наибольший свободный угловой поворот зубчатого колеса

$$\Delta\varphi_{max} = \frac{2j_{n\,max}}{mz\cos\alpha}\,206\text{ с}. \qquad (5.22)$$

Виды сопряжений для различных диапазонов степеней точности по нормам плавности приведены в табл. 5.15.

Наиболее часто применяются сопряжения F (для зубчатых колес с $m \leqslant 1$ мм) и B (для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм).

Сопряжение вида B гарантирует минимальную величину бокового зазора, при которой исключается возможность заклинивания стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур колес и корпуса в 25 °С.

Пример. Рассчитать необходимый гарантированный зазор и возможные свободные повороты зубчатых колес для выбранного вида сопряжения зубьев в передаче с межосевым расстоянием $a = 250$ мм с чугунным корпусом, стальными косозубыми колесами ($m_n = 5$ мм), если при работе передачи при окружной скорости до 15 м/с температура зубчатых колес достигает $t_1 = 75$ °С и температура корпуса — $t_2 = 50$ °С.

По формуле (5.16) $j_{n1} = 250\,(11{,}5\cdot 10^{-6}\cdot 55 - 10{,}5\cdot 10^{-6}\cdot 30)\,0{,}684 \approx$ $\approx 0{,}054$ мм (54 мкм), где $\alpha_{p1} = 11{,}5\cdot 10^{-6}\,°C^{-1}$ для стальных зубчатых колес и $\alpha_{p2} = 10{,}5\cdot 10^{-6}\,°C^{-1}$ для чугунного корпуса приняты по табл. 1.62.

По формуле (5.17), принимая коэффициент перед m_n равным 20, $j_{n2} =$ $= 20\cdot 5 = 100$ мкм. По формуле (5.18) $j_{n\,min} \geqslant 54 + 100 = 154$ мкм.

По табл. 5.17 выбираем вид сопряжения B, для которого $j_{n\,min} = 185$ мкм, т. е. больше 154 мкм.

Предварительно расчетным методом была определена для передачи 7-я степень точности — по трем нормам (кинематической точности, плавности работы, контакту зубьев), т. е. передача 7 — B.

По формуле (5.20) $j_{n\,max} = 185 + (120 + 180 + 2\cdot 90)\,0{,}684 \approx 513$ мкм, где $T_{H_1} = 120$ мкм и $T_{H_2} = 180$ мкм — по табл. 5.19 для вида сопряжения B и соответствующего ему V класса отклонений межосевого расстояния, а также для $F_{r1} = 40$ мкм и $F_{r2} = 56$ мкм; $f_d = 90$ мкм — по табл. 5.19 для вида сопряжения B. Радиальные биения F_{r1} и F_{r2} были определены по табл. 5.7 для 7-й степени точности по нормам кинематической точности, и для делительных диаметров колес $d_1 = 100$ мм и $d_2 = 400$ мм.

По формулам (5.21) и (5.22) наименьший и наибольший свободный угловой поворот зубчатого колеса при сборке ($j_{n\,min} = 185$ мкм, $j_{n\,max} = 513$ мкм, $\alpha = 20°$):

$$\Delta\varphi_{min\,2} = \frac{2\cdot 185}{5\cdot 80\cdot 0{,}94}\,206 = 203\text{ с} = 3'23'';$$

$$\Delta\varphi_{max\,2} = \frac{2\cdot 513}{5\cdot 80\cdot 0{,}94}\,206 = 562\text{ с} = 9'22''.$$

ТРЕБОВАНИЯ К ТОЧНОСТИ ЗАГОТОВОК ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Нормы точности на элементы заготовок стандартами не установлены. Требования к точности заготовки зависят от принятого технологического процесса обработки и методов измерения зубчатых колес. Требования к базовым поверхностям должны регламентироваться отраслевыми стандартами и стандартами предприятий.

Основными технологическими базами колес являются:

отверстие зубчатого колеса, используемое для монтажа колеса на вал; у валковых шестерен — опорные шейки вала;

наружный цилиндр зубчатого колеса, используемый в некоторых случаях для выверки заготовки на зуборезном станке и контроля размеров зуба, а в больших зубчатых колесах и для контроля равномерности шага;

базовый торец зубчатого колеса, по которому базируется заготовка при зубообработке.

В табл. 5.24 приведены требования к точности элементов заготовки, взятые по рекомендации ИСО DR 1328.

Рекомендуемые посадки при установке зубчатых колес на валы (оси) приведены в табл. 5.25.

5.24. Требования к точности заготовок (по рекомендации ИСО DR 1328, [8])

Наименование элементов	Степень точности зубчатых колес						
	4	5	6	7	8	9	10
	Квалитеты допусков основных поверхностей заготовок						
Отверстие зубчатого колеса	4	5	6	7	7	8	8
Опорные шейки валов	4	5	5	6	6	7	7
Диаметр наружного цилиндра	7	7	8	8	8	9	9
Радиальное биение * наружного цилиндра, биение базового торца, радиальное биение контрольного пояска, мкм	$0{,}01d + 5$	$0{,}016d + 10$		$0{,}025d + 15$		$0{,}04d + 25$	

Примечания: 1. Пример пользования таблицей: для зубчатого колеса 7-й степени точности допуск на размер и форму отверстия (вала) равен *IT7* (*IT6*), на диаметр наружного цилиндра *IT8*. 2. В формулах для расчета биений d — соответствующий диаметр, мм.

* Требования к радиальному биению наружного цилиндра относятся лишь к случаю использования его в качестве базовой поверхности при контроле.

Требования к шероховатости поверхностей зубьев колес (и витков червяков) приведены в табл. 2.68, часть 1 (см. также табл. 5.12).

Величины допусков на радиальное биение наружного цилиндра заготовки F_{d_a} и допусков на диаметр наружного цилиндра заготовки A_{d_a} зависят от варианта использования при обработке и контроле наружного цилиндра: 1) наружный цилиндр используется для выверки установки заготовки на зубообрабатывающем станке; 2) наружный цилиндр используется как база при контроле размеров зубьев или контроле равномерности шага; 3) наружный цилиндр используется как база при контроле размеров зубьев или контроле равномерности шага, но при измерениях учитывается действительный размер наружного цилиндра заготовки; 4) наружный цилиндр не используется в качестве базовой поверхности при установке зубчатого колеса на станке и не используется при контроле толщины зубьев.

Рекомендуемые расчетные формулы для определения F_{d_a} и A_{d_a}, а также отклонений и допусков на размеры зуба в зависимости от варианта использования наружного цилиндра приведены в табл. 5.26.

В табл. 5.27 даны рекомендуемые допуски на торцовое биение заготовок. На рабочих чертежах допуск на радиальное биение указывается относительно базового отверстия, а допуск на торцовое биение указывается на торце, по которому базируется заготовка при зубообработке, относительно отверстия колеса (или шейки вала у валковых шестерен).

5.25. Рекомендуемые посадки при установке зубчатых и червячных колес на валы и оси [1, 9]

Посадки *	Условие, определяющее выбор посадки	Область применения	Способ сборки и разборки
$\frac{H8}{s7}$, $\frac{H7}{s6}$	Колеса тяжело нагруженные и работающие с ударными нагрузками или при частоте вращения $n \geqslant 30$ об/с. Сохраняется относительное положение деталей при всех режимах работы. Допускается большое осевое усилие	В тихоходных ступенях редукторов средних и крупных размеров с дополнительным креплением шпонкой. Шестерни постоянного зацепления и шестерни третьей скорости на промежуточном валу коробки передач грузового автомобиля с дополнительным креплением их сегментными шпонками. Шестерни на валах масляных насосов тракторов. Шестерни на валах сверлильных машин	Под прессом как с нагревом, так и без нагрева
$\frac{H7}{p6}$, $\frac{H7}{r6}$	При отсутствии значительных крутящих моментов, но для достаточно прочных соединений, незначительные ударные нагрузки и вибрации. Дополнительное крепление, воспринимающее осевые нагрузки, в большинстве случаев не требуется. Сопряжения с тонкостенными деталями	Шестерни передней бабки токарных станков. Втулки муфт на валах редукторов	Под прессом (без нагрева)
$\frac{H7}{n6}$, $\frac{H7}{m6}$	Точное центрирование при ударных нагрузках и вибрациях при редких съемах колес. Все переходные посадки для зубчатых колес, воспринимающих осевые нагрузки, требуют дополнительных креплений	Шестерни на валах ковочных машин. Шестерни камнедробилок, вибрационных устройств. Конические шестеренки и колеса редукторов	Под прессом, съемниками и молотками; сборка и разборка требуют значительных усилий
$\frac{H7}{k6}$, $\frac{H7}{l_s6}$, $\frac{H8}{k6}$	При необходимости часто снимать зубчатое колесо и при неудобной разборке в труднодоступных местах машины. При значительной длине соединения посадка $\frac{H8}{k6}$ обеспечивает центрирование	Из переходных посадок наиболее часто применяется $\frac{H7}{k6}$. Посадка конических и цилиндрических зубчатых колес редукторов при спокойной работе. В приборостроении для всех видов зубчатых колес. Посадка сменных шестерен, шестерен на шпинделе станка	Под прессом, съемниками, деревянными ручниками; сборка и разборка требуют незначительных усилий

$\frac{H7}{h6}$, $\frac{H8}{h8}$, $\frac{H8}{h9}$, $\frac{H9}{h8}$	При необходимости хорошей соосности у часто снимаемых зубчатых колес $\frac{H7}{h6}$, при невысоких требованиях к соосности $\frac{H8}{h9}$, $\frac{H9}{h8}$	Для сменных шестерен на валах металлорежущих станков	Вручную
$\frac{H7}{g6}$	При легкой установке сменных колес и обеспечении свободного перемещения вдоль оси вала при точном центрировании	Передвижение шестерни перебора	
$\frac{H7}{f7}$, $\frac{H8}{f9}$, $\frac{H8}{e9}$	Перемещение шестерни от руки вдоль вала. Шестерни, свободно вращающиеся на валах, и шестерни, включаемые муфтами	Посадки свободно вращающихся шестерен с средней скоростью $\frac{H7}{f7}$, со значительной скоростью $\frac{H8}{f9}$, $\frac{H8}{e9}$	
$\frac{H7}{e8}$	Применяется при большой длине ступицы, когда требуется легкое скольжение колеса относительно вала	Блок шестерен заднего хода коробки передач грузовых автомобилей	

Примечания: 1. Кроме перечисленных могут применяться и другие посадки. Посадки с натягом не применяются, если толщина ступицы стальной шестерни от шпоночной канавки до диаметра впадин менее $2m_t\sqrt{z/20}$, где m_t — окружной модуль зубьев, z — число зубьев зубчатого колеса. Для чугунной ступицы толщина ее должна быть примерно равна $0{,}5d$, а длина — $(1\div1{,}5)\,d$, где d — диаметр вала. 3. На концах валов электродвигателей или других машин может быть применено коническое соединение деталей, при этом обеспечивается легкая разборка, лучшая соосность и меньшее биение колеса. Однако сложность выполнения такого крепления значительно повышает стоимость его изготовления. 4. Если посадка зубчатых колес с длинной втулкой на вал производится под прессом без нагрева, то для уменьшения усилия запрессовки рекомендуется применять двухступенчатые посадочные поверхности с разностью номинальных диаметров посадочных мест от 1 мм и более. 5. Для зубчатых колес с некоторыми переходными посадками и посадками с натягом предусматривается конический скос на валу (см. табл. 1.108, ч. I). 6. Для зубчатых колес на шлицевых валах применяются следующие посадки: для шлицевых соединений с прямоугольным профилем — по ГОСТ 1139—80 (СТ СЭВ 187—75, СТ СЭВ 188—75), для шлицевых соединений с эвольвентным профилем — по ГОСТ 6033—80 (СТ СЭВ 268—76, СТ СЭВ 269—76, СТ СЭВ 259—76, СТ СЭВ 517—77).

* Приводится с изменениями против источника: в таблице указаны посадки ЕСДП СЭВ, соответствующие применявшимся посадкам ОСТа.

5.26. Сводка формул для определения отклонений и допусков на заготовку и размеры зуба цилиндрических колес * [8, 10]

Вариант использования наружного цилиндра заготовки	Формулы для определения F_{d_a} и A_{d_a}	Формулы для определения отклонений и допусков на размеры зуба
Вариант 1 (для выверки установки зубчатого колеса на станке)	$F_{d_a} = 0{,}6F_r$, где F_r по табл. 5.7. A_{d_a} ** по $h14$—$h17$ СТ СЭВ 144—75 или по $h14$—$h18$ СТ СЭВ 177—75, но не более $0{,}1m$ для 3—7-й степеней точности и $0{,}2m$ для 8—12-й степеней точности	E_{Hs} — по табл. 5.18; T_H — по табл. 5.19
Вариант 2 (в качестве базы для контроля размеров зуба)	$F_{d_a} = 0{,}25T_H$, где T_H по табл. 5.19, $A_{d_a} = 0{,}5T_H$ по $h6$ — $h12$	$E_{Hs\,пр} = \lvert E_{Hs}\rvert + 0{,}09T_H$; $T_{H\,пр} = 0{,}6T_H$; $E_{cs\,пр} = \lvert E_{cs}\rvert + 0{,}09T$; $T_{c\,пр} = 0{,}6T_c$, где E_{cs} — по табл. 5.22; T — по табл. 5.23
Вариант 3 (в качестве базы для контроля размеров зуба, но с учетом действительного размера наружного цилиндра)	$F_{d_a} = 0{,}25T_H$; A_{d_a} ** по $h14$—$h17$ СТ СЭВ 144—75 или $h14$ — $h18$ СТ СЭВ 177—75	$E_{Hs\,пр} = \lvert E_{Hs}\rvert + 0{,}09T_H$; $T_{H\,пр} = 0{,}8T_H$; $E_{cs\,пр} = \lvert E_{cs}\rvert + 0{,}09T_c$; $T_{c\,пр} = 0{,}8T_c$, где E_{cs} по табл. 5.22; T_c — по табл. 5.23
Вариант 4 (не используется для выверки установки заготовки на станке и в качестве базы для контроля размера зуба)	$F_{d_a} = 0{,}1m$; A_{d_a} ** по $h14$—$h17$ СТ СЭВ 144—75 или $h14$—$h18$ СТ СЭВ 177—75	E_{Wms} по табл. 5.20; T_{Wm} — по табл. 5.21; $E_{Ms} \approx \dfrac{E_{Wms}}{\sin\alpha_D \cos\beta_b}$; $T_M \approx \dfrac{T_{Wm}}{\sin\alpha_D \cos\beta_b}$

Примечания: 1. Принятые обозначения: F_{d_a} — допуск на радиальное биение наружного цилиндра заготовки; A_{d_a} — нижнее отклонение и допуск на диаметр наружного цилиндра заготовки; m — модуль, z — число зубьев зубчатого колеса; E_{Ms} — наименьшее отклонение размера по роликам; T_M — допуск (в тело зуба) на размер по роликам; α_D — угол профиля на концентрической окружности, проходящей через центр ролика (определение α_D см. раздел «Оформление чертежей цилиндрических зубчатых колес»); β_b — угол наклона зуба на основном цилиндре. Обозначения допусков и отклонений зубчатых колес изменены против источника в соответствии с ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81. 2. Для вариантов 1, 3, 4 допуски на диаметр наружного цилиндра заготовки назначаются, как на свободные размеры.

* Указанные в таблице формулы для определения отклонений и допусков на размеры зуба по варианту 4 имеют некоторые отличия по сравнению с источниками.

** В этих случаях возможно применение и более точных квалитетов.

5.27. Допуски на торцовое биение базового торца $F_т$ цилиндрических зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм [8]

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

Примечания: 1. Значения в таблице получены по формуле $F_т = 50\frac{F_\beta}{b}$, где F_β — допуск на погрешность направления зуба; b — ширина зубчатого колеса или полушеврона. 2. Допуск на торцовое биение заготовки определяют умножением значения, взятого из таблицы, на величину $\frac{d}{100}$, где d — делительный диаметр, мм. Например, при $d = 200$ мм и ширине зубчатого колеса 50 мм для 7-й степени точности по нормам контакта $F_т = 12\frac{200}{100} = 24$ мкм.

ОФОРМЛЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Чертежи колес выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД по ГОСТ 2.403—75 (см. в части указания параметров зубчатого венца) и по другим стандартам ЕСКД.

Расчет геометрии эвольвентных цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления производится в соответствии с ГОСТ 16532—70, внутреннего зацепления — ГОСТ 19274—73; основные параметры (межосевые расстояния, передаточные числа и т. д.) передач — по ГОСТ 2185—66 и ГОСТ 13733—77.

На изображении мелко- и крупномодульного зубчатого колеса (рис. 5.3) должно быть указано следующее.

1. Диаметр вершин зубьев d_a. Для зубчатых колес внешнего зацепления при высотной коррекции ($x_1 = -x_2$)

$$d_a = d + 2m\left(h_a^* + x\right), \tag{5.23}$$

где $d = mz$ — для прямозубых колес или $d = \frac{mz}{\cos\beta}$ — для косозубых колес; коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$ для стандартного исходного контура по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81.

Для зубчатых колес с внутренними зубьями

$$d_{a2} = d_2 - 2m\left(h_a^* - x_2\right). \tag{5.24}$$

Отклонения диаметра вершин зубьев (наружного цилиндра) заготовки A_{d_a} и допуски на радиальное биение F_{d_a} определяются по формулам табл. 5.26 в зависимости от варианта использования наружного цилиндра заготовки. Отклонение A_{d_a} для колес с внешними зубьями отрицательное (поле допуска с основным от

клонением h), для колес с внутренними зубьями положительное (поле допуска с основным отклонением H).

Расчетные значения F_{d_a} рекомендуется округлять в меньшую сторону до стандартного значения (см. табл. 2.40, ч. 1).

2. Ширина зубчатого венца b. Отклонения b — по полю допуска $h11$, $h12$, $h13$, $h14$ (см. табл. 1.28; 1.43, ч. 1).

3. Угол сектора по окружности вершин зубьев (для зубчатого сектора).

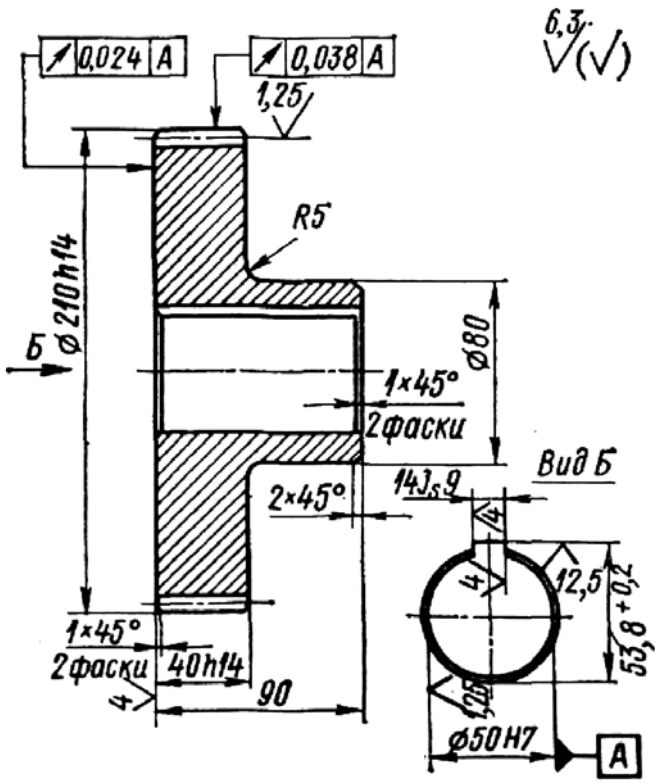


Рис. 5.3

Модуль	m	3
Число зубьев	z	68
Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755—81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643—81	—	8—7—7—*Ва*
Данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев	W	$69{,}28^{-0{,}157}_{-0{,}297}$
Делительный диаметр	d	204
Прочие справочные данные		

4. Размеры фасок или радиусы кривизны линий притупления на кромках зубьев. (Фаски или радиусы допускается указывать в технических требованиях чертежа.)

5. Шероховатость поверхностей зубьев (см. табл. 2.68, ч. 1, 5.12).

6. Глубина модификации — для зубчатых колес с продольной модификацией зубьев.

На чертеже также указываются биение базового торца (см. табл. 5.27), предельные отклонения отверстия в соответствии с выбранной посадкой (см. табл. 5.25), отклонения размеров элементов шпоночного или шлицевого соединения (см. табл. 4.65, 4.66, 4.68, 4.71—4.74 и др.).

В правом верхнем углу поля чертежа помещается таблица параметров зубчатого венца, состоящая из трех частей [1] (отделяемых сплошными основными линиями):

а) основные данные;

б) данные для контроля;

в) справочные данные.

В первой части таблицы должно быть приведено следующее.

1. Модуль m (см. табл. 5.3).

2. Число зубьев z (для зубчатого сектора — число зубьев секторного зубчатого колеса).

[1] Неиспользуемые строчки таблицы параметров исключаются или прочеркиваются.

3. Угол наклона линии зуба β (для косозубых колес $\beta \approx 7 \div 25°$; для шевронных — обычно $\beta \approx 25 \div 35°$).

4. Надписи «правое» или «левое» (указывающие направление линии зуба), для шевронных колес — «шевронное».

5. Нормальный исходный контур: для стандартного со ссылкой на ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81, для нестандартного — с необходимыми параметрами, его определяющими (подробнее см. ГОСТ 2.403—75).

5.28. Размеры *M* по роликам цилиндрического прямозубого колеса при высотной коррекции [3]

z_1	x	Размеры M (мм) при следующих значениях m (D, мм)					
		0,3 (0,572)	0,4 (0,796)	0,5 (1,008)	0,6 (1,157)	0,8 (1,553)	1,0 (1,833)
8	0,529	3,452	4,676	5,844	6,918	9,242	11,280
9	0,471	3,648	5,021	6,284	7,403	9,898	12,085
10	0,412	4,020	5,445	6,849	8,076	10,796	13,197
11	0,353	4,267	5,777	7,233	8,573	11,601	14,021
12	0,294	4,590	6,209	7,804	9,217	12,318	15,087
13	0,235	4,841	6,444	8,225	9,719	12,989	15,921
14	0,177	5,154	6,963	8,749	10,363	13,824	16,980
15	0,118	5,406	7,302	9,173	10,851	14,499	17,796
16	0,059	5,711	7,710	9,685	11,462	15,314	18,807

6. Коэффициент смещения x (табл. 5.28 или ГОСТ 16532—70). Для прямозубых колес без смещения ($x = 0$) при $\alpha = 20°$ и $h_a^* = 1$ наименьшее число зубьев, свободное от подрезания, $z_{\min} = 17$. Для прямозубых колес со смещением ($x > 0$)

$$z_{\min} = \frac{2\left(h_a^* - x\right)}{\sin^2 \alpha}. \qquad (5.25)$$

Для косозубых колес без смещения ($x = 0$)

$$z_{\min} = \frac{2h_a^* \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t}, \qquad (5.26)$$

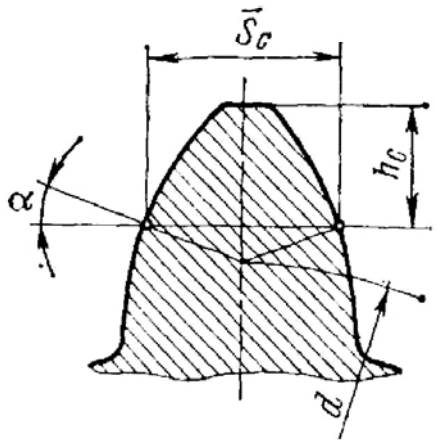
при $\beta = 20°$ $z_{\min} = 15$; при $\beta = 30°$ $z_{\min} = 12$ (для косозубых колес со смещением x и $z_{\min}$ см. ГОСТ 16532—70).

7. Степень точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакту зубьев, а также выбранный вид сопряжения (и при необходимости — вид допуска бокового зазора) в соответствии с ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81 (см. разделы «Выбор степени точности зубчатых передач», «Методика выбора вида сопряжения»).

Во второй части таблицы (данные для контроля) приводятся размеры и отклонения для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов: 1) постоянная хорда зуба $\bar{s}_c$ и высота до постоянной хорды $\bar{h}_c$; 2) длина общей нормали W; 3) толщина по хорде зуба $\bar{s}_y$ и высота до хорды $\bar{h}_{ay}$; 4) торцовый размер по роликам (шарикам) M и диаметр ролика (шарика) D, $\bar{s}_c$ и $\bar{h}_c$ определяются по табл. 5.29.

При измерении толщины зуба на базе рабочей оси наименьшее отклонение E_{cs} и допуск на толщину зуба T_c выбираются по табл. 5.22, 5.23. При измерениях на базе наружного цилиндра $E_{cs\,\text{пр}}$ и $T_{c\text{пр}}$ рассчитываются по формулам табл. 5.26 (вариант 2 табл. 5.26). При измерениях толщины зуба по постоянной хорде на базе наружного цилиндра заготовки, но с учетом его действительного

5.29. Размеры зуба по постоянной хорде для некорригированных колес при $\alpha = 20°$ и $x_{1,2} = 0$ [9, 10]



$$\bar{s}_c = m_n \frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha; \quad \bar{h}_c = \left(1 - \frac{\pi}{8} \sin^2 \alpha\right) m_n$$

при $\alpha = 20°$

$(\bar{s}_c = 1{,}387 m_n; \quad \bar{h}_c = 0{,}7476 m_n)$

Модуль нормальный m_n, мм	Постоянная хорда $\bar{s}_c$	Высота до постоянной хорды $\bar{h}_c$	Модуль нормальный m_n, мм	Постоянная хорда $\bar{s}_c$	Высота до постоянной хорды $\bar{h}_c$
0,4	0,55	0,299	(3,25)	4,508	2,430
0,5	0,694	0,374	3,5	4,855	2,617
0,6	0,832	0,449	(3,75)	5,201	2,803
0,7	0,971	0,523	4	5,548	2,990
0,8	1,110	0,598	(4,25)	5,895	3,177
1	1,387	0,748	4,5	6,242	3,364
1,25	1,734	0,934	5	6,935	3,738
1,5	2,081	1,121	5,5	7,629	4,112
1,75	2,427	1,308	6	8,322	4,485
2	2,774	1,495	(6,5)	9,016	4,859
2,25	3,121	1,682	7	9,709	5,233
2,5	3,468	1,869	8	11,096	5,981
2,75	3,814	2,056	9	12,483	6,728
3	4,161	2,243	10	13,870	7,476

Примечание. Для корригированных колес внешнего зацепления толщина зуба определяется по формуле $\bar{s}_c + xm_n \sin 2\alpha$; высота до постоянной хорды — $\bar{h}_c - xm_n \sin^2 \alpha$, где $\bar{s}_c$ и $\bar{h}_c$ — значения из таблицы; x — коэффициент смещения; α — угол профиля зуба.

размера (вариант 3 табл. 5.26), в таблице параметров на чертеже зубчатого колеса указывают высоту до постоянной хорды в виде формулы

$$h_c = \frac{d_{ад}}{2} - G, \tag{5.27}$$

где вместо G указывают его численное значение: $G = \frac{d}{2} + \left(\frac{\pi}{8} \sin 2\alpha + x \sin^2 \alpha\right) m$. Там же делают указание, что $d_{ад}$ — действительное значение диаметра заготовки. Например, для прямозубого колеса с модулем $m = 5$ мм, $z = 60$, $\alpha = 20°$, $x = 0$

$$G = \frac{mz}{2} + \frac{\pi m}{8} \sin 2\alpha = \frac{5 \cdot 60}{2} + \frac{3{,}14 \cdot 5}{8} \sin 40° = 150 + 1{,}262 = 151{,}262 \text{ мм};$$

на чертеже указывается: «$\bar{h}_c = \frac{d_{ад}}{2}$ — 151,262, где $d_{ад}$ — действительный диаметр заготовки, мм». Отклонения $\bar{s}_c$ назначаются в соответствии с вариантом 3 табл. 5.26.

Длина общей нормали W определяется по табл. 5.30. Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E_{Wms} и допуск T_{Wm} — по табл. 5.20, 5.21.

Толщина по хорде зуба $\bar{s}_y$ и высота до хорды $\bar{h}_{ay}$ определяются по ГОСТ 16532—70. Отклонения $\bar{s}_y$ рассчитываются аналогично $\bar{s}_c$ (толщина зуба — по постоянной хорде).

При измерении толщины зуба при помощи роликов их размеры (диаметр D) можно принимать в соответствии с ГОСТ 2475—62, при этом для колес внешнего зацепления $D \geqslant 1{,}68m$, для колес внутреннего зацепления $D \geqslant 1{,}5m$ (табл. 5.31).

Для определения размера по роликам M вычисляют угол профиля α_D из соотношения

$$\operatorname{inv}\alpha_D = \operatorname{inv}\alpha_t \pm \frac{D}{mz\cos\alpha} \pm \frac{\pi/2 \mp 2x\operatorname{tg}\alpha}{z}, \qquad (5.28)$$

где верхний знак принимается для колес с внешними зубьями, нижний — для колес с внутренними зубьями; $\operatorname{inv}\alpha_i = \operatorname{tg}\alpha_i - \frac{\alpha_i \pi}{180^\circ}$ (при $\alpha_t = 20^\circ$ $\operatorname{inv}\alpha_t = \operatorname{inv}20^\circ = 0{,}014904$), значения функции $\operatorname{inv}\alpha_i$ см., например, [9, 13]; α_t определяется из соотношения $\operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$.

Размер по роликам (шарикам) M для колес с внешними прямыми и косыми зубьями и четным их числом

$$M = d\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_D} + D. \qquad (5.29)$$

Размер M по роликам (шарикам) для прямозубых колес или размер по шарикам косозубых колес с четными числами зубьев

$$M = d\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_D}\cos\frac{90^\circ}{z} + D. \qquad (5.30)$$

Размер M по роликам косозубых колес с нечетным числом зубьев

$$M = \frac{d\cos\alpha_t}{2\cos\alpha_D\operatorname{tg}\beta_D}\sqrt{\lambda^2 + 4\operatorname{tg}^2\beta_D\cos^2\left(\frac{90^\circ}{z} + \frac{\lambda}{2}\right)} + D, \qquad (5.31)$$

где $\operatorname{tg}\beta_D = \cos\alpha_t \operatorname{tg}\beta/\cos\alpha_D$; λ — корень уравнения $\sin\left(\frac{180^\circ}{z} + \lambda\right)\operatorname{tg}^2\beta_D - \lambda = 0$ (упрощенное определение λ см. ГОСТ 16532—70).

Размеры M по роликам для прямозубых колес внешнего зацепления см. [9] и табл. 5.28, внутреннего зацепления [10].

Наименьшее отклонение размера по роликам E_{Ms} и допуск T_M рассчитываются по формулам табл. 5.26. В таблице параметров указываются предельные отклонения E_{Ms} и $E_{Mi} = E_{Ms} + T_M$.

Здесь же (данные для контроля), в таблице параметров, для зубчатых колес с нестандартным исходным контуром приводятся также установленные конструктором значения допусков и отклонений по показателям одного из контрольных комплексов для контроля по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев в передаче и бокового зазора (см. ГОСТ 1643—81, ГОСТ 9178—81 и [8, 10]).

5.30. Значения длины общей нормали W для прямозубых и косозубых колес при $m = 1$ мм, $\alpha = 20°$ и $x = 0$, мм [10]

Прямозубые колеса						
z	z_n	W_1	z_n	W_1	z_n	W_1
8	1	1,58811	2	4,54024	—	—
9	1	1,60211	2	4,55424	—	—
10	1	1,61612	2	4,56825	—	—
11	1	1,63012	2	4,58225	—	—
12	1	1,64413	2	4,59626	3	7,54839
13	1	1,65813	2	4,61026	3	7,56239
14	1	1,67214	2	4,62427	3	7,57640
15	1	1,68614	2	4,63827	3	7,59040
16	1	1,70015	2	4,65228	3	7,60441
17	1	1,71415	2	4,66628	3	7,61841
18	1	1,72816	2	4,68029	3	7,63242
19	2	4,69429	3	7,64642	4	10,59855
20	2	4,70830	3	7,66043	4	10,61256
21	2	4,72230	3	7,67443	4	10,62656
22	2	4,73631	3	7,68844	4	10,64057
23	2	4,75031	3	7,70244	4	10,65457
24	2	4,76432	3	7,71645	4	10,66858
25	2	4,77832	3	7,73045	4	10,68258
26	2	4,79233	3	7,74446	4	10,69659
27	2	7,80633	3	7,75846	4	10,71059
28	3	7,77247	4	10,72460	5	13,67673
29	3	7,78647	4	10,73860	5	13,69074
30	3	7,80048	4	10,75261	5	13,70474
31	3	7,81448	4	10,76661	5	13,71874
32	3	7,82849	4	10,78062	5	13,73275
33	3	7,84249	4	10,79462	5	13,74675
34	3	7,85650	4	10,83863	5	13,76076
35	3	7,87051	4	10,82264	5	13,77477
36	3	7,88451	4	10,83664	5	13,78877
37	4	10,85065	5	13,80278	6	16,75491
38	4	10,86465	5	13,81678	6	16,76892
39	4	10,87866	5	13,83079	6	16,78292
40	4	10,89266	5	13,84479	6	16,79692
41	4	10,90667	5	13,85880	6	16,81093
42	4	10,92067	5	13,87280	6	16,82493
43	4	10,93468	5	13,88681	6	16,83894
44	4	10,94868	5	13,90081	6	16,85294
45	4	10,96269	5	13,91482	6	16,86695
46	5	13,92882	6	16,88095	7	19,83308
47	5	13,94283	6	16,89496	7	19,84709
48	5	13,95683	6	16,90896	7	19,86109
49	5	13,97084	6	16,92297	7	19,87510
50	5	13,98484	6	16,93697	7	19,88910
51	5	13,99885	6	16,95098	7	19,90311
52	5	14,01285	6	16,96498	7	19,91711
53	5	14,02686	6	16,97899	7	19,93112
54	5	14,04086	6	16,99299	7	19,94512
55	6	17,00700	7	19,95913	8	22,91126
56	6	17,02100	7	19,97313	8	22,92527
57	6	17,03501	7	19,98713	8	22,93927
58	6	17,04901	7	20,00114	8	22,95327
59	6	17,06302	7	20,01515	8	22,96728
60	6	17,07702	7	20,02915	8	22,98128
61	6	17,09103	7	20,04316	8	22,99529
62	6	17,10503	7	20,05716	8	23,00929
63	6	17,11904	7	20,07117	8	23,02330
64	7	20,08517	8	23,03730	9	25,98943
65	7	20,09918	8	23,05131	9	26,00344
66	7	20,11318	8	23,06531	9	26,01744
67	7	20,12719	8	23,07932	9	26,03145
68	7	20,14120	8	23,09333	9	26,04546
69	7	20,15520	8	23,10733	9	26,05946
70	7	20,16921	8	23,12134	9	26,07347
71	7	20,18321	8	23,13534	9	26,08747
72	7	20,19722	8	23,14935	9	26,10148

Продолжение табл. 5.30

Прямозубые колеса						
z	z_n	W_1	z_n	W_1	z_n	W_1
73	8	23,16335	9	26,11548	10	29,06761
74	8	23,17736	9	26,12949	10	29,08162
75	8	23,19136	9	26,14349	10	29,09562
76	8	23,20537	9	26,15750	10	29,10963
77	8	23,21937	9	26,17150	10	29,12363
78	8	23,23338	9	26,18551	10	29,13764
79	8	23,24738	9	26,19951	10	29,15164
80	8	23,26139	9	26,21352	10	29,16565
81	8	23,27539	9	26,22752	10	29,17965
82	9	26,24153	10	29,19366	11	32,14579
83	9	26,25553	10	29,20766	11	32,15979
84	9	26,26954	10	29,22167	11	32,17380
85	9	26,28354	10	29,23567	11	32,18780
86	9	26,29755	10	29,24968	11	32,20181
87	9	26,31155	10	29,26368	11	32,21581
88	9	26,32556	10	29,27769	11	32,22982
89	9	26,33956	10	29,29169	11	32,24382
90	9	26,35357	10	29,30570	11	32,25783
91	10	29,31970	11	32,27183	12	35,22396
92	10	29,33371	11	32,28584	12	35,23797
93	10	29,34771	11	32,29984	12	35,25197
94	10	29,36172	11	32,31385	12	35,26598
95	10	29,37572	11	32,32785	12	35,27998
96	10	29,38973	11	32,34186	12	35,29399
97	10	29,40373	11	32,35586	12	35,30799
98	10	29,41774	11	32,36987	12	35,32200
99	10	29,43175	11	32,38387	12	35,33600
100	11	32,39788	12	35,35001	13	38,30214
101	11	32,41194	12	35,36407	13	38,31620
102	11	32,42595	12	35,37808	13	38,33021
103	11	32,43995	12	35,39208	13	38,34421
104	11	32,45396	12	35,40609	13	38,35822
105	11	32,46796	12	35,42009	13	38,37222
106	11	32,48197	12	35,43410	13	38,38623
107	11	32,49597	12	35,44810	13	38,40023
108	12	35,46211	13	38,41424	14	41,36637
109	12	35,47612	13	38,42825	14	41,38038
110	12	35,49012	13	38,44225	14	41,39438
111	12	35,50413	13	38,45626	14	41,40839
112	12	35,51813	13	38,47026	14	41,42239
113	12	35,53214	13	38,48427	14	41,43640
114	12	35,54614	13	38,49827	14	41,45040
115	12	35,56015	13	38,51228	14	41,46441
116	12	35,57416	13	38,52629	14	41,47842
117	13	38,54029	14	41,49242	15	44,44455
118	13	38,55430	14	41,50643	15	44,45856
119	13	38,56830	14	41,52043	15	44,47256
120	13	38,58231	14	41,53444	15	44,48657
121	13	38,59631	14	41,54844	15	44,50057
122	13	38,61032	14	41,56245	15	44,51458
123	13	38,62433	14	41,57646	15	44,52859
124	13	38,63833	14	41,59046	15	44,54259
125	13	38,65234	14	41,60447	15	44,55660

Примечания: 1. Принятые обозначения: z_n — число зубьев, охватываемых при измерении. 2. Значения длины общей нормали W_1 при $m = 1$ мм, приведенные в таблице, определены по формуле $W_1 = \cos\alpha\,[\pi\,(z_n - 0{,}5) + z\,\mathrm{inv}\,\alpha]$. 3. Значения z_n и W_1, помещенные в среднем столбце, предпочтительны к применению. 4. Правило пользования таблицей: значения длины общей нормали W для колес с $m \neq 1$ мм определяются умножением значений W_1, данных в таблице, на величину модуля m, $W = W_1 m$. 5. Для корригированных колес длина общей нормали $W_{кор} = W + 2xm\sin\alpha$; при $\alpha = 20°$ $W_{кор} = W + 0{,}684\,xm$.

Продолжение табл. 5.30

Косозубые колеса

А. Определение углового коэффициента k_β

β, ...°	k_β	Разность	β, ...°	k_β	Разность	β, ...°	k_β	Разность	β, ...°	k_β	Разность
5	1,0110	48	14	1,0899	141	23	1,2658	275	32	1,5951	505
6	1,0158	58	15	1,1040	153	24	1,2933	295	33	1,6456	541
7	1,0216	68	16	1,1193	166	25	1,3228	315	34	1,6997	580
8	1,0284	77	17	1,1359	180	26	1,3543	337	35	1,7577	623
9	1,0361	86	18	1,1539	193	27	1,3880	360	36	1,8200	668
10	1,0447	97	19	1,1732	206	28	1,4240	386	37	1,8868	718
11	1,0544	107	20	1,1938	223	29	1,4626	412	38	1,9586	770
12	1,0651	118	21	1,2161	240	30	1,5038	441	39	2,0356	828
13	1,0769	130	22	1,2401	257	31	1,5479	472	40	2,1184	892

Б. Определение десятитысячных долей общей нормали, приходящихся на дробные части условного числа зубьев

z_y	0,0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,0	0	1	3	4	6	7	8	10	11	13
0,1	14	15	17	18	20	21	22	24	25	27
0,2	28	29	31	32	34	35	36	38	39	41
0,3	42	43	45	46	48	49	51	52	53	55
0,4	56	57	59	60	61	63	64	66	67	69
0,5	70	71	73	74	76	77	79	80	81	83
0,6	84	85	87	88	89	91	92	94	95	97
0,7	98	99	101	102	104	105	106	108	109	111
0,8	112	114	115	116	118	119	120	122	123	124
0,9	126	127	129	130	132	133	135	136	137	139

Примечание. Принятые обозначения: k_β — угловой коэффициент, зависящий от угла наклона линии зуба β; z_y — условное число зубьев.

Пример пользования таблицами А и Б: Определить длину общей нормали косозубого колеса с модулем $m_n = 4$ при числе зубьев $z = 23$ с углом наклона зубьев $\beta = 20°$: 1) условное число зубьев $z_y = zk_\beta = 23 \cdot 1{,}1938 = 27{,}4574$; k_β по табл. А; 2) длина общей нормали W_1 для целого числа зубьев 27 $W_1 = 7{,}75846$ при $z_n = 3$; 3) значения длины общей нормали, приходящейся на дробные части условного числа зубьев z_y, $W_1'' = 0{,}0063$ при $z_y = 0{,}45$ по табл. Б; $W_1''' = 0{,}000104$ при $z_y = 0{,}0074$ по табл. Б; 4) значение полной длины общей нормали для колеса с $z_y = 27{,}4574$ и модуля $m_n = 1$ мм; $W_1 = W' + W'' + W''' = 7{,}75846 + 0{,}0063 + 0{,}0001 = 7{,}76486$; 5) значение длины общей нормали W для колеса с $m_n = 4$ мм $W = W_1 m = 7{,}76486 \cdot 4 \approx 31{,}059$ мм.

5.31. Диаметры роликов D, принимаемые для соответствующих модулей [3]

Модуль m, мм	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1
D, мм	0,577	0,722	0,866	1,010	1,443	1,732

Модуль m, мм	1,25	1,5	2	2,5	3
D, мм	2,309	2,598	3,464	4,141	5,176

Примечание. Диаметры роликов D по ГОСТ 2475—62.

В третьей части таблицы (справочные данные) указываются: 1) делительный диаметр $d = zm/\cos\beta$; 2) число зубьев сектора; 3) при необходимости — прочие справочные данные: размеры для контроля торцового профиля зуба; основной угол наклона β_b; размеры для контроля взаимного положения одноименных профилей зубьев; обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса (подробнее см. ГОСТ 2.403—75).

Пример 1. Определить некоторые отклонения по рис. 5.3.

1. Диаметр вершин зубьев по формуле (5.23) $d_a = 3 \cdot 68 + 2 \cdot 3\,(1 + 0) = 210$ мм.

Радиальное биение наружного цилиндра заготовки F_{d_a} назначаем по формуле варианта 1 табл. 5.26 — вариант использования наружного цилиндра (для выверки установки колеса на станке) — $F_{d_a} = 0{,}6F_r = 0{,}6 \cdot 63 = 37{,}8$ мкм, где F_r — по табл. 5.7. Принимаем $F_{d_a} = 0{,}038$ мм.

Отклонения наружного цилиндра A_{d_a} принимаем по полю допуска $h14$.

2. Биение базового торца F_T по табл. 5.27 для 7-й степени точности по нормам контакта при ширине зубчатого колеса $b = 40$ мм; $F_T = 24$ мкм $= 0{,}024$ мм.

3. Длина общей нормали W по табл. 5.30 для $z = 68$ $W_1 = 23{,}09333$ при $z_n = 8$. Тогда $W = W_1 m = 23{,}09333 \cdot 3 = 69{,}27999 \approx 69{,}280$ мм (округляя до 1/1000 мм).

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали E_{Wms} определяем по табл. 5.20. Слагаемое I равно 140 мкм для вида сопряжения B и 7-й степени точности по нормам плавности; слагаемое II равно 18 мкм при величине допуска на радиальное биение $F_r = 63$ — по табл. 5.7. Тогда $E_{Wms} = 140 + 18 = 158$ мкм.

Допуск на среднюю длину общей нормали T_{Wm} определяем по табл. 5.20. $T_{Wm} = 140$ мкм для вида допуска бокового зазора a и значения $F_r = 63$ мкм — по табл. 5.7. (Для передачи 8—7—7—В ГОСТ 1643—72 $T_{Wm} = 100$ мкм — для вида сопряжения B и вида допуска бокового зазора b.)

Нижнее отклонение средней длины общей нормали $(|E_{Wms}| + T_{Wm}) = -(158 + 140) = -298$ мкм.

Таким образом, в таблице чертежа должно быть проставлено для длины общей нормали $69{,}28^{-0{,}158}_{-0{,}298}$.

НАЗНАЧЕНИЕ ДОПУСКОВ НА ОТНОСИТЕЛЬНОЕ РАСПОЛОЖЕНИЕ ОТВЕРСТИЙ ПОД ОПОРЫ ВАЛОВ В КОРПУСЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 9178—81 регламентируются погрешности взаимного расположения осей собранной передачи.

Допустимые отклонения расстояний между центрами отверстий в корпусе f'_a, допуски на перекос f'_y и непараллельность f'_x прямых, проходящих через центры отверстий под опоры валов, устанавливаются с учетом допусков на погрешности расположения рабочих осей зубчатых колес (f_x, f_y, f_a — по табл. 5.10, 5.16), возможных эксцентриситетов опор валов и конструктивных параметров передачи.

Отклонения межосевого расстояния f_{ar}, перекос f_{yr} и непараллельность f_{xr} осей в передаче являются замыкающими звеньями (обеспечиваются при сборке), поэтому допуски f'_a, f'_y, f'_x следует получить решением соответствующих размерных цепей (см. гл. 3 и [9]).

Для изготовленного корпуса с несимметричным расположением опор валов относительно средней плоскости передачи (рис. 5.4) используются, например, условия [8]:

$$\pm\left(f_x \frac{L}{b_w} - 2e_\Sigma\right)\frac{c}{L} - f_a \leqslant \frac{f_{a\,кл} + f_{a\,кп}}{2} \leqslant \pm\left(f_x \frac{L}{b_w} - 2e_\Sigma\right)\frac{c}{L} + f_a, \qquad (5.32)$$

где знак плюс берется, если $f_{a\,кл} > f_{a\,кп}$;

$$f'_x = f_{a\,кл} - f_{a\,кп} \leqslant f_x \frac{L}{b_w} - e_\Sigma; \qquad (5.33)$$

$$f'_y \leqslant f_y \frac{L}{b_w} - e_\Sigma,$$

где f_x по табл. 5.10; L — расстояние между средними плоскостями опор валов в корпусе; e_Σ — суммарный эксцентриситет опор (например, смещение осей до-

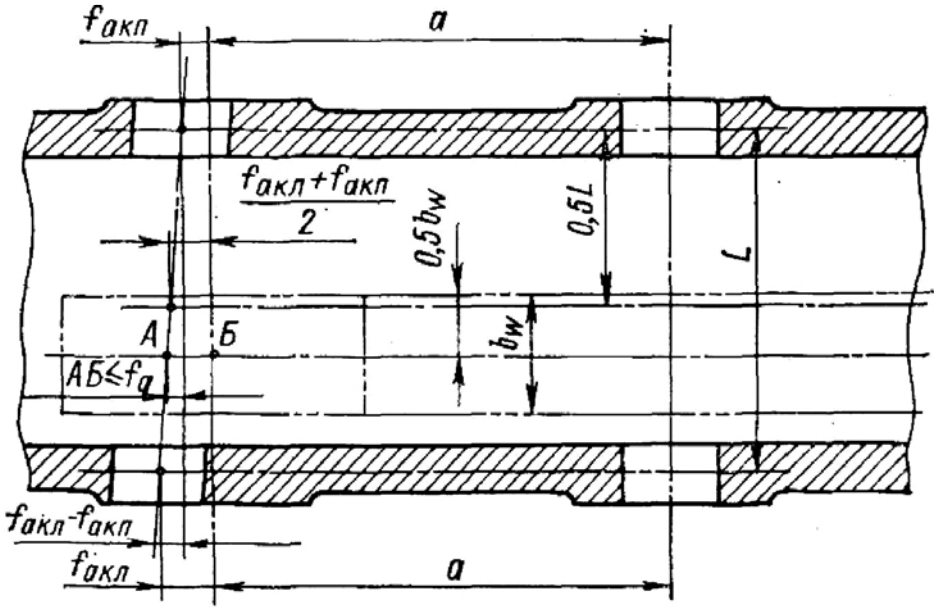


Рис. 5.4

рожки качения и посадочной поверхности наружного кольца подшипника и др.), $e_\Sigma \approx \sqrt{e_л^2 + e_п^2}$, $e_л$ и $e_п$ — эксцентриситеты соответственно левых и правых опор валов; $f_{a\,кл}$ и $f_{a\,кп}$ — отклонения межцентрового расстояния расточек в корпусе по левой и правой сторонам; c — расстояние между средними плоскостями передачи и корпуса; f_a — по табл. 5.17; f'_x и f'_y — соответственно непараллельность и перекос осей отверстий в корпусе; f_y по табл. 5.10.

Получаемые при решении размерных цепей расчетные значения f'_a, f'_x и f'_y проставляются на чертеже корпуса передачи.

Допуски f'_a, f'_x, f'_y можно принимать равными:

$$\pm f'_a = \pm 0{,}8 f_a; \quad f'_x = 0{,}8 f_x \frac{L}{b_c}; \quad f'_y = 0{,}8 f_y \frac{L}{b_c}, \qquad (5.34)$$

где L показано на рис. 5.5, b_c — среднее значение интервала ширины зубчатого колеса (см. табл. 5.10).

Например, для передачи 8—7—7—*Ва* ГОСТ 1643—81 с межосевым расстоянием $a = 630$ мм при ширине зубчатого колеса $b_w = 70$ мм (модуль $m = 3$ мм) и при расстоянии между средними плоскостями опор $L = 280$ мм предельные отклонения межцентрового расстояния равны: $\pm f'_a = \pm 0{,}8 \cdot 140 = \pm 112$ мкм, где $f_a = 140$ мкм по табл. 5.17 для вида сопряжения B и значения $a = 630$ мм. В чертеже корпуса указывают значения межосевого расстояния и предельные отклонения $630 \pm 0{,}11$.

Допуски на непараллельность и перекос отверстий в корпусе:

$$f'_x = 0{,}8 \cdot 16 \frac{280}{70} = 51{,}2 \text{ мкм} \approx 0{,}05 \text{ мм};$$

$$f'_y = 0{,}08 \cdot 8 \frac{280}{70} = 25{,}6 \text{ мкм} \approx 0{,}025 \text{ мм},$$

где $f_x = 16$ мкм для 7-й степени точности по нормам контакта зубьев в передаче при $b_w = 70$ мм (табл. 5.10); $f_y = 8$ мкм (табл. 5.10); $b_c = \frac{40 + 100}{2} = 70$ мм (см. табл. 5.10).

При наличии на валу нескольких колес различных степеней точности допуски f'_x и f'_y назначаются по передаче более высокой точности. При многоопорных валах принимается наименьшее L между соседними опорами корпуса. При консольном расположении колеса на одноопорной оси принимается L от середины опоры до середины ступицы зубчатого колеса.

5.4. ЗУБЧАТЫЕ КОНИЧЕСКИЕ И ГИПОИДНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

НОРМЫ ТОЧНОСТИ

Показатели кинематической точности, плавности работы и показатели, определяющие контакт зубьев, для передач, пар (в случае поставки парами) и зубчатых колес приведены в табл. 5.32—5.34.

Допуски и отклонения по нормам кинематической точности, нормам плавности работы и нормам контакта зубьев приведены в табл. 5.35—5.41.

В таблицах даны значения норм тех показателей, которые в основном будут необходимы конструктору при расчете или выборе степеней точности при разработке рабочих чертежей зубчатых колес со стандартным исходным контуром и выполнении некоторых инженерных расчетов (например, размерных цепей). При необходимости использования иных показателей точности, из числа указанных в табл. 5.32—5.34, значения допусков и отклонения по различным нормам см. ГОСТ 9368—81 (СТ СЭВ 313—77) и ГОСТ 1758—81 (СТ СЭВ 186—75).

При пользовании табл. 5.35—5.41 необходимо учитывать следующие положения.

1. В зависимости от условий работы зубьев по левым и правым профилям допускается назначать для них отклонения из разных степеней точности по нормам кинематической точности (кроме F_r), нормам плавности и нормам контакта зубьев. По каждой из норм точности степень точности шестерни и колеса передачи должна назначаться единой.

2. Для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм правила определения пятна контакта, относительные размеры пятна контакта сопряженных поверхностей зубьев, место его расположения на этих поверхностях устанавливаются конструктором в зависимости от служебного назначения передачи, степени нагруженности, жесткости и геометрических особенностей рабочих поверхностей зубьев.

Для зубчатых колес, имеющих продольную модификацию зубьев, не допускается усиление контактного давления на кромке зуба у внутреннего или внешнего торцев.

Для колес, имеющих профильную модификацию зубьев, не допускаются усиление контактного давления на кромках у вершин зубьев и разрывы пятна контакта по высоте.

Если не указаны специальные требования по нагрузке (торможению) зубчатой передачи, пятно контакта устанавливается при легком торможении, обеспечивающем непрерывное контактирование зубьев колес.

5.32. Показатели кинематической точности конических и гипоидных * зубчатых передач и колес по ГОСТ 1758—81 (СТ СЭВ 186—75) и ГОСТ 9368—81 (СТ СЭВ 313—77)

Контролируемый объект	Показатель	Обозначение допусков	Степень точности	
			$m <$ <1 мм	$m \geqslant$ $\geqslant$ 1 мм
Зубчатые передачи	F'_{ior}	F'_{io}	4—8	4—8
	F_{vjr}, F_{cr}	F_{vj}, F_c	5,6	5—8
	F_{vjr}	F_{vj}	7—12	9—12
Пара (шестерня и колесо)	$F''_{i\Sigma or}$, F_{cr}	$F''_{i\Sigma o}$, F_c	5,6	5—8
	$F''_{i\Sigma or}$	$F''_{i\Sigma o}$	7—12	9—12
Зубчатое колесо	F'_{ir}	F'_i	4—8	4—8
	F_{pr}, F_{pkr}	F_p, F_{pk}	4—6	4—6
	F_{pr}	F_p	7—8	7—8
	F_{rr}, F_{cr}	F_r, F_c	4—6	4—8
	F_{rr}	F_r	7—12	7 **, 8 **, 9—12

Примечания: 1. Принятые обозначения: F_{vjr} — колебание бокового зазора в передаче; F_{cr} — погрешность обката; $F''_{i\Sigma or}$ — колебание измерительного межосевого угла пары за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес; F'_{ir} — наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса; F_{pr} и F_{pkr} — соответственно накопленная погрешность шага по зубчатому колесу и накопленная погрешность k шагов; F_{rr} — биение зубчатого венца; F'_{ior} — см. табл. 5.1. Допуски и отклонения на соответствующие погрешности обозначают символом погрешности без буквы в индексе; например, F_{vj} — допуск на колебания бокового зазора в передаче. 2. Допускается, чтобы одна из величин, входящих в комплекс (F_{rr}, F_{cr} или $F''_{i\Sigma or}$, F_{cr}), превосходила предельное значение, если суммарное влияние обеих величин не превышает F'_i. 3. Допускается в качестве показателя кинематической точности вместо $F''_{i\Sigma or}$ использовать: 1) колебание относительного положения зубчатых колес пары по нормали за полный цикл F''_{inor}, при этом $F''_{ino} = F''_{i\Sigma o}$; 2) колебание измерительного межосевого угла измерительной пары (контролируемое и измерительное колеса) по нормали $F''_{i\Sigma r}$ или относительного положения зубчатых колес измерительной пары по нормали за один оборот зубчатого колеса F''_{inr}; при этом $F''_{i\Sigma} = F''_{in} = 0{,}7F''_{i\Sigma o}$. 4. Если кинематическая точность зубчатых колес относительной рабочей оси соответствует стандарту и селективная сборка не предполагается, то контроль кинематической точности передач и пар не обязателен. 5. При соответствии кинематической точности передачи требованиям стандарта отдельный контроль кинематической точности колес и пар не производится.

* Только при $m \geqslant 1$ мм.
** При средних делительных диаметрах колес свыше 1600 мм.

5.33. Показатели плавности работы конических и гипоидных * зубчатых передач и колес по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81

Контролируемый объект	Показатель	Обозначение допусков	Степень точности	
			$m <$ <1 мм	$m \geqslant$ ⩾ 1 мм
Зубчатые передачи	$[f_{zkor}, f_{AMr}]$	f_{zko}, f_{AM}	—	4—8
	(f_{zzor}, f_{AMr})	$f_{zzo}, \pm f_{AM}$	—	4—8
	f_{AMr}, f_{cr}	$\pm f_{AM}, f_c$	4—6	—
	f_{AMr}	$\pm f_{AM}$	7—12	9—12
Пара (шестерня и колесо)	$f''_{i\Sigma or}$	$f''_{i\Sigma o}$	5—12	9—12
Зубчатое колесо	$[f_{zkr}]$	f_{zk}	—	4—8
	f_{ptr}, f_{cr}	$\pm f_{pt}, t_c$	4—6	4—8
	f_{ptr}, f_{fr}	$\pm f_{pt}, f_f$	4—6	—
	f_{ptr}	$\pm f_{pt}$	7—12	9—12

Примечания: 1. Принятые обозначения: f_{zkr} — циклическая погрешность зубчатого колеса; f_{AMr} — осевое смещение зубчатого венца; $f''_{i\Sigma or}$ — колебание измерительного межосевого угла пары на одном зубе; f_{ptr} — отклонение шага; f_c — погрешность обката зубцовой частоты; f_{fr} — погрешность профиля; f_{zkor} и f_{zzor} — см. табл. 5.1. Допуски и отклонения обозначают аналогично указанному в п. 1 примечаний табл. 5.32. 2. Показатели или комплексы, указанные в квадратных скобках, используются для зубчатых колес с коэффициентом ε_β не менее приведенных ниже; комплекс, указанный в круглых скобках, используется для колес с коэффициентом ε_β менее приведенных ниже:

Степень точности	4; 5	6; 7	8
Коэффициент осевого перекрытия ε_β	1,35	1,55	2

Показатели плавности работы конических и гипоидных передач и колес 4—8-й степеней точности выбираются в зависимости от граничных значений номинального коэффициента осевого перекрытия, приведенных выше, и степени точности по нормам контакта, а 9—12 степеней точности — независимо от ε_β. 3. Показатель f_{AMr} контролируется у шестерни и колеса. 4. При невозможности осуществления контроля зубчатых передач, 7, 8-й степеней точности по комплексу f_{zzor} и f_{AMr} допускается контролировать их по параметру f_{ptr} с обязательным комплектованием пар на контрольно-обкатном станке по зоне касания. 5. Взамен f_{ptr} в качестве одного из показателей может применяться разность любых шагов f_{vptr}. 6. Допускается вместо $f''_{i\Sigma or}$ в качестве показателя плавности работы использовать: 1) колебание относительного положения зубчатых колес пары по нормали на одном зубе f''_{inor}, при этом $f''_{inor} = f''_{i\Sigma o}$; 2) колебание измерительного межосевого угла измерительной пары $f''_{i\Sigma r}$ или относительного положения зубчатых колес измерительной пары по нормали на одном зубе f''_{inr}, при этом $f''_{i\Sigma} = f''_{in} = 0{,}7 f''_{i\Sigma o}$. 7. Если плавность работы зубчатых передач или пар соответствует требованиям стандарта, отдельный контроль плавности работы колес не производится.

* См. сноску к табл. 5.32.

5.34. Показатели, определяющие контакт зубьев в конических и гипоидных * зубчатых передачах по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81

Контролируемый объект	Показатель	Обозначение предельных отклонений и допусков	Степень точности	
			$m<1$ мм	$m\geqslant 1$ мм
Зубчатая передача	Суммарное пятно контакта по длине и высоте зубьев		4—12	4—12
	F^{**}_{slr}, F^{**}_{shr}	F_{sl}, F_{sh}	—	4—12
	f_{ar}	$\pm f_a$	4—12	4—12
Пара (шестерня и колесо)	Номинальные относительные размеры суммарной зоны касания F'_{slr}, F'_{shr}	F'_{sl}, F'_{sh}	—	4—12
Зубчатое колесо	$F_{\beta r}$	F_{β}	4—12	—

Примечания: 1. Принятые обозначения: F_{slr}, F_{shr} — отклонения относительных размеров суммарного пятна контакта соответственно по длине и высоте зуба; f_{ar} — отклонение межосевого расстояния; F'_{slr}, F'_{shr} —отклонения суммарной зоны касания соответственно по длине и высоте зуба; $F_{\beta r}$ — погрешность направления зуба. Отклонения и допуски обозначаются аналогично указанному в примечании п. 1 табл. 5.32.

* См. сноску к табл. 5.32.
** Для модифицированных зубьев.

5.35. Нормы кинематической точности. Допуски на биение зубчатого венца F_r по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81)

Конические зубчатые колеса с $m < 1$ мм

Степень точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм						
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200
		Допуск F_r, мкм						
4	От 0,1 до 0,5	4	5	6	7	8	9	10
	Св. 0,5 » 1	6	6	7	8	9	10	12
5	От 0,1 до 0,5	7	8	9	10	12	14	16
	Св. 0,5 » 1	9	10	11	12	14	16	19
6	От 0,1 до 0,5	11	12	14	16	19	22	26
	Св. 0,5 » 1	15	16	18	20	22	25	30
7	От 0,1 до 0,5	16	18	20	22	26	30	36
	Св. 0,5 » 1	21	22	24	26	30	36	42
8	От 0,1 до 0,5	19	21	25	28	32	38	45
	Св. 0,5 » 1	26	28	30	34	38	45	50
9	От 0,1 до 0,5	24	26	30	36	42	48	55
	Св. 0,5 » 1	34	36	40	45	50	55	65
10	От 0,1 до 0,5	30	34	38	45	52	60	70
	Св. 0,5 » 1	42	45	50	55	60	70	80
11	Св. 0,5 до 1	52	55	63	70	78	90	105

Продолжение табл. 5.35

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм: до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800	Степень точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм: до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
		Допуск F_r, мкм					Допуск F_r, мкм		
4	От 1 до 3,5	10	15	18	8	От 1 до 3,5	45	63	80
	Св. 3,5 » 6,3	11	16	20		Св. 3,5 » 6,3	50	71	90
	» 6,3 » 10	13	18	22		» 6,3 » 10	56	80	100
5	От 1 до 3,5	16	22	28	9	От 1 до 3,5	56	80	100
	Св. 3,5 » 6,3	18	25	32		Св. 3,5 » 6,3	63	90	112
	» 6,3 » 10	20	28	38		» 6,3 » 10	71	100	125
6	От 1 до 3,5	25	36	45	10	От 1 до 3,5	71	100	125
	Св. 3,5 » 6,3	28	40	50		Св. 3,5 » 6,3	80	112	140
	» 6,3 » 10	32	45	56		» 6,3 » 10	90	125	160
7	От 1 до 3,5	36	50	63	11	От 1 до 3,5	90	125	160
	Св. 3,5 » 6,3	40	56	71		Св. 3,5 » 6,3	100	140	180
	» 6,3 » 10	45	63	80		» 6,3 » 10	112	160	200

Примечания: 1. Определение F_{rr} см. примечания табл. 5.7. Биение зубчатого венца F_{rr} определяется в направлении, перпендикулярном образующей делительного конуса примерно на среднем конусном расстоянии. 2. При $m < 1$ мм допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса F_i' рассчитывается по формуле $F_i' = F_p + f_f$, а при $m \geqslant 1$ мм — по формуле $F' = F_p + 1{,}15f_c$, где F_p определяется по табл. 5.36, f_f и f_c выбираются по табл. 5.38 в зависимости от степени точности по нормам плавности. 3. Допуск на наибольшую кинематическую погрешность конических и гипоидных передач F_{io}' определяется аналогично цилиндрическим зубчатым передачам.

5.36. Нормы кинематической точности. Допуски на накопленную погрешность k шагов F_{pk} и накопленную погрешность шага F_p по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81

Конические зубчатые колеса с $m < 1$ мм

Степень точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Обозначение допуска	Длина дуги средней делительной окружности*, мм: до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200
			Допуск F_{pk}, F_p, мкм						
4	0,1—1	F_{pk}	5	6	7	8	9	10	12
		F_p	6	7	8	9	10	12	14

Продолжение табл. 5.36

Конические зубчатые колеса с $m <$ мм

Степень точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Обозначение допуска	Длина дуги средней делительной окружности*, мм						
			до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 200
			Допуск F_{pk}, F_p, мкм						
5	0,1—1	F_{pk}	7	10	11	12	14	16	19
		F_p	10	11	12	14	16	19	22
6	0,1—1	F_{pk}	14	16	17	19	22	25	30
		F_p	16	17	19	22	25	30	36
7	0,1—1	F_p	22	24	27	30	35	42	50
8	0,1—1	F_p	32	34	38	44	50	60	70

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Длина дуги средней делительной окружности, мм									
		до 11,2	св. 11,2 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 315	св. 315 до 630	св. 630 до 1000	св. 1000 до 1600
		Допуск F_{pk}, мкм									
4	1—10	4,5	6	8	9	10	12	18	25	32	40
5	1—16	7	10	12	14	16	20	28	40	50	63
6	1—16	11	16	20	22	25	32	45	63	80	100
7	1—25	16	22	28	32	36	45	63	90	112	140
8	1—25	22	32	40	45	50	63	90	125	160	200

Примечания: 1. Накопленная погрешность k шагов F_{pkr} (допуск F_{pk}) — кинематическая погрешность зубчатого колеса при номинальном его повороте на k целых угловых шагов (k от 2 до $z/2$). $F_{pkr} = \left(\varphi - \frac{2\pi}{z} k\right) r$, где r — радиус средней делительной окружности зубчатого колеса. При отсутствии специальных требований допуск F_{pk} назначается для длины дуги, соответствующей 1/6 числа зубьев колеса (или ближайшему большему числу зубьев). Определение F_p см. примечания к табл. 5.8. 2. Для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм допуск на накопленную погрешность шагов $F_p = F_{pk}$ при $k = z/2$ (или ближайшему большему целому числу). 3. Значения F_{pk} при длинах дуги >1600 мм см. ГОСТ 1758—81.

* Для F_p средний делительный диаметр d, мм.

5.37. Нормы плавности работы передач. Предельные осевые смещения зубчатого венца $\pm f_{AM}$ по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81

Конические зубчатые колеса с $m < 1$ мм

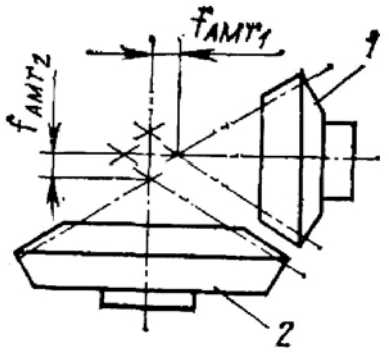
Степень точности	Среднее конусное расстояние R, мм														
	до 12			св. 12 до 20			св. 20 до 32			св. 32 до 50			св. 50 до 80		
	Угол делительного конуса зубчатого колеса δ_2, ...°														
	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45
	Значение $\pm f_{AM}$, мкм														
4	4	3	2	10	9	5	17	14	9	25	22	13	40	35	20
5	5	4	2,4	13	11	6	21	18	11	32	28	16	50	44	25
6	6	5	3	16	14	8	24	22	13	40	35	20	64	55	32
7	7,5	6	4	20	17	10	30	28	16	50	44	25	80	70	40
8	10	7,5	5	25	21	12	38	34	20	63	55	30	100	85	50
9	12	9,5	6	30	26	15	48	42	25	80	68	38	125	105	63
10	15	12	7,5	38	32	20	60	52	30	100	85	48	155	130	80
11	19	15	10	42	40	25	75	65	38	125	105	60	195	160	100

Продолжение табл. 5.37

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Среднее конусное расстояние R, мм														
		до 50			св. 50 до 100			св. 100 до 200			св. 200 до 400			св. 400 до 800		
		Угол делительного конуса зубчатого колеса δ, ...°														
		до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45
		Значение $\pm f_{AM}$, мкм														
4	От 1 до 3,5	5,6	4,8	2,0	19	16	6,5	42	36	15	95	80	34	210	180	75
	Св. 3,5 » 6,3	3,2	2,6	1,1	10,5	9	3,6	22	19	8	50	42	18	110	95	40
	» 6,3 » 10	—	—	—	6,7	5,6	2,4	15	13	5	32	28	12	71	60	25
5	От 1 до 3,5	9	7,5	3	30	25	10,5	60	50	21	130	110	48	300	250	105
	Св. 3,5 » 6,3	5	4,2	1,7	16	14	6	36	30	13	80	67	28	180	150	63
	» 6,3 » 10	—	—	—	11	9	3,8	24	20	8,5	53	45	18	110	95	40
6	От 1 до 3,5	14	12	5	48	40	17	105	90	38	240	200	85	530	450	190
	Св. 3,5 » 6,3	8	6,7	2,8	26	22	9,5	60	50	21	130	105	45	280	240	100
	» 6,3 » 10	—	—	—	17	15	6	38	32	13	85	71	30	180	150	63
7	От 1 до 3,5	20	17	7,1	67	56	24	150	130	53	340	280	120	750	630	270
	Св. 3,5 » 6,3	11	9,5	4	38	32	13	80	71	30	180	150	63	400	340	140
	» 6,3 » 10	—	—	—	24	21	8,5	53	45	19	120	100	40	250	210	90

8	От 1 до 3,5	28	24	10	95	80	34	200	180	75	480	400	170	1050	900	380
	Св. 3,5 » 6,3	16	13	5,6	53	45	17	120	100	40	250	210	90	560	480	200
	» 6,3 » 10	—	—	—	34	30	12	75	63	26	170	140	60	360	300	125
9	От 1 до 3,5	40	34	14	140	120	48	300	260	105	670	560	240	1500	1300	530
	Св. 3,5 » 6,3	22	19	8	75	63	26	160	140	60	360	300	130	800	670	280
	» 6,3 » 10	—	—	—	50	42	17	105	90	38	240	200	85	500	440	180
10	От 1 до 3,5	56	48	20	190	160	67	420	360	150	950	800	340	2100	1700	750
	Св. 3,5 » 6,3	32	26	11	105	90	38	240	190	80	500	420	180	1100	950	400
	» 6,3 » 10	—	—	—	71	60	24	150	130	53	320	280	120	710	600	250
11	От 1 до 3,5	80	67	28	280	220	95	600	500	210	1300	1100	500	3000	2500	1050
	Св. 3,5 » 6,3	45	38	16	150	130	53	320	280	120	750	600	260	1600	1400	560
	» 6,3 » 10	—	—	—	100	85	34	210	180	75	480	400	160	1000	850	360



Примечания: 1. Осевое смещение зубчатого венца f_{AMr} — смещение зубчатого колеса вдоль оси (см. рисунок) при монтаже передачи от положения, при котором характеристики зацепления (плавность работы, пятно контакта) являются наилучшими, установленными при обкаточном контроле пары. 2. Для зубчатых колес конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм и номинальным углом профиля α, не равным 20°, величины f_{AM} необходимо умножить на $\frac{\sin 20°}{\sin \alpha}$. 3. Значения f_{AM} при среднем конусном расстоянии $R > 80$ мм, при $m < 1$ мм и для 12-й степени точности см. ГОСТ 9368—81, значения f_{AM} при $R > 800$ мм, при $m > 10$ мм и для 12-й степени точности см. ГОСТ 1758—81.

5.38. Нормы плавности работы. Предельные отклонения шага f_{pt}, допуск на погрешность обката зубцовой частоты f_c, допуск на профиль f_f по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81

Конические зубчатые колеса $m < 1$ мм

Обозначение допусков и отклонений	Средний нормальный модуль m_n, мм	Степень точности							
		4	5	6	7	8	9	10	11
		Отклонение f_{pt}, допуски f_c, f_f, мкм							
f_{pt}	От 0,1 до 0,5	±4	±6	±8	±11	±16	±22	±32	—
	Св. 0,5 » 1	±4	±6	±9	±13	±18	±25	±34	±48
f_c	От 0,1 до 1	3	4	5	(8)	(10)	—	—	—
f_f	От 0,1 до 0,5	5	8	11	(14)	(17)	—	—	—
	Св. 0,5 » 1	6	9	12	(15)	(20)	—	—	—

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности	Обозначения допусков и отклонений	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм		
			до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
			Отклонения и допуски f_{pt}, f_c, мкм		
4	f_{pt}	От 1 до 3,5	±4	±4,5	±5
		Св. 3,5 » 6,3	±5	±5,5	±5,5
		» 6,3 » 10	±5,5	±5	±7
	f_c	От 1 до 3,5	3	4	5
		Св. 3,5 » 6,3	4	4	5
		» 6,3 » 10	4	5	6
5	f_{pt}	От 1 до 3,5	±6	±7	±8
		Св. 3,5 » 6,3	±8	±9	±9
		» 6,3 » 10	±9	±10	±11
	f_c	От 1 до 3,5	4	5	6
		Св. 3,5 » 6,3	5	6	7
		» 6,3 » 10	6	7	8
6	f_{pt}	От 1 до 3,5	±10	±11	±13
		Св. 3,5 » 6,3	±13	±14	±14
		» 6,3 » 10	±14	±16	±18
	f_c	От 1 до 3,5	5	7	9
		Св. 3,5 » 6,3	6	8	10
		» 6,3 » 10	8	9	11

Продолжение табл. 5.38

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности	Обозначения допусков и отклонений	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм		
			до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
			Отклонения и допуски f_{pt}, f_c, мкм		
7	f_{pt}	От 1 до 3,5	±14	±16	±18
		Св. 3,5 » 6,3	±18	±20	±20
		» 6,3 » 10	±20	±22	±25
	f_c	От 1 до 3,5	8	9	12
		Св. 3,5 » 6,3	9	11	14
		» 6,3 » 10	11	13	16
8	f_{pt}	От 1 до 3,5	±20	±22	±25
		Св. 3,5 » 6,3	±25	±28	±28
		» 6,3 » 10	±28	±32	±36
	f_c	От 1 до 3,5	10	13	18
		Св. 3,5 » 6,3	13	15	20
		» 6,3 » 10	17	19	24
9	f_{pt}	От 1 до 3,5	±28	±32	±36
		Св. 3,5 » 6,3	±36	±40	±40
		» 6,3 » 10	±40	±45	±50
10	f_{pt}	От 1 до 3,5	±40	±45	±50
		Св. 3,5 » 6,3	±50	±56	±56
		» 6,3 » 10	±56	±63	±71
11	f_{pt}	От 1 до 3,5	±56	±63	±71
		Св. 3,5 » 6,3	±71	±80	±80
		» 6,3 » 10	±80	±90	±100

Примечания: 1. Определение отклонений шага f_{ptr} (предельные отклонения $\pm f_{pt}$) см. п. 1 примечаний табл. 5.9. Погрешность обката зубцовой частоты f_{cr} (допуск f_c) — составляющая кинематической погрешности колеса зубцовой частоты и кратных ей более высоких частот, определяемая при вращении колеса на технологической оси (вокруг которой вращается колесо при обработке) при исключении влияния погрешности производящей поверхности инструмента. Погрешность профиля f_{fr} (допуск f_f) — расстояние по нормали между двумя теоретическими профилями зуба, ограничивающими действительный профиль в пределах его рабочего участка; определяется у большого основания делительного конуса. 2. При установлении допуска на разность любых шагов f_{vpt} (разность между двумя отклонениями шагов любых участков колеса) в пределах зубчатого колеса взамен предельных отклонений шага f_{pt}, величина f_{vpt} не должна превышать $1{,}6\,|f_{pt}|$. 3. Значения f_{pt} при $m < 1$ мм для 12-й степени точности см. ГОСТ 9368—81, значения f_{pt} и f_c при $m > 10$ мм, при $d > 800$ мм и для 12-й степени точности см. ГОСТ 1758—81.

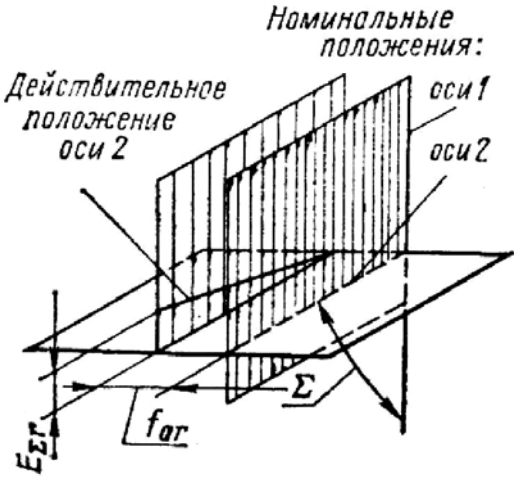
5.39. Нормы контакта зубьев в передаче. Предельные отклонения межосевого расстояния f_a по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81

Конические зубчатые колеса с $m < 1$ мм

Степень точности	Среднее конусное расстояние R, мм					
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125
	Отклонение $\pm f_a$, мкм					
4—5	7	7	8	9	9	10
6—7	10	11	12	12	14	16
8—9	20	22	24	26	28	30
10—12	40	44	48	52	58	63

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм

Степень точности	Среднее конусное расстояние R, мм					
	до 50	св. 50 до 100	св. 100 до 200	св. 200 до 400	св. 400 до 800	св. 800 до 1600
	Отклонение $\pm f_a$, мкм					
4	10	12	13	15	18	25
5	10	12	15	18	25	36
6	12	15	18	25	30	40
7	18	20	25	30	36	50
8	28	30	36	45	60	85
9	36	45	55	75	90	130
10	67	75	90	120	150	200
11	105	120	150	190	250	300



Примечания: 1. Отклонение межосевого расстояния f_{ar} (предельные отклонения $\pm f_{ar}$) — разность между действительным и номинальным межосевым расстояниями в передаче. В конических передачах межосевое расстояние равно нулю, поэтому f_a ограничивает допустимую величину отклонения от пересечения осей (см. рисунок). 2. Для гипоидных передач выбор f_a производится по среднему конусному расстоянию колеса передачи.

Продолжение табл. 5.39

3. Приведенные в таблице значения предельных отклонений межосевого расстояния f_a получены по формуле $f_a = A\sqrt{0{,}3R + C}$, где R — среднее конусное расстояние; A, C — коэффициенты, зависящие от степени точности по нормам контакта и модуля. 4. Значения при $m \geqslant 1$ мм в таблице даны для передачи без продольной модификации зубьев. Для передач с продольной модификацией величина f_a устанавливается независимо от табличных значений и может быть определена по формуле

$$f_a = \frac{F_{sl}}{100} b \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_2},$$

где F_{sl} — по табл. 5.40; b — ширина зубчатого венца; ρ_1 и ρ_2 — соответственно меньший и больший радиусы продольной кривизны сопряженных зубьев. Расчетные значения должны быть уменьшены до технологически достижимых и экономически оправданных величин. 5. Значения f_a для $m < 1$ мм при $R > 125$ мм см. ГОСТ 9368—81, значения f_a для $m > 1$ мм при $R > 1600$ мм и для 12-й степени точности см. ГОСТ 1758—81.

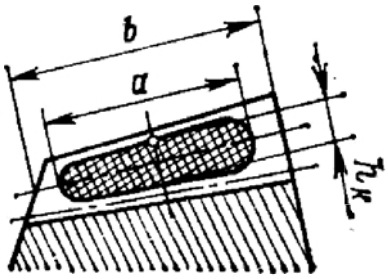
5.40. Нормы контакта зубьев в передаче. Суммарное пятно контакта, допуски на направление зуба F_β, предельные отклонения относительных размеров суммарного пятна контакта по длине F_{sl} и по высоте зубьев F_{sh} по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81

Конические зубчатые колеса с $m < 1$ мм				
Степень точности	Суммарное пятно контакта, %, не менее	Длина зуба, мм		
		до 5	св. 5 до 10	св. 10
		Допуски F_β, мкм		
4—5	По высоте зуба 70 По длине зуба 60	9	13	16
6	По высоте зуба 60	12	18	23
7	По длине зуба 50	17	25	32
8	По высоте зуба 50	24	35	45
9	По длине зуба 40	34	50	63
10—12	По высоте зуба 35 По длине зуба 30	48	70	90

Продолжение табл. 5.40

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m > 1$ мм

Степень точности	Суммарное пятно контакта, отклонения F_{sl}, F_{sh}, %			
	По длине зубьев		По высоте зубьев	
	немодифицированных	с продольной модификацией F_{sl}	немодифицированных	с продольной модификацией F_{sh}
	Относительный размер суммарного пятна контакта, не менее		Относительный размер суммарного пятна контакта, не менее	
4, 5	70	±10	75	±10
6, 7	60	±10	65	±10
8, 9	50	±15	55	±15
10—12	40	±15	45	±45



Примечания: 1. Суммарное пятно контакта (см. примечание 1 табл. 5.10) определяется после вращения собранной передачи под нагрузкой. Относительные размеры суммарного пятна контакта определяются в процентах как отношения размера a (см. рисунок) к длине зуба b и размера h_k (средней высоты следов прилегания) к средней высоте зуба, соответствующей активной боковой поверхности. Погрешность направления зуба $F_{\beta r}$ (допуск F_β) — наибольшее отклонение действительного направления образующих боковой поверхности зуба от номинального направления, отнесенное ко всей длине зуба и выраженное в линейных единицах. 2. Отклонения F_{sl}, F_{sh} определяются как алгебраическая разность между действительным и номинальным (табличным) относительными размерами суммарного пятна контакта.

3. Зона касания и ее расположение на поверхности зуба устанавливаются в зависимости от требований, предъявляемых к данной передаче или по табл. 5.41.

4. Проверка зубчатых колес и передач по всем показателям устанавливаемых комплексов контроля не обязательна, если изготовители существующей у них системой контроля точности производства гарантируют выполнение требований ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81.

5. См. п. 4 с. 325.

5.41. Нормы контакта зубьев в конических и гипоидных передачах с $m \geqslant 1$ мм. Номинальные относительные размеры зоны касания по длине и высоте зубьев и их предельные отклонения F'_{sl} и F'_{sh}, %
(по справочному приложению к ГОСТ 1758—81)

Степень точности	Передача с локализованным контактом			
	По длине зуба F'_{sl}		По высоте зуба F'_{sh}	
	Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер	Предельное отклонение
4—5	От 65 до 80	±10	От 75 до 90	±10
6—7	» 60 » 75	±10	» 75 » 90	±10
8—9	» 50 » 70	±15	» 70 » 85	±15
10—12	» 40 » 65	±15	» 60 » 80	±15

Примечание. Суммарной зоной касания называется суммарное пятно контакта (см. п. 1 примечаний к табл. 5.40), полученное при легком торможении зубчатой пары, обеспечивающем непрерывное контактирование сопряженных зубьев на контрольно-обкатном станке.

6. Методика выбора степеней точности зубчатых конических и гипоидных передач аналогична [1] указанному для цилиндрических зубчатых передач и должна устанавливаться отраслевыми стандартами.

При назначении степеней точности можно ориентироваться на данные табл. 5.13.

При комбинировании норм различных степеней точности нормы плавности работы зубчатых колес и передач с $m < 1$ мм могут быть не более чем на одну степень точнее или грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться не более чем на одну степень грубее норм плавности.

При комбинировании норм различных степеней точности нормы плавности работы зубчатых колес и передач с модулем $m \geqslant 1$ мм могут быть не более, чем на две степени точнее или одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев не могут назначаться по более грубым степеням точности, чем нормы плавности.

7. В табл. 5.42 приведены возможные средства контроля конических зубчатых колес. Элементный контроль конических колес в большинстве случаев производится на тех же приборах, что и цилиндрических зубчатых колес, для чего измерительный узел имеет возможность разворачиваться на угол конуса, чтобы установить плоскость измерения перпендикулярно образующей конуса.

Типы, основные параметры и нормы точности приборов для контроля конических зубчатых колес установлены ГОСТ 9459—79 и ГОСТ 11357—81.

НОРМЫ БОКОВОГО ЗАЗОРА

Величины гарантированного бокового зазора $j_{n\,min}$ для регулируемых передач с различными видами сопряжений (табл. 5.43) устанавливаются независимо от степеней точности и их комбинирования по табл. 5.44. Допуски T_{jn} стандартами не устанавливаются; виды допусков бокового зазора приведены в справочном приложении к стандартам.

[1] Рекомендации по выбору степеней точности для конических и гипоидных передач не приводятся в связи с отсутствием нормативно-методических материалов по внедрению ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81.

5.42. Средства измерения конических зубчатых колес [10, 12]

Измеряемый элемент	Средства измерения	
	специальные	универсальные
Кинематическая и циклическая погрешность	Приборы для контроля кинематической погрешности	—
Накопленная погрешность шага по зубчатому колесу, отклонение шага	Прибор для поэлементного контроля цилиндрических и конических колес и шеверов, контактомер с устройствами для контроля осевого и углового шагов, приборы для контроля накопленной погрешности шага	Теодолиты, лимбы, делительные головки — все с применением рычажно-чувствительного прибора
Биение зубчатого венца	Биениемеры и прибор для поэлементного контроля цилиндрических и конических колес	Плита с центрами, рычажно-чувствительный прибор
Осевое смещение зубчатого венца, пятно контакта	Контрольно-обкатные станки	—
Отклонение межосевого расстояния	Универсальные и специальные измерительные средства	
Толщина зуба	Зубомеры хордовые (штангензубомеры)	—

Показателями, определяющими боковой зазор, являются:

E_Σ — предельное отклонение межосевого угла передачи (табл. 5.44);

$E_{\bar{s}cs}$ — наименьшее отклонение средней постоянной хорды зубьев шестерни и колеса (табл. 5.45);

$T_{\bar{s}c}$ — допуск на среднюю постоянную хорду зубьев (табл. 5.46).

При пользовании табл. 5.43—5.46 необходимо учитывать следующие положения.

1. Вид сопряжения зубьев по табл. 5.43, 5.44 устанавливается независимо от степени точности колес и передач. Наиболее часто применяются виды сопряжения E (при $m < 1$ мм) и B (при $m \geqslant 1$ мм).

Методика расчета гарантированного бокового зазора в конических и гипоидных передачах аналогична указанному для цилиндрических зубчатых передач. Величину бокового зазора, соответствующего температурной компенсации, приближенно можно определить по формуле [2]

$$j_{n\,\min} > j_{n1} = 2 \sin \alpha R_e (\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2) [\alpha_{з.к} (t_{з.к} - 20°) - \alpha_{кор} (t_{кор} - 20°)], \quad (5.35)$$

где $\alpha_{з.к}$ и $\alpha_{кор}$ — коэффициенты линейного расширения материала зубчатых колес и корпуса; $t_{з.к}$ и $t_{кор}$ — предельные температуры, для которых рассчитывается боковой зазор, соответственно зубчатых колес и корпуса.

5.43. Виды сопряжений и рекомендуемые виды допусков на боковой зазор в конических (и гипоидных при $m \geqslant 1$ мм) передачах по ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81

$m \geqslant 1$ мм			$m < 1$ мм		
Вид сопряжения	Вид допуска бокового зазора	Степень точности	Вид сопряжений	Вид допуска бокового зазора	Степень точности
H	*h*	4—7	*H*	*h*	4—7
E	*h*	4—7	*G*	*g*	4—8
D	*d*	4—8	*F*	*f*	4—10
C	*c*	4—9	*E*	*e*	4—12 при $m > 0{,}5$ мм 4—10 при $m \leqslant 0{,}5$ мм
B	*b*	4—11	*D*	*e*	4—12 при $m > 0{,}5$ мм 4—10 при $m \leqslant 0{,}5$ мм
A	*a*	4—12	—	*d*	

Примечания: 1. Диапазоны степеней точности являются ориентировочными при выборе боковых зазоров. 2. Соответствие видов сопряжений и видов допусков бокового зазора допустимо изменять.

Для зубчатых колес с модулем $m \geqslant 1$ мм в необходимых случаях гарантированный боковой зазор может устанавливаться независимо от видов сопряжения, приведенных в табл. 5.43.

2. Допускается назначать вид допуска на боковой зазор, отличающимся от вида сопряжения (см. табл. 5.43). В таком случае допуск на среднюю постоянную хорду зуба $T_{\bar{s}c}$ определяется по табл. 5.46 в соответствии с выбранным видом допуска бокового зазора.

Допуск T_{sc} в любых случаях не может устанавливаться меньше величин соответствующих виду допуска на боковой зазор *h* по табл. 5.46.

3. При модуле $m < 1$ мм в тех случаях, когда взаимозаменяемость не является обязательной, допускается принимать в качестве номинальных действительную боковую поверхность зубьев и действительную толщину зубьев одного из колес. Боковая поверхность и толщина зубьев второго колеса определится действительной боковой поверхностью, толщиной зуба первого колеса и видом сопряжения. В передачах с модулем $m \geqslant 1$ мм при индивидуальном комплектовании пар допускается действительную толщину зуба одного из зубчатых колес принимать за номинальную.

4. При невозможности определить среднюю постоянную хорду зуба допускается значения наименьшего отклонения постоянной хорды зуба по табл. 5.45 и допуска на нее по табл. 5.46 относить к средней делительной толщине зуба по хорде с заменой обозначений $E_{\bar{s}cs}$ и $T_{\bar{s}c}$ на соответственно $E_{\bar{s}s}$ и $T_{\bar{s}}$.

5. Чертежи конических зубчатых колес с прямолинейным профилем исходного контура выполняются по ГОСТ 2.405—75 в части указания параметров зубчатого венца и по другим стандартам ЕСКД. Расчет геометрии конических зубчатых передач с прямыми зубьями производится по ГОСТ 19624—74, конических зубчатых передач с круговыми зубьями — по ГОСТ 19326—73. Основные параметры конических зубчатых передач установлены ГОСТ 12289—76.

5.44. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$ и предельные отклонения межосевого угла E_Σ в передачах по ГОСТ 1758—81, ГОСТ 9368—81 (E_Σ по справочным приложениям к ГОСТам)

Обозначение зазоров и отклонений	Вид сопряжения	Конические зубчатые колеса с $m < 1$ мм														
		Среднее конусное расстояние R, мм														
		до 12			св. 12 до 20			св. 20 до 32			св. 32 до 50			св. 50 до 80		
		Угол делительного конуса шестерни δ_1, ...°														
		до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25
		Зазор и отклонения $j_{n\,min}$, $\pm E_\Sigma$, мкм														
$j_{n\,min}$	*H*	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	G	4	5	6	5	6	8	6	9	9	8	9	11	13	15	18
	F	6	8	9	8	9	11	9	13	13	11	13	16	18	22	25
	E	10	12	15	12	15	18	15	21	21	18	21	25	28	35	40
	D	14	18	22	18	22	27	22	33	33	27	33	39	45	54	63
$\pm E_\Sigma$	*H*, *G*	3	3	4	4	4	5	4	5	6	5	6	6	6	7	7
	F	5	5	6	6	6	7	6	7	8	7	8	8	8	10	10
	E	7	7	9	9	9	10	9	10	13	10	13	13	13	15	15
	D	11	11	14	14	14	17	14	17	25	17	20	20	20	23	23

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм

Обозначение зазоров и отклонений	Вид сопряжения	Среднее конусное расстояние R, мм														
		до 50			св. 50 до 100			св. 100 до 200			св. 200 до 400			св. 400 до 800		
		Угол делительного конуса шестерни δ_1, ...°														
		до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25	до 15	св. 15 до 25	св. 25
		Зазоры и отклонения $j_{n\,\min}$, $\pm E_\Sigma$, мкм														
$j_{n\,\min}$	*H*	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	E	15	21	25	21	25	30	25	35	40	30	46	52	40	57	70
	D	22	33	39	33	39	46	39	54	63	46	72	81	63	89	110
	C	36	52	62	52	62	74	62	87	100	74	115	130	100	140	175
	B	58	84	100	84	100	120	100	140	160	120	185	210	160	230	280
	A	90	130	160	130	160	190	160	220	250	190	290	320	250	360	440
$\pm E_\Sigma$	*H*, *E*	7,5	10	12	10	12	15	12	17	20	15	24	26	20	28	34
	D	11	16	19	16	19	22	19	26	32	22	36	40	32	45	56
	C	18	26	30	26	30	32	30	45	50	32	56	63	50	71	85
	B	30	42	50	42	50	60	50	71	80	60	90	100	80	110	140
	A	45	63	80	63	80	95	80	110	125	95	140	160	125	180	220

Примечания: 1. Отклонение межосевого угла передачи $E_{\Sigma r}$ (предельные отклонения $\pm E_\Sigma$) — разность между действительным и номинальным межосевым углами в передаче; определяется на среднем конусном расстоянии в линейных величинах (см. рисунок п. 1 примечаний в табл. 5.39); гарантированный боковой зазор определяется на среднем конусном расстоянии. 2. В таблице приведены значения $j_{n\,\min}$ и E_Σ для ортогональных ($\Sigma = 90°$) передач. Для неортогональных (с $\Sigma \neq 90°$) передач гарантированный боковой зазор $j_{n\,\min}$ определяют из таблицы по величине $R' = R/2\,(\sin 2\delta_1 + \sin 2\delta_2)$, где δ_1 и δ_2 — углы делительных конусов шестерни и колеса; а отклонения $\pm E_\Sigma$ принимают равными $\pm 1/2 j_{n\,\min}$ (где $j_{n\,\min}$ — определен по величине R'). 3. Для гипоидных передач выбор $j_{n\,\min}$ и E_Σ производится по среднему конусному расстоянию колеса. 4. Предельные отклонения межосевого E_Σ угла с зубчатой передачей могут назначаться односторонними или несимметричными (если этому не препятствует конструкция узла с зубчатой передачей), но без изменения величины допуска ($2E_\Sigma$) на межосевой угол. 5. Для зубчатых колес конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм и номинальным углом профиля α, не равным 20°, предельные отклонения межосевого угла E_Σ определяются умножением табличных значений на отношение $\sin 20°/\sin \alpha$. 6. Значения $j_{n\,\min}$ и E_Σ при $R > 80$ мм ($m < 1$ мм) и $R > 800$ мм ($m \geqslant 1$ мм) см. ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81.

5.45. Наименьшие отклонения средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{s}cs}$ (по справочному приложению к ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81)

Конические зубчатые колеса с $m < 1$ мм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Средний делительный диаметр, мм							
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 200
		Отклонение — $E_{\bar{s}cs}$, мкм							
H	4—6	8	8	9	9	10	11	13	15
	7	12	12	13	14	15	16	18	22
G	4—6	12	13	14	15	17	20	24	28
	7	16	17	18	20	22	25	28	32
	8	20	22	24	26	28	30	34	40
F	4—6	17	18	21	24	28	32	38	45
	7	20	22	25	28	32	36	40	48
	8	26	28	30	34	38	42	48	55
	9	36	38	42	45	48	52	58	65
	10	52	54	56	58	60	65	75	85
E	4—6	28	30	34	40	48	52	60	70
	7	32	34	38	42	50	55	65	75
	8	34	38	40	45	52	60	70	80
	9	36	40	45	50	55	65	75	85
	10	60	60	65	65	70	70	75	100
	11	65	65	70	70	80	85	95	115
D	4—6	35	38	40	45	50	55	65	80
	7	42	45	48	52	55	60	70	85
	8	45	48	50	55	60	65	75	90
	9	50	52	55	60	65	70	80	95
	10	65	65	70	75	80	85	90	110
	11	70	75	80	85	90	95	100	120

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм

Вид сопряжений	Степень точности по нормам плавности	Средний нормальный модуль m_n, мм	Средний делительный диаметр d, мм								
			до 125			св. 125 до 400			св. 400 до 800		
			Угол делительного конуса δ, ...°								
			до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45	до 20	св. 20 до 45	св. 45
			Отклонение — $E_{\bar{s}cs}$, мкм								
H	7	От 1 до 3,5	20	20	22	28	32	30	36	50	45
		Св. 3,5 » 6,3	22	22	25	32	32	30	38	55	45
		» 6,3 » 10	25	25	28	36	36	34	40	55	50

Продолжение табл. 5.45

Для определения $E_{\bar{s}cs}$ при других видах сопряжений и степенях точности табличные значения $E_{\bar{s}cs}$ (указанные выше) необходимо умножить на коэффициент k_1:

Степень точности по нормам плавности	Вид сопряжений					
	H	*E*	*D*	*C*	*B*	*A*
	Коэффициент k_1					
4—6	0,9	1,45	1,8	2,4	3,4	5
7	1	1,6	2	2,7	3,8	5,5
8	—	—	2,2	3	4,2	6
9	—	—	—	3,2	4,6	6,6
10	—	—	—	—	4,9	7
11	—	—	—	—	—	7,8

Пример: зубчатое колесо 8—В с $m = 4$ мм, $d = 76$ мм, $\delta = 22° 27'$. Отклонение $E_{\bar{s}cs} = 22 \cdot 4{,}2 = 92$ мкм.

Примечания: 1. $E_{\bar{s}cs}$ — наименьшее предписанное уменьшение постоянной хорды зуба (см. рисунок к табл. 5.29), осуществляемое в целях обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора. 2. При несимметричных отклонениях E_Σ на межосевой угол (см. п. 4 примечаний табл. 5.44) табличные значения $E_{\bar{s}cs}$ (для зубчатых колес с $m \geqslant 1$ мм) должны быть уменьшены на величину $(E_{\Sigma s} - E_\Sigma)\,\mathrm{tg}\,\alpha$, если верхнее отклонение межосевого угла больше табличного ($E_{\Sigma s}$ — измененное верхнее отклонение межосевого угла; E_Σ — табличное значение верхнего отклонения межосевого угла), и увеличены на $(|E_\Sigma| - |E_{\Sigma i}|)\,\mathrm{tg}\,\alpha$, если верхнее отклонение межосевого угла меньше табличного ($E_{\Sigma i}$ — измененное нижнее отклонение межосевого угла). 3. При $m \geqslant 1$ мм допускается сумму наименьших отклонений средней постоянной хорды зубьев шестерни и колеса относить только к шестерне или только к колесу. 4. При измерении толщины зубьев на внешнем торце зубчатых колес наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{s}cs}$ увеличивается в отношении R_e/R (R_e см. табл. 5.1). 5. Значения $E_{\bar{s}cs}$ для 12-й степени точности см. ГОСТ 9368—81, значения $E_{\bar{s}cs}$ при $m_n > 10$ мм и для 12-й степени точности см. ГОСТ 1758—81.

5.46. Допуски на среднюю постоянную хорду зуба $T_{\bar{s}c}$ (по справочному приложению к ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81)

Конические зубчатые колеса с $m < 1$ мм

Вид допуска бокового зазора	Допуск на биение зубчатого венца F_r, мкм														
	До 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 23	Св. 23 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125
	Допуск $T_{\bar{s}c}$, мкм														
h	9	10	11	13	15	18	22	28	32	40	48	60	75	90	110
g	11	12	13	15	18	22	26	32	38	46	55	70	85	105	125
f	13	15	17	19	22	26	30	35	45	50	60	80	100	120	140
e	16	18	20	22	26	30	35	42	50	60	70	90	110	130	150
d	18	22	24	26	30	34	36	44	55	63	75	95	120	135	180

Продолжение табл. 5.46

Зубчатые колеса конических и гипоидных передач с $m \geqslant 1$ мм

Вид допуска бокового зазора	Допуски на биение зубчатого венца F_r, мкм														
	До 8	Св. 8 до 10	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160	Св. 160 до 200
	Допуск $T_{\bar{s}c}$, мкм														
h	21	22	24	26	28	32	38	42	50	60	70	90	110	130	160
d	25	28	30	32	36	42	48	55	65	75	90	110	130	160	200
c	30	34	36	40	45	52	60	70	80	95	110	140	170	200	260
b	40	45	48	52	58	65	75	85	100	120	130	170	200	250	320
a	52	55	60	65	75	85	95	110	130	150	180	220	260	320	400

Примечания: 1. Допуск $T_{\bar{s}c}$ направлен в тело зуба. 2. Допуски на биение зубчатого венца F_r — по табл. 5.35. 3. При измерении толщины зубьев на внешнем торце зубчатых колес допуск $T_{\bar{s}c}$ увеличивается в отношении R_e/R (R_e и R см. табл. 5.1). 4. Значения $T_{\bar{s}c}$ при $F_r > 200$ мкм см. ГОСТ 1758—81.

Пример указания параметров зубчатого венца на чертеже[1] прямозубого конического зубчатого колеса со стандартным исходным контуром приведен на рис. 5.5. На чертеже помещается таблица параметров зубчатого венца, состоящая из трех частей, отделяемых сплошными основными линиями.

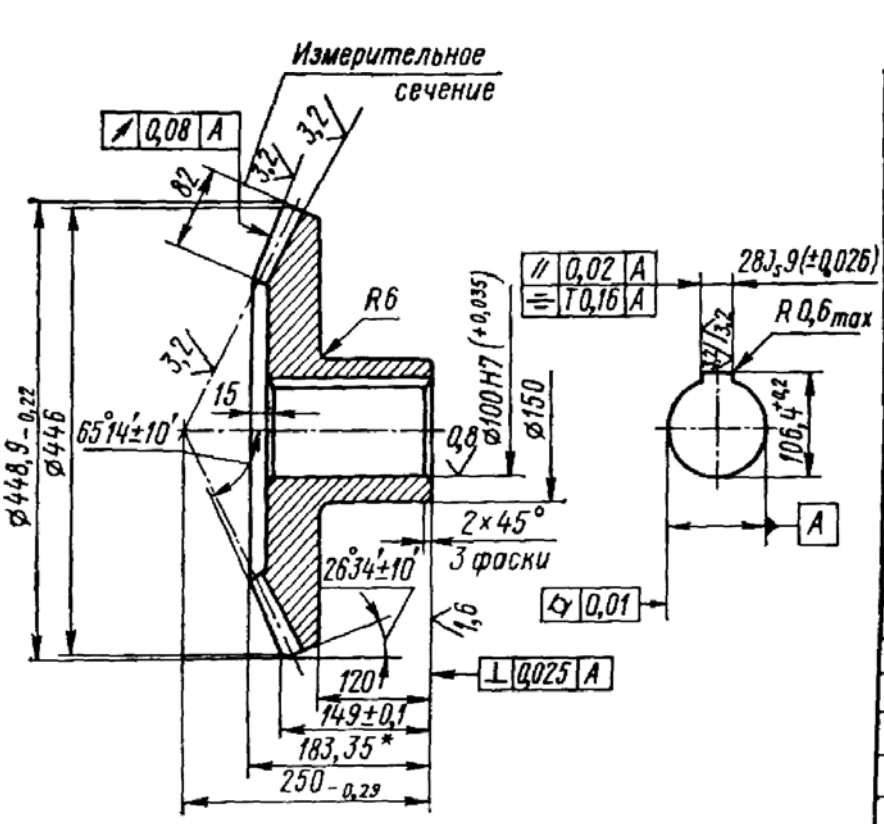
В первой части таблицы указываются основные данные, во второй части — данные для контроля, в третьей — справочные данные (см. рис. 5.5). Во второй части таблицы параметров должны быть приведены размеры зуба в измерительном сечении по одному из двух вариантов: 1) толщина зуба по хорде $\bar{s}$ и высота до хорды $\bar{h}_a$ (см. ГОСТ 19624—74 и ГОСТ 19326—73); 2) постоянная хорда $\bar{s}_c$ и высота до постоянной хорды $\bar{h}_c$ ($\bar{s}_c$ и $\bar{h}_c$ по табл. 5.29). Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{s}cs}$ или средней делительной толщины зуба по хорде $E_{\bar{s}s}$ следует выбирать из табл. 5.45, а допуски на среднюю постоянную хорду $T_{\bar{s}c}$ или на среднюю делительную толщину зуба по хорде $T_{\bar{s}}$ — из табл. 5.46 (см. также п. 4 примечаний к табл. 5.45 и п. 3 примечаний к табл. 5.46).

На чертеже шестерни вместо размеров зуба в измерительном сечении допускается указывать боковой зазор в паре с сопряженным зубчатым колесом записью: «Допускаемый боковой зазор в паре».

Для зубчатых колес с нестандартным исходным контуром (параметры выбранного исходного контура указываются в первой части таблицы и, при необ-

[1] Требования к точности заготовок для конических колес не приводятся в связи с отсутствием нормативно-методических материалов по внедрению ГОСТ 1758—81 и ГОСТ 9368—81.

ходимости, исходный контур изображается на чертеже) во второй части таблицы параметров дополнительно должны быть приведены значения параметров одного из комплексов для контроля по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев в передаче и бокового зазора.



6,3 (√)

Внешний окружной модуль	m_e	10
Число зубьев	z	44
Тип зуба	–	Прямой
Исходный контур	–	ГОСТ13754-81
Коэффициент смещения	χ_e	0
Коэффициент изменения толщины зуба	χ_τ	0
Угол делительного конуса	δ	63°26'
Степень точности по ГОСТ 1758-81	–	8-В
Толщина зуба по постоянной хорде	$\bar{s}_{ce}$	$13{,}870^{-0{,}172}_{-0{,}376}$
Измерительная высота до внешней постоянной хорды	$\bar{h}_c$	7,476
Межосевой угол передачи	Σ	90°
Средний окружной модуль	m_m	8,3
Внешнее конусное расстояние	R_e	245,95
Среднее конусное расстояние	R	204,95
Средний делительный диаметр	d	365,2
Угол конуса впадин	δ_f	60°38'
Внешняя высота зуба	h_e	22
Обозначение чертежа сопряженного колеса		

Рис. 5.5

5.5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ
с $m \geqslant 1$ мм

НОРМЫ ТОЧНОСТИ

Показатели кинематической точности червячных пар, передач и червячных колес приведены в табл. 5.47. Показатели плавности работы червячных пар и передач, червячных колес, червяков устанавливаются по табл. 5.48, показатели, определяющие контакт зубьев с витками червяка, — по табл. 5.49.

Допуски и отклонения по нормам кинематической точности, нормам плавности работы и нормам контакта зубьев червячного колеса и витков червяка для различных степеней точности червячной передачи и ее элементов устанавливаются по табл. 5.50—5.58. В таблицах 5.50—5.58 даны значения норм тех показателей, которые в основном будут необходимы конструктору при расчете или выборе степеней точности, при разработке рабочих чертежей червячных колес, червяков и корпусов передач, а также выполнении некоторых инженерных расчетов (например, расчетов размерных цепей). При необходимости использования иных показателей точности, из числа приведенных в табл. 5.47—5.49, значения допусков и отклонений этих показателей см. ГОСТ 3675—81 (СТ СЭВ 311—76).

При пользовании табл. 5.50—5.58 необходимо учитывать следующие положения.

1. В зависимости от условий работы зубьев (витков) по правым и левым профилям допускается назначать для них допуски и отклонения из разных степеней

5.47. Показатели кинематической точности червячных передач и червячных колес с $m \geqslant 1$ мм по ГОСТ 3675—81 (СТ СЭВ 311—76)

Контролируемый объект	Номер комплекса	Показатель	Обозначение допусков	Степень точности
Червячная передача, червячная пара	1	F'_{ior}	F'_{io}	1—8
Червячное колесо	1	F'_{ir}	F'_i	1—8
	2	F_{pr}, F_{pkr}	F_p, F_{pk}	1—6
	3	F_{pr}	F_p	7, 8
	4	F_{cr}, F_{rr}	F_c, F_r	1—8
	5	F''_{ir}, F_{cr}	F''_i, F_c	8
	6	F''_{ir}	F''_i	9—12
	7	F_{rr}	F_r	9—12

Примечания: 1. Принятые обозначения показателей и допусков для червячных колес аналогичны указанным для цилиндрических зубчатых колес (см. п. 1 примечаний к табл. 5.4). F'_{ior} — см. табл. 5.1. 2. Допускается, чтобы одна из величин, входящих в комплекс (F_{cr}, F_{rr} и F''_{ir}, F_{cr}), превосходила предельное значение (т. е., например, F_c или F_r), если суммарное влияние обеих величин не превышает F'_i. 3. При соответствии кинематической точности червячной передачи требованиям стандарта отдельный контроль червячного колеса не производится.

5.48. Показатели плавности работы червячных передач, червячных колес и червяков с $m \geqslant 1$ мм по ГОСТ 3675—81 (СТ СЭВ 311—76)

Контролируемый объект	Номер комплекса	Показатель	Обозначение допусков и отклонений	Степень точности
Червячная передача, червячная пара	1	f_{zkor}, f_{zzor}	f_{zko}, f_{zzo}	2—8
Червячное колесо	1	f_{zkr}	f_{zk}	2—7
	2	f''_{ir}	f''_i	8—12
	3	f_{ptr}, f_{f2r}	f_{pt}, f_{f2}	5—8
	4	f_{ptr}	f_{pt}	8—12

Продолжение табл. 5.48

Контролируемый объект	Номер комплекса	Показатель	Обозначение допусков и отклонений	Степень точности
Цилиндрический червяк	1	f_{hsr}, f_{hr}, f_{hkr}	f_{hs}, f_h, f_{hk}	2—6
	2	f_{hr}, f_{hkr}, f_{f1r}	f_h, f_{hk}, f_{f1}	2—6
	3	f_{pxr}, f_{pxkr}, f_{f1r}	f_{px}, f_{pxk}, f_{f1}	4—8
	4	f_{pxr}, f_{rr}, f_{f1r}	f_{pr}, f_r, f_{f1}	7—12

Примечания: 1. Принятые обозначения: f_{zkor} и f_{zzor} см. табл. 5.1; f_{zkr}, f''_{ir}, f_{ptr} аналогичны указанным для цилиндрических зубчатых колес (см. п. 1 примечаний к табл. 5.5); f_{f1r} и f_{f2r} — погрешность профиля витка червяка и зуба червячного колеса соответственно; f_{hsr} — погрешность винтовой передачи червяка; f_{rr} — радиальное биение витка червяка; f_{hr} и f_{hkr} — погрешность винтовой линии в пределах оборота и на длине нарезанной части червяка соответственно; f_{pxr} (f_{pxkr}) — отклонение осевого шага (k шагов) червяка. 2. При соответствии плавности работы червячных передач требованиям стандарта отдельный контроль плавности работы червячных колес и червяков не производится.

5.49. Показатели, определяющие контакт зубьев червячного колеса с витками червяка с $m \geqslant 1$ мм по ГОСТ 3675—81 (СТ СЭВ 311—76)

Контролируемый объект	Показатель точности или комплекс	Обозначение отклонений	Степень точности
Червячная передача, червячная пара	Суммарное пятно контакта	—	2—12 — для передачи и пар с регулируемым и нерегулируемым расположением осей
Червячная передача с нерегулируемым расположением осей	f_{ar}, $f_{\Sigma r}$, f_{xr}	f_a, f_Σ, f_x	2—12

Примечания: 1. Принятые обозначения: f_{ar} — отклонение межосевого расстояния в передаче; $f_{\Sigma r}$ — отклонение межосевого угла передачи; f_{xr} — смещение средней плоскости колеса в передаче. Предельные отклонения обозначаются аналогично указанному в п. 1 примечаний к табл. 5.4. Например, предельные отклонения межосевого расстояния в передаче $\pm f_a$ ($+f_{as}$ — верхнее, f_{ai} — нижнее). 2. При соответствии суммарного пятна контакта червячной передачи или пары требованиям стандарта контроль по другим показателям контакта зубьев червячного колеса не производится.

5.50. Нормы кинематической точности. Допуски на радиальное биение червячного колеса F_r по ГОСТ 3675—81

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр червячного колеса d_2, мм		
		до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
		Допуск F_r, мкм		
4	От 1 до 3,5	10	15	18
	Св. 3,5 » 6,3	11	16	20
	» 6,3 » 10	13	18	22
5	От 1 до 3,5	16	22	28
	Св. 3,5 » 6,3	18	25	32
	» 6,3 » 10	20	28	38
6	От 1 до 3,5	25	36	45
	Св. 3,5 » 6,3	28	40	50
	» 6,3 » 10	32	45	56
7	От 1 до 3,5	36	53	63
	Св. 3,5 » 6,3	40	56	71
	» 6,3 » 10	45	63	80
8	От 1 до 3,5	45	63	80
	Св. 3,5 » 6,3	50	71	90
	» 6,3 » 10	56	80	100
9	От 1 до 3,5	56	80	100
	Св. 3,5 » 6,3	63	90	112
	» 6,3 » 10	71	100	125
10	От 1 до 3,5	71	100	125
	Св. 3,5 » 6,3	80	112	140
	» 6,3 » 10	90	125	160
11	От 1 до 3,5	90	125	160
	Св. 3,5 » 6,3	100	140	180
	» 6,3 » 10	112	160	200

Примечания: 1. Радиальным биением зубчатого венца червячного колеса F_{rr} или радиальным биением витка червяка f_{rr} (допуски F_r и f_r) называется наибольшая в пределах оборота червячного колеса (червяка) разность расстояний от его рабочей оси до контактной хорды впадины в нормальном сечении. Контактная хорда — хорда впадины (зуба) червячного колеса или витка червяка, стягивающая потенциальные контактные точки, лежащие на разноименных боковых поверхностях впадины (или зуба). 2. Допуск на наибольшую кинематическую погрешность червячного колеса рассчитывается по формуле $F_i' = F_p + f_{f2}$, где F_p определяется по табл. 5.51 в зависимости от степени по нормам кинематической точности; f_{f2} определяется по табл. 5.53 в зависимости от степени точности по нормам плавности. Наибольшая кинематическая погрешность червячного колеса F_{ir}' определяется аналогично указанной для цилиндрического зубчатого колеса (см. примечания табл. 5.7); при этом колесо вращается от точного (идеального) червяка, выполненного по всем параметрам на две степени точнее червяка контролируемой пары. 3. Допуск на наибольшую кинематическую погрешность червячной передачи $F_{io}' = F_p + f_{zzo}$, где F_p по табл. 5.51; f_{zzo} по табл. 5.55 в зависимости от степени точности по нормам плавности. 4. Значения F_r при $m \geqslant 10$ мм, при $d_2 > 800$ мм, для 1—3-й и 12-й степеней точности см. ГОСТ 3675—81.

5.51. Нормы кинематической точности. Допуски на накопленную погрешность K шагов F_{pk} по ГОСТ 3675—81

Степень точности	Модуль m, мм	Длина дуги L, мм									
		до 11,2	св. 11,2 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 315	св. 315 до 630	св. 630 до 1000	св. 1000 до 1600
		Допуск F_{pk}, мкм									
4	От 1 до 10	4,5	6	8	9	10	12	18	25	32	40
5	» 1 » 16	7	10	12	14	16	20	28	40	50	63
6	» 1 » 16	11	16	20	22	25	32	45	63	80	100
7	» 1 » 25	(16)	(22)	(28)	(32)	(36)	(45)	(63)	(90)	(112)	(140)
8	» 1 » 25	(22)	(32)	(40)	(45)	(50)	(63)	(90)	(125)	(160)	(200)

Примечания: 1. Значения в скобках даны для справок. 2. Допуск F_p (F_{pr} — накопленная погрешность шага червячного колеса) принимается $F_p = F_{pk}$ при $k = z_2/2$ (или ближайшему большему целому числу), где z_2 — число зубьев червячного колеса. Накопленная погрешность шага F_{pr} (допуск F_p) и накопленная погрешность K шагов F_{pkr} для червячного колеса определяются аналогично указанному для цилиндрического зубчатого колеса (см. п. 1 примечаний к табл. 5.8). 3. При отсутствии специальных требований допуск F_{pk} назначается для длины дуги средней делительной окружности, соответствующей 1/6 части числа зубьев червячного колеса (или дуги, соответствующей ближайшему целому числу зубьев). 4. Величины F_{pk} для червячных колес 1—3 степеней точности и для длин дуг $L > 1600$ мм см. ГОСТ 3675—81.

5.52. Нормы плавности работы для червяков с $m \geqslant 1$ мм. Допуски и отклонения f_{hs}, f_h, f_{hk}, f_{px}, f_{pxk}, f_{f1} по ГОСТ 3675—81

Степень точности	Модуль m, мм	Допуск, мкм					
		f_{hs}	f_h	f_{hk}	$\pm f_{px}$	$\pm f_{pxk}$	f_{f1}
4	От 1 до 3,5	2,5	4,4	9	3	5,3	4,5
	Св. 3,5 » 6,3	3,2	5,6	11	3,6	6,7	5,6
	» 6,3 » 10	3,8	7,1	14	4,8	8,5	7,5
5	От 1 до 3,5	3,8	7,1	14	4,8	8,5	7,1
	Св. 3,5 » 6,3	4,5	8,5	17	6,3	10	9
	» 6,3 » 10	6	11	22	7,5	13	12

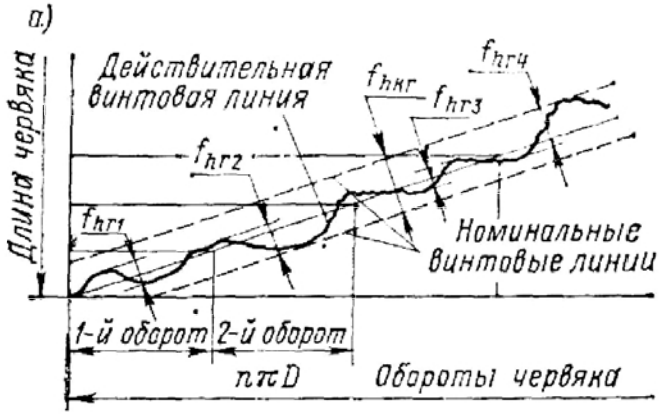
Продолжение табл. 5.52

Степень точности	Модуль m, мм	Допуск, мкм					
		f_{hs}	f_h	f_{hk}	$\pm f_{px}$	$\pm f_{pxk}$	f_{fi}
6	От 1 до 3,5	5,6	11	22	7,5	13	11
	Св. 3,5 » 6,3	6,7	14	28	9	16	14
	» 6,3 » 10	8	18	36	12	21	19
7	От 1 до 3,5	8,5	17	34	12	21	18
	Св. 3,5 » 6,3	10	21	42	15	26	24
	» 6,3 » 10	12	28	56	19	34	30
8	От 1 до 3,5	(12)	28	53	19	32	28
	Св. 3,5 » 6,3	(16)	34	67	24	40	36
	» 6,3 » 10	(18)	45	90	30	53	48
9	От 1 до 3,5	—	—	—	30	—	45
	Св. 3,5 » 6,3	—	—	—	36	—	56
	» 6,3 » 10	—	—	—	48	—	75
10	От 1 до 3,5	—	—	—	45	—	70
	Св. 3,5 » 6,3	—	—	—	56	—	90
	» 6,3 » 10	—	—	—	75	—	120
11	От 1 до 3,5	—	—	—	75	—	110
	Св. 3,5 » 6,3	—	—	—	90	—	140
	» 6,3 » 10	—	—	—	120	—	190

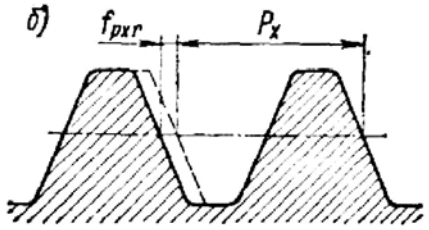
Примечания: 1. Погрешность винтовой поверхности витка червяка f_{hsr} (допуск f_{hs}) — наибольшее в пределах активной поверхности витка червяка расстояние по нормали между активной поверхностью червяка и условно соприкасающейся с ней соосно расположенной производящей поверхностью червячной фрезы, используемой для окончательной обработки зубьев червячного ко-

Продолжение табл. 5.52

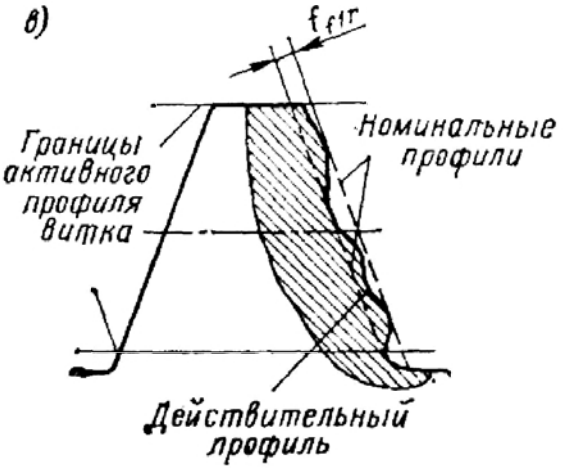
леса. Погрешность винтовой линии в пределах оборота червяка f_{hr} (допуск f_h) и на длине нарезанной части червяка f_{hkr} (допуск f_{hk}) — расстояние по нормали между двумя номинальными винтовыми линиями, лежащими на соосном цилиндре, близком к делительному цилиндру червяка, между которыми размещается делительная линия витка в пределах оборота червяка и в пределах нарезанной части червяка. На плоской развертке номинальные винтовые линии являются параллельными прямыми (см. рисунок). Отклонение осевого шага



червяка (предельные отклонения $\pm f_{px}$) — кинематическая погрешность червяка при его повороте на один номинальный угловой шаг (для одновиткового червяка — на один оборот — см. рисунок); осевой шаг червяка равен окруж-



ному шагу червячного колеса. Накопленная погрешность k шагов червяка f_{pxkr} (допуск f_{pxk}) — кинематическая погрешность червяка при номинальном его повороте на k целых угловых шагов. Погрешность профиля витка f_{f1r} (допуск f_{f1}) — расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными профилями, между которыми размещается действительный профиль (см. рисунок). 2. Значения в скобках даны для справок. 3. Значения допусков



для 1—3-й и 12-й степеней точности и при $m > 10$ мм см. ГОСТ 3675—81.

5.53. Нормы плавности работы червячных колес с $m \geqslant 1$ мм. Допуск на предельные отклонения шага колеса f_{pt}, допуск на погрешности профиля зубьев колеса f_{f_2} по ГОСТ 3675—81

Степень точности	Обозначение допусков	Модуль m, мм	Делительный диаметр d_2 червячного колеса, мм		
			до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
			Допуски $\pm f_{pt}$, f_{f2}, мкм		
4	f_{pt}	От 1 до 3,5	(±4)	(±4,5)	(±5)
		Св. 3,5 » 6,3	(±5)	(±5,5)	(±5,5)
		» 6,3 » 10	(±5,5)	(±6)	(±7)
	f_{f2}	От 1 до 3,5	(4,8)	(5,3)	(6,5)
		Св. 3,5 » 6,3	(5,3)	(6)	(7)
		» 6,3 » 10	(6)	(6,5)	(7,5)
5	f_{pt}	От 1 до 3,5	±6	±7	±8
		Св. 3,5 » 6,3	±8	±9	±9
		» 6,3 » 10	±9	±10	±11
	f_{f2}	От 1 до 3,5	6	7	9
		Св. 3,5 » 6,3	7	8	10
		» 6,3 » 10	8	9	11
6	f_{pt}	От 1 до 3,5	±10	±11	±13
		Св. 3,5 » 6,3	±13	±14	±14
		» 6,3 » 10	±14	±16	±18
	f_{f2}	От 1 до 3,5	8	9	12
		Св. 3,5 » 6,3	10	11	14
		» 6,3 » 10	12	13	16
7	f_{pt}	От 1 до 3,5	±14	±16	±18
		Св. 3,5 » 6,3	±18	±20	±20
		» 6,3 » 10	±20	±22	±25
	f_{f2}	От 1 до 3,5	11	13	17
		Св. 3,5 » 6,3	14	16	20
		» 6,3 » 10	17	19	24
8	f_{pt}	От 1 до 3,5	±20	±22	±25
		Св. 3,5 » 6,3	±25	±28	±28
		» 6,3 » 10	±28	±32	±36
	f_{f2}	От 1 до 3,5	14	18	25
		Св. 3,5 » 6,3	20	22	28
		» 6,3 » 10	22	28	36
9	f_{pt}	От 1 до 3,5	±28	±32	±36
		Св. 3,5 » 6,3	±36	±40	±40
		» 6,3 » 10	±40	±45	±50
10	f_{pt}	От 1 до 3,5	±40	±45	±50
		Св. 3,5 » 6,3	±50	±56	±56
		» 6,3 » 10	±56	±63	±71

Продолжение табл. 5.53

Степень точности	Обозначение допусков	Модуль m, мм	Делительный диаметр d_2 червячного колеса, мм		
			до 125	св. 125 до 400	св. 400 до 800
			Допуски $\pm f_{pt}$, f_{f2}, мкм		
11	f_{pt}	От 1 до 3,5 Св. 3,5 » 6,3 » 6,3 » 10	±56 ±71 ±80	±63 ±80 ±90	±71 ±80 ±100

Примечания: 1. Отклонения шага червячного колеса f_{ptr} (предельные отклонения $\pm f_{pt}$) и погрешность профиля зуба червячного колеса f_{f2r} (допуск f_{f2}) определяются аналогично указанным для червяка (см. определения f_{pxr}, f_{f1r} в п. 1 примечаний к табл. 5.52). 2. Значения в скобках даны для справок. 3. Значения отклонений и допусков f_{pt}, f_{f2} для 1—3-й и 12-й степеней точности и при делительном диаметре колеса $d_2 > 800$ мм см. ГОСТ 3675—81.

5.54. Нормы плавности работы червяка. Допуски на радиальное биение червяка f_r по ГОСТ 3675—81

Степень точности	Модуль m, мм	Делительный диаметр червяка d_1, мм						
		от 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180
		Допуск f_r, мкм						
4	От 1 до 10	(4,5)	(4,5)	(4,8)	(5)	(5,6)	(6,3)	(7,5)
5	От 1 до 16	(7,1)	(7,1)	(7,5)	(8)	(9)	(10)	(11,5)
6	От 1 до 16	(11)	(11,5)	(12)	(13)	(14)	(16)	(18)
7	От 1 до 25	15	16	17	18	20	22	25
8	От 1 до 25	20	20	21	22	25	28	32
9	От 1 до 25	25	25	26	28	32	36	40
10	От 1 до 25	32	32	34	36	40	45	50
11	От 1 до 25	40	40	42	45	50	56	63

Примечания: 1. Определение радиального биения витка червяка f_{rr} (допуск f_r) см. п. 1 примечаний к табл. 5.50. 2. Значения f_r для степеней точности 1—3-й и 12-й, а также при $d_1 > 180$ мм см. ГОСТ 3675—81.

5.55. Нормы плавности работы червячных передач. Допуски на циклическую погрешность зубцовой частоты f_{zzo} по ГОСТ 3675—81

Уровень точности по функциональному показателю плавности работы	Модуль m, мм	Частота k ($k = z_2$) циклической погрешности за оборот червячного колеса					
		до 16	св. 16 до 32	св. 32 до 63	св. 63 до 125	св. 125 до 250	св. 250 до 500
		Допуск f_{zzo}, мкм					
4	От 1 до 3,5	4,5	5	5	5,3	5,6	6,3
	Св. 3,5 » 6,3	5,6	5,6	6	6,7	7,1	8
	» 6,3 » 10	6,7	7,1	7,1	8	8,5	9
5	От 1 до 3,5	6,7	7,1	7,5	8	8,5	9,5
	Св. 3,5 » 6,3	8	8,5	9	10	10,5	12
	» 6,3 » 10	10	10,5	11	12	13	15
6	От 1 до 3,5	10	10,5	11	12	13	14
	Св. 3,5 » 6,3	12	13	14	15	16	18
	» 6,3 » 10	14	16	17	18	19	22
7	От 1 до 3,5	15	16	17	18	19	21
	Св. 3,5 » 6,3	18	19	20	22	24	28
	» 6,3 » 10	22	24	24	26	30	33
8	От 1 до 3,5	22	24	24	25	28	(30)
	Св. 3,5 » 6,3	28	28	30	32	34	(40)
	» 6,3 » 10	32	34	36	38	42	(48)
9	От 1 до 3,5	(32)	(34)	(36)	(38)	(40)	(45)
	Св. 3,5 » 6,3	(40)	(40)	(42)	(45)	(50)	(56)
	» 6,3 » 10	(48)	(48)	(50)	(56)	(60)	(67)

Примечания: 1. Уровни точности передач по функциональному показателю плавности их работы устанавливаются в зависимости от степени точности по показателю плавности работы и величины эффективного коэффициента осевого перекрытия $\varepsilon_{\beta e}$:

$\varepsilon_{\beta e}$	Степень точности по показателю плавности работы				
	4	5	6	7	8
	Уровень точности по показателю плавности работы				
От 0 до 0,45	4	5	6	7	(8)
Св. 0,45 » 0,58	3	4	5	6	7
» 0,58 » 0,67	2	3	4	5	6
» 0,67	(1)	2	3	4	5

Эффективный коэффициент осевого перекрытия (по колесу) определяется по приближенной формуле

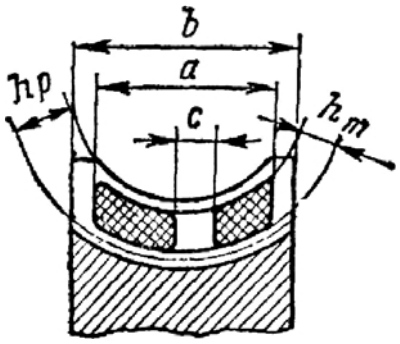
$$\varepsilon_{\beta e} = k_s k_v \frac{z_1}{\pi},$$

где k_s — отношение размера суммарного пятна контакта по длине зуба червячного колеса (без учета разрыва пятна) к ширине зубчатого венца; k_v — отношение ширины зубчатого венца червячного колеса к делительному диаметру червяка; z_1 — число витков червяка. 2. Значения в скобках даны для справок. 3. Величины f_{zzo} при 1—3-м уровнях точности по показателю f_{zzor} и при частоте $k = z_2 > 500$ см. СТ СЭВ 311—76.

5.56. Нормы контакта зубьев в червячных цилиндрических передачах с $m \geqslant 1$ мм. Суммарное пятно контакта по ГОСТ 3675—81

Степень точности	Суммарное пятно контакта, %			
	по высоте зубьев		по длине зубьев	
	Относительные размеры	Допускаемые отклонения	Относительные размеры	Допускаемые отклонения
2; 3	80	—5	75	—5
4; 5	75	—10	70	—10
6; 7	65	—10	60	—10
8; 9	55	—15	50	—15
10	45	—15	40	—15
11; 12	Отдельные пятна			

Примечания: 1. Суммарное пятно контакта — часть боковой поверхности зуба червячного колеса, на которой располагаются следы прилегания его с витками парного червяка после вращения собранной передачи при легком торможении (см. рис.). Относительные размеры суммарного пятна кон-



такта определяются по формулам, приведенным в п. 1 примечаний к табл. 5.10.
2. Если суммарное пятно контакта в существенно большей его части сдвинуто от средней плоскости колеса по направлению вращения червяка, допускается нормировать его относительные размеры независимо от данных таблицы. Выход уплотненного контакта на кромку зубьев не допускается.

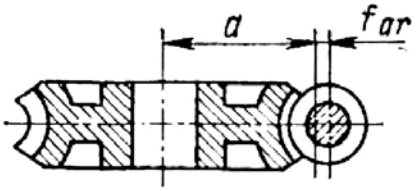
5.57. Нормы контакта зубьев и витков червяка. Предельное отклонение межосевого расстояния в передаче $\pm f_a$, предельное смещение средней плоскости колеса в передаче $\pm f_x$ по ГОСТ 3675—81

Степень точности	Обозначение отклонений	Межосевое расстояние a_w, мм										
		до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000	св. 1000 до 1250
		Отклонения $\pm f_a$, $\pm f_x$, мкм										
4	f_a	11	13	15	17	18	20	21	23	26	28	30
	f_x	8,5	10	11	13	14	16	17	18	19	21	22
5	f_a	18	20	24	26	28	32	34	36	40	42	46
	f_x	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34

Продолжение табл. 5.57

Степень точности	Обозначение отклонений	Межосевое расстояние a_w, мм										
		до 80	св. 80 до 100	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000	св. 1000 до 1250
		Отклонения $\pm f_a$, $\pm f_x$, мкм										
6	f_a	28	32	38	42	45	50	53	56	63	67	75
	f_x	22	25	28	32	36	40	42	45	48	53	56
7	f_a	45	50	60	67	75	80	85	90	95	105	118
	f_x	34	40	45	50	56	60	67	70	75	85	90
8	f_a	71	80	90	105	110	125	130	140	160	170	180
	f_x	53	63	71	80	90	100	105	110	120	130	140
9	f_a	110	130	150	160	180	200	210	240	250	260	280
	f_x	85	100	110	130	140	150	160	170	190	200	220
10	f_a	180	200	220	260	280	300	340	360	380	420	450
	f_x	130	130	180	200	220	240	260	280	300	320	340
11	f_a	280	320	375	420	450	500	530	560	600	670	710
	f_x	210	250	280	320	340	380	400	450	500	530	560

Примечания: 1. Отклонение межосевого расстояния f_{ar} (предельные отклонения $\pm f_a$) — разность действительного и номинального межосевых расстояний в собранной передаче (см. рис.). Смещение средней плоскости червячного колеса f_{xr} (предельные смещения $\pm f_x$) — расстояние между средней плоскостью червячного колеса и плоскостью, перпендикулярной его оси, и проходящей через ось червяка в собранной передаче (см. рис.). 2. Предельное отклонение межосевого расстояния в обработке f_{ac} и предельное смещение средней плоскости червячного колеса в обработке f_{xc} не должны превышать $0{,}75f_a$ и $0{,}75f_x$ соответственно. 3. При осуществлении модификации боковых поверхностей зубьев червячных колес нерегулируемых передач 7—10-й степеней точности по нормам плавности в обоснованных случаях допускается изменять значения межосевого расстояния a_c в обработке, а при постоянстве величин и знака деформаций элементов передачи — и номинальное положение средней плоскости червячного колеса. 4. Значения f_a, f_x при $a_w > 1250$ мм и для 2, 3-й и 12-й степеней точности см. ГОСТ 3675—81.

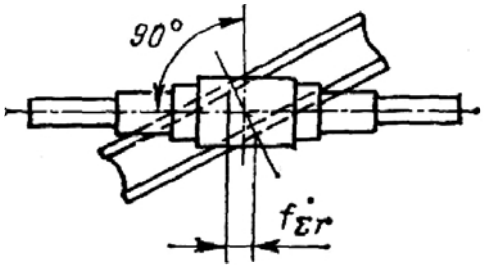




5.58. Нормы контакта зубьев и витков червяка. Предельные отклонения межосевого угла передачи $\pm f_{\Sigma}$ по ГОСТ 3675—81

Ширина зубчатого венца, мм	Степень точности							
	4	5	6	7	8	9	10	11
	Отклонение $\pm f_{\Sigma}$, мкм							
До 63	6	7,1	9	12	16	22	28	34
Св. 63 до 100	7,5	9,5	12	17	22	28	36	45
» 100 » 160	11	13	17	24	30	40	50	63
» 160 » 250	—	19	24	32	42	56	71	90
» 250	—	—	—	48	63	80	100	130

Примечания: 1. Отклонение межосевого угла червячной передачи $f_{\Sigma r}$ (предельные отклонения $\pm f_{\Sigma}$) — разность между действительным и номинальным межосевыми углами в передаче (см. рис.). Отклонение межосевого угла



передачи выражается в линейных величинах на ширине зубчатого венца колеса. 2. Предельное отклонение межосевого угла передачи в обработке $f_{\Sigma c}$ не должно превышать $0{,}75 f_{\Sigma}$. 3. При осуществлении модификации боковых поверхностей зубьев червячных колес нерегулируемых червячных передач 7—10-й степеней точности по нормам плавности в обоснованных случаях допускается изменять номинальное значение межосевого угла (Σ_c) в обработке. 4. Значения f_{Σ} для 2, 3 и 12-й степеней точности см. ГОСТ 3675—81.

точности: по нормам кинематической точности (табл. 5.50, 5.51), кроме F_r и F_i''; по нормам плавности работы (табл. 5.52—5.55), кроме f_i''.

2. При специальных требованиях к форме и расположению пятна контакта или к способам его обнаружения, а также при профильной или продольной модификациях боковых поверхностей зубьев колеса и витков червяка показатели и нормы, определяющие контакт зубьев червячного колеса и витков червяка в передаче, устанавливаются независимо от указанных в табл. 5.56, 5.58.

3. Проверка червяков, червячных колес, червячных пар и передач, кроме передач 1—3 степеней точности, по всем показателям установленного комплекса не является обязательным, если изготовитель существующей у него системой контроля точности производства гарантирует выполнение соответствующих требований стандарта.

4. Для червячных передач с углом профиля исходного червяка α, не равным 20°, допуск на радиальное биение червяка f_r (табл. 5.54), допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f_i'', а также предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ должны быть умножены на коэффициент, равный $\sin 20°/\sin \alpha$.

5. Требования к точности червяков и червячных колес установлены относительно рабочих осей. Погрешности, вносимые при использовании в качестве измерительной базы поверхностей, имеющих неточности формы и расположения

относительно рабочей оси, должны быть учтены или компенсированы введением производственного допуска.

При назначении в чертеже червяка или червячного колеса требований к их точности относительно другой базы (например, оси отверстия), которая может не совпадать с рабочей осью, измеренная погрешность изделия будет отличаться от погрешности относительно рабочей оси.

6. При комбинировании норм различных степеней точности нормы плавности работы червяков, червячных колес, червячных пар и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев колеса и витков червяка не могут быть грубее норм плавности работы червячных передач.

7. Степень точности передачи или пары определяется по элементу (червяку, червячному колесу или корпусу) с наиболее низкими показателями.

8. Для нерабочих боковых поверхностей (сторон) зубьев червячного колеса и витков червяка, используемых в течение ограниченного времени при пониженных нагрузках, допускается уменьшение точности, но не более чем на две ступени.

9. В табл. 5.59 приведены основные средства контроля червяков и червячных колес.

5.59. Средства измерения цилиндрических червяков, колес и червячных передач [10, 13]

Измеряемый элемент	Средства измерения	
	специальные	универсальные
Кинематическая и циклическая погрешности передач	Кинематометр магнитоэлектрический, прибор для контроля кинетической погрешности зубофрезерных станков	Теодолит с автоколлиматором
Радиальное биение зубчатого венца	Биениемеры, прибор универсальный для поэлементного контроля колес и шеверов	—
Накопленная погрешность шага червячного колеса	Прибор для поэлементного контроля, контактомер, приборы для контроля накопленной погрешности шага	Оптическая делительная головка и отсчетная линейная головка
Винтовая линия, осевой шаг, профиль, радиальное биение витков червяка	Эвольвентомер с устройством для контроля винтовой линии, ходомер, приборы для комплексного и поэлементного контроля червячных фрез, контактомер с устройством для контроля осевого и углового шагов	Универсальный микроскоп, отсчетное устройство со сферическим наконечником
Пятно контакта	Приспособления с постоянным или переменным межосевым расстоянием, контрольно-обкатные станки	—
Толщина витка червяка	Зубомеры хордовые (штангензубомеры)	Универсальный и другие микроскопы, с помощью проволочек и роликов при использовании универсальных измерительных средств

НОРМЫ БОКОВОГО ЗАЗОРА

Величины гарантированного бокового зазора $j_{n\,min}$ для различных видов сопряжений (табл. 5.60) устанавливаются независимо от степеней точности и комбинирования.

5.60. Виды сопряжений червяка с червячным колесом при $m \geqslant 1$ мм по ГОСТ 3675—81

Вид сопряжений	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*H*	—	—	—
Вид допуска бокового зазора	*a*	*b*	*c*	*d*	*h*	*h*	*z*	*y*	*x*
Степень точности	5—12	5—12	3—9	3—8	2—6	2—6	—	—	—

Примечание. Соответствие видов сопряжений и видов допусков бокового зазора допустимо изменять; при этом могут быть использованы также и виды допуска *z*, *y*, *x*.

5.61. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,min}$ червячных передач с $m \geqslant 1$ мм по ГОСТ 3675—81

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a_w, мм										
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000	св. 1000 до 1250
	Зазор $j_{n\,min}$, мкм										
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	30	35	40	46	52	57	63	70	80	90	105
D	46	54	63	72	81	89	97	110	125	140	165
C	74	87	100	115	130	140	155	175	200	230	260
B	120	140	160	185	210	230	250	280	320	360	420
A	190	220	250	290	320	360	400	440	500	560	660

Примечание. Значения $j_{n\,min}$ при $a_w > 1250$ мм см. ГОСТ 3675—81.

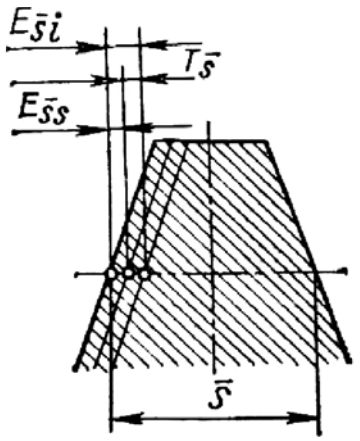
5.62. Наименьшие отклонения толщины витка червяка по хорде E_{-ss} по ГОСТ 3675—81

Вид сопряжения	Слагаемое I										
	Межосевое расстояние a_w, мм										
	до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000	св. 1000 до 1250
	Слагаемое I, отклонение E_{-ss}, мкм										
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
E	32	38	42	48	56	60	67	75	85	95	110
D	48	56	67	75	85	95	105	120	130	150	170
C	80	95	105	120	130	140	160	180	210	240	280
B	130	150	170	200	220	240	260	300	340	380	450
A	200	220	260	300	340	380	420	480	530	600	710

Продолжение табл. 5.62

Степень точности	Модуль m, мм	Межосевое расстояние a_w, мм										
		до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630	св. 630 до 800	св. 800 до 1000	св. 1000 до 1250
		Слагаемое II										
		Слагаемое II, отклонение E_{-ss}, мкм										
4	От 1 до 3,5	14	15	17	18	20	21	22	24	26	28	30
	Св. 3,5 » 6,3	16	17	18	20	21	22	24	25	26	28	30
	» 6,3 » 10	—	—	20	21	22	24	25	26	28	30	32
5	От 1 до 3,5	22	25	28	30	32	34	36	38	42	45	48
	Св. 3,5 » 6,3	25	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48
	» 6,3 » 10	—	—	32	34	36	38	40	42	45	48	50
6	От 1 до 3,5	36	40	45	48	50	53	56	60	67	71	75
	Св. 3,5 » 6,3	40	42	45	50	53	56	60	63	67	71	75
	» 6,3 » 10	—	—	53	56	56	60	63	67	71	75	80
7	От 1 до 3,5	60	63	71	75	80	85	90	100	105	110	120
	Св. 3,5 » 6,3	63	67	75	80	85	90	95	100	110	120	125
	» 6,3 » 10	—	—	85	90	95	100	105	110	120	125	130
8	От 1 до 3,5	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
	Св. 3,5 » 6,3	100	110	120	130	140	140	150	160	170	190	200
	» 6,3 » 10	—	—	130	140	150	160	160	170	180	190	210
9	От 1 до 3,5	150	160	180	190	210	220	240	250	260	280	300
	Св. 3,5 » 6,3	160	180	190	210	220	240	250	260	280	300	320
	» 6,3 » 10	—	—	210	220	240	250	260	280	300	320	340
10	От 1 до 3,5	240	260	280	300	340	360	380	400	420	450	500
	Св. 3,5 » 6,3	260	280	300	320	340	380	400	420	450	480	500
	» 6,3 » 10	—	—	340	360	380	400	420	450	480	500	530
11	От 1 до 3,5	380	400	450	500	530	560	600	630	710	750	800
	Св. 3,5 » 6,3	420	450	480	530	560	600	630	670	710	750	800
	» 6,3 » 10	—	—	530	560	600	630	670	710	750	800	850

Примечания: 1. $E_{\bar{s}s}$ — наименьшее предписанное уменьшение контактной хорды витка червяка (см. рис.), осуществляемое с целью обеспечения



в передаче бокового зазора. Определяется в нормальном сечении к витку червяка. 2. Наименьшее отклонение толщины витка червяка определяется как сумма слагаемых I и II. 3. Значения $E_{\bar{s}s}$ при $a_w > 1250$ мм и для 2, 3 и 12-й степеней точности см. ГОСТ 3675—81.

5.63. Допуски на толщину витка $T_{\bar{s}}$ по ГОСТ 3675—81

Вид допуска бокового зазора	Допуск на радиальное биение колеса, мкм								
	до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св 40 до 50
	Допуски $T_{\bar{s}}$, мкм								
h	21	22	24	26	28	32	38	42	50
d	25	28	30	32	36	42	48	55	65
c	30	34	36	40	45	52	60	70	80
b	40	45	48	52	58	65	73	85	100
a	52	55	60	65	75	85	95	110	130
z	65	70	75	80	95	110	120	130	150
y	80	85	95	110	120	130	150	160	180
x	100	110	120	130	150	170	180	200	220

Примечания: 1. Допуск $T_{\bar{s}}$ направлен в тело витка (см. рис. к п. 1 примечаний к табл. 5.62). 2. Допуск на радиальное биение колеса f_r см. табл. 5.50. 3. Значения допусков $T_{\bar{s}}$ при $F_r > 50$ мкм см. ГОСТ 3675—81.

Показателями, обеспечивающими гарантированный боковой зазор при всех видах сопряжений, являются: $j_{n\,\min}$ — для червячных передач с регулируемым расположением осей (табл. 5.61); $E_{\bar{s}\bar{s}}$ и $T_{\bar{s}}$ — для червячных передач с нерегулируемым расположением осей (табл. 5.62, 5.63).

При использовании табл. 5.61—5.63 необходимо учитывать следующие положения.

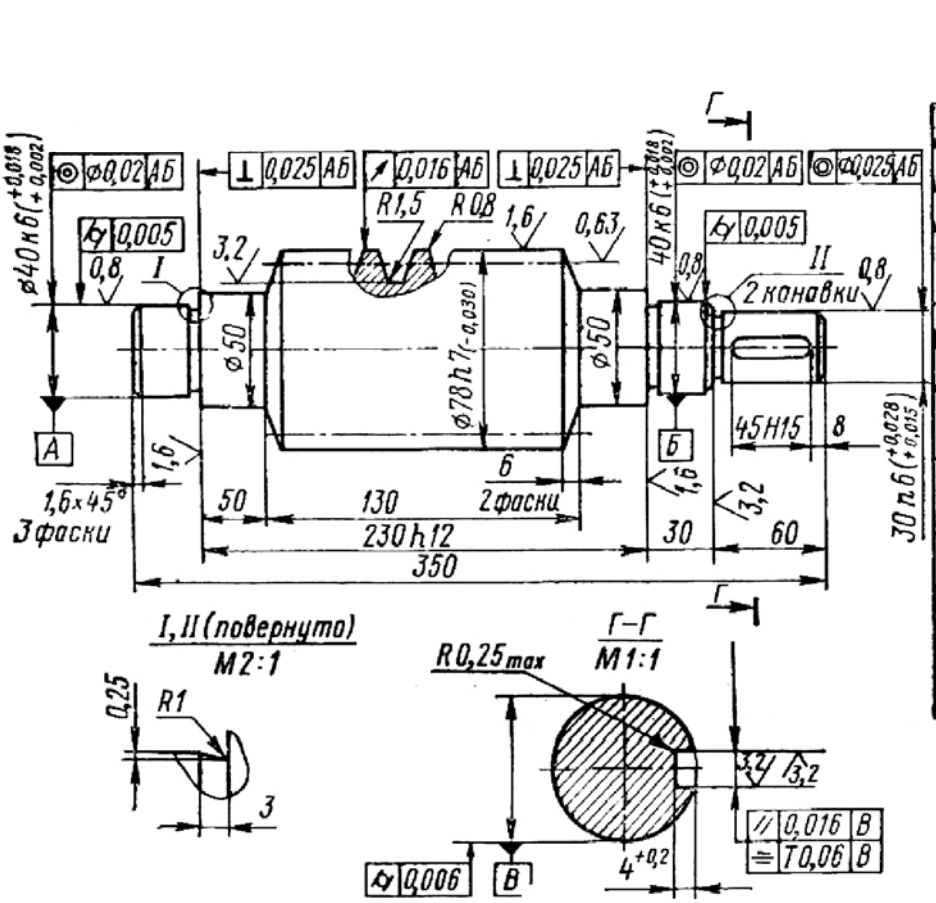
1. Методика расчета гарантированного бокового зазора в червячных передачах аналогичная указанному для цилиндрических зубчатых передач.

Боковой зазор, соответствующий температурной компенсации, приближенно можно определить по формуле [2]

$$j_{n\,\min} > j_{n\bar{1}} = \sin\alpha\cos\lambda\,[(\alpha_к d_2 + \alpha_ч d_1)(t_п - 20°) - 2a\alpha_{кор}(t_{кор} - 20°)], \quad (5.36)$$

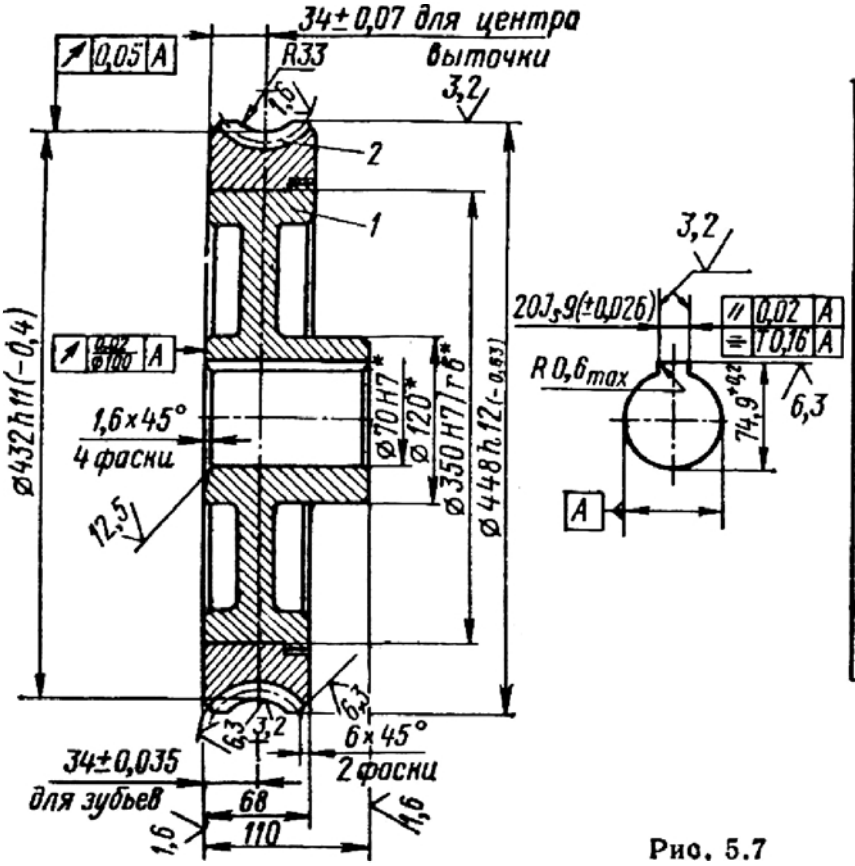
где α — угол профиля червяка; λ — угол подъема витка червяка на делительном цилиндре; $\alpha_к$, $\alpha_ч$, $\alpha_{кор}$ — коэффициенты линейного расширения колеса, червяка и корпуса соответственно (см. табл. 1.62); $t_п$, $t_{кор}$ — температура червячной передачи и корпуса.

2. Соответствие между видом сопряжения (см. рис. 5.1) и видом допуска на боковой зазор по табл. 5.60 допускается изменять, используя при этом и виды допусков *z*, *y*, *x*. В таком случае допуск на толщину витка червяка $T_{\bar{s}}$ определяется по табл. 5.63 в зависимости от выбранного вида допуска на боковой зазор.



Модуль	m	6
Число витков	z_1	2
Вид червяка	—	ZA
Делительный угол подъема	γ	10°18′17″
Направление линии витка	—	Правое
Исходный червяк	—	ГОСТ 19036-81
Степень точности по ГОСТ 3675-81	—	7-В
Делительная толщина по хорде витка	$\bar{s}_{a1}$	$9{,}27^{-0{,}280}_{-0{,}345}$
Высота до хорды витка	$\bar{h}_{a1}$	6
Делительный диаметр червяка	d_1	66
Ход витка	P_{z1}	37,68

Рис. 5.6



Модуль	m	6
Число зубьев	z_2	70
Направление линии зуба	—	Правое
Коэффициент смещения червяка	x	0
Исходный производящий червяк	—	ГОСТ 19036-81
Степень точности по ГОСТ 3675-81	—	7-В
Межосевое расстояние	a_w	249±0,05
Делительный диаметр червячного колеса	d_2	420
Вид сопряженного червяка	—	ZA
Число витков сопряженного червяка	z_1	2
Обозначение чертежа сопряженного червяка		

Рис. 5.7

3. Чертежи металлических механических обработанных цилиндрических червяков (архимедов червяк *ZA*, эвольвентный червяк *ZI*$_1$, конволютный с прямолинейным профилем витка *ZN1*, конволютный с прямолинейным профилем впадины *ZN2*, червяк, образованный конусом, *ZK*) и сопряженных червячных колес передач с углом скрещивания осей 90° выполняются по ГОСТ 2.406—76 в части указания параметров зубчатого венца и по другим стандартам ЕСКД.

Основные параметры червячных цилиндрических передач приведены в ГОСТ 2144—76. Расчеты геометрии червячных цилиндрических передач см. ГОСТ 19650—74. Параметры витков исходного червяка и исходного производящего червяка, а также радиальные зазоры червячной цилиндрической передачи установлены ГОСТ 19036—81, ГОСТ 20184—81.

Пример указания параметров зубчатого венца на чертеже [1] червяка вида *ZA* (архимедов червяк) со стандартным исходным червяком приведен на рис. 5.6. На чертеже помещена таблица параметров зубчатого венца, состоящая из трех частей, которые отделяются сплошными основными линиями.

В первой части таблицы параметров (см. рис. 5.6) указываются основные данные, во второй — данные для контроля, а в третьей — справочные данные. Во второй части таблицы параметров зубчатого венца червяка должны быть приведены данные для контроля взаимного положения разноименных профилей витка по одному из следующих вариантов: 1) делительная толщина по хорде витка $\bar{s}_{a1}$ и высота до хорды $\bar{h}_{a1}$; 2) размер червяка по роликам M и диаметр измерительного ролика D. Второй вариант чаще используется для червяков с $m <$ < 1 мм.

Наименьшие отклонения толщины витка червяка $E_{\bar{s}s}$ приведены в табл. 5.61, допуски на толщину витка червяка $T_{\bar{s}}$ — в табл. 5.62. Значения $E_{\bar{s}s}$ и $T_{\bar{s}}$, приведенные в таблицах, справедливы при измерении толщины витка на базе его рабочей оси. Если витки червяка измеряют на базе наружного цилиндра, в таблице параметров следует указывать соответственно скорректированные значения отклонений и допусков.

Пример указания параметров зубчатого венца на чертеже колеса, сопрягаемого с червяком вида *ZA* (архимедов червяк) приведен на рис. 5.7. На чертеже помещается таблица параметров венца, состоящая из двух частей. В первой части таблицы параметров указывают основные данные, во второй — справочные данные. Данные для контроля в таблице чертежа червячного колеса не приводят.

Список литературы

1. **Детали** машин: Справочник/ Под ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машиностроение, 1968. Т. 1. 440 с.
2. **Инструктивные** материалы по применению стандартов на допуски мелкомодульных зубчатых передач и исходный контур мелкомодульных зубчатых колес. М.: Изд-во стандартов, 1964. 170 с.
3. **Козлов М. П.** Зубчатые передачи точного приборостроения. М.: Машиностроение, 1969. 399 с.
4. **Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г.** Конструкции и расчет зубчатых редукторов: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.
5. **Левашов А. В.** Основы расчета точности кинематических цепей металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1966. 212 с.
6. **Лившиц Г. А.** Требования ГОСТ 1643—72 и расчет динамики зубчатого привода. — Стандарты и качество, 1974, № 7, с. 10—12.
7. **Марков А. Л.** Измерение зубчатых колес. 4-е изд. Л.: Машиностроение, 1977. 279 с.
8. Методические указания по внедрению ГОСТ 1643—72 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски». Госкомитет стандартов СМ СССР. М.: ЦНИИТмаш, МИЭМ, 1975. 110 с.
9. **Мягков В. Д.** Краткий справочник конструктора. 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1975. 816 с.
10. **Производство** зубчатых колес: Справочник/ Под ред. Б. А. Тайца. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1975. 708 с.
11. **Решетов Д. Н.** Детали машин. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1974. 665 с.
12. **Справочник** по производственному контролю в машиностроении/ Под ред. А. К. Кутая. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1974. 975 с.
13. **Тайц Б. А.** Точность и контроль зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1972. 367 с.

[1] **Требования к точности заготовок для червячных колес и червяков не приводятся в связи с отсутствием нормативно-методических материалов по внедрению ГОСТ 3675—81.**

Глава 6. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

6.1. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

Применение деталей из пластмасс в различных конструкциях позволяет получить качественно новые параметры при одновременном снижении себестоимости и трудоемкости изготовления машин и приборов, уменьшении массы и проявлении ряда других преимуществ. Однако специфика пластмасс как конструкционных материалов заставляет конструктора по-новому подходить к решению важнейших проблем проектирования: выбору конкретного типа материала, расчетам и обоснованию конструктивных параметров и технологичности детали, экономическому анализу. Все это четко проявляется при расчете и выборе посадок, назначении допусков на сопрягаемые и несопрягаемые размеры. В машино- и приборостроении все больше осваивается изготовление разнообразных точных (условно — до IT13) деталей из пластмасс, причем даже без последующей механической обработки.

Примеры применения пластмасс для изготовления деталей и узлов машин и технологической оснастки приведены в табл. 6.1. Наиболее распространены детали с размерами до 500 мм.

Допуски и посадки гладких соединений деталей из пластмасс следует назначать по стандарту СТ СЭВ 179—75 «Единая система допусков и посадок СЭВ. Поля допусков деталей из пластмасс», который введен в действие в качестве государственного стандарта СССР с 01.01.1978 года [1].

Стандарт распространяется на гладкие сопрягаемые и несопрягаемые элементы и устанавливает поля допусков, причем основные положения и числовые значения допусков и основных отклонений, правила образования полей допусков и обозначений принимаются точно соответствующими СТ СЭВ 145—75.

Поля допусков и посадки для деталей из пластмасс

Для идентификации допусков, учитывая способность пластмасс к значительным объемным и линейным изменениям при воздействии температурно-влажностных факторов, поля допусков, устанавливаемые ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75), относятся к следующим исходным условиям: температура $+20^{\circ}$ С, относительная влажность воздуха 65 %. Можно также указать (из производственного опыта): время выдержки детали после ее изготовления и до начала контроля: 12 ч — для квалитетов точности до IT12, 6 ч — для квалитетов точности IT13—IT14 и 3 ч — для квалитетов точности IT15 и грубее.

Поля допусков для деталей из пластмасс приведены в табл. 6.2 и 6.3. Ряды полей допусков из указанных таблиц являются ограничением рядов полей допусков по СТ СЭВ 144—75 и, кроме того, включают поля допусков, не вошедшие в этот стандарт, но образованные на основе СТ СЭВ 145—75.

Числовые значения предельных отклонений валов и отверстий пластмассовых деталей, содержащихся в СТ СЭВ 144—75, приведены в п. 1.3 (с. 78, ч. 1), а не содержащихся в нем и установленных СТ СЭВ 179—75, — в табл. 6.4 и 6.5.

Дополнительные поля допусков, не предусмотренные СТ СЭВ 145—75, установленные по специальным зависимостям и применяемые для деталей из пластмасс в отдельных технически обоснованных случаях, например, при значительных коэффициентах термического расширения пластмасс, таковы: для

---

[1] В СССР впервые в мировой практике ранее был разработан ГОСТ 11710—66, который, как рекомендуемый, официально не отменен — до окончания перевода внедрения ЕСДП СЭВ

6.1. Примеры применения пластмасс для изготовления деталей и узлов машин и технологической оснастки [5]

Детали и узлы машин, технологическая оснастка	Условные номера пластмасс *
Зубчатые и червячные колеса	1; 9—11; 16; 17 **; 20; 21
Шкивы, маховички, ступицы	4; 9; 11; 12 **; 14—18; 20
Ролики, катки, бегуны	1; 2 **; 4; 11; 13; 14—23
Подшипники скольжения (вкладыши, втулки), буксы, ползунки, подпятники	1; 3; 11; 12 ***; 14; 17; 18; 20; 21; 23
Направляющие станков	1; 11; 14; 20; 21
Детали шарикоподшипников	1; 9; 11
Тормозные колодки и накладки, ленты и диски сцепления	15; 22
Облицовка грузоподъемных барабанов, шкивов трения	5 ***; 15; 20; 22
Трубы, фитинги, детали арматуры	1; 2; 4; 7; 9; 15; 16; 19; 24; 25
Фильтры, вентили и другие детали масляных и водных систем	1—7; 9; 12; 13; 18 **
Рабочие органы вентиляторов, насосов и других гидромашин	1; 2; 4; 9; 11; 25
Уплотнения (манжеты, прокладки, сальниковые набивки), мембраны	1—3; 5; 11
Антикоррозионные покрытия металлических деталей, облицовка химической аппаратуры	1—5; 8; 9
Износоустойчивые покрытия металлических изделий	1; 3 **; 8
Кожухи, крышки, резервуары, корпусы редукторов	1; 2; 6; 7; 10; 11; 15; 16; 20—22; 4; 12; 13; 17 **
Рукоятки, штурвалы, кнопки, колпачки	4; 6; 7; 11—14; 16; 18
Детали точных механизмов: часов, счетных машин, реле времени, измерительных и регулирующих приборов, автоматов	9; 10; 11
Болты, гайки, шайбы слабонагруженные	1; 4; 10; 11
Пружины, рессоры	24; 25
Кулачковые механизмы, клапаны и другие детали аппаратуры и машин, воспринимающие ударные нагрузки	1; 6 ***; 11; 14
Крупногабаритные элементы конструкций, несущие нагрузки: корпусы, емкости, лотки и т. д.	20; 23—25
Электроизоляционные детали, панели, щитки, корпусы приборов	1—14; 16; 17; 19; 21—25
Светопропускающие и оптические детали (линзы, смотровые стекла и др.)	7; 10; (1; 4; 6; 13; 25) ***
Копиры, контрольные шаблоны	12 ***; 17; 19; 21; 23; 25
Холоднолистовые штампы	16; 20; 23; 25; (18; 12) ***
Литейные модели	8; 12; 25

* Обозначения: 1 — полиамиды; 2 — полиэтилен, полипропилен и другие этиленопласты; 3 — фторопласты; 4 — винипласты жесткие; 5 — винипласты пластифицированные; 6 — полистирол и его сополимеры; 7 — акрилопласты; 8 — эпоксипласты; 9 — пентапласт; 10 — поликарбонат; 11 — полиформальдегид; 12 — пресс-порошки фенольные; 13 — пресс-порошки карбамидные; 14 — волокнит и кордоволокнит; 15 — асбоволокниты; 16 — стекловолокниты; 17 — текстолитовая пресс-крошка; 18 — древесная пресс-крошка; 19 — гетинакс; 20 — древеснослоистые пластики; 21 — текстолиты; 22 — асботекстолиты; 23 — стеклотекстолиты; 24 — ориентированные стеклопластики типа СВАМ; 25 — стеклопластики листовые, намотанные из стекломатов на связующих контактного типа.

** При малых нагрузках.

*** Специальные составы.

6.2. Поля допусков валов по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75)

Квалитет	Основные отклонения														
	a	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*h*	j_s	*k*	*u*	*x*	*z*	*za*	*zb*	*zc*
8			*c*8	*d*8	*e*8	*f*8	*h*8	j_s8 *	*k*8 **	*u*8	*x*8	*z*8			
9				*d*9	*e*9	*f*9	*h*9	j_s9 *	*k*9 **						
10				*d*10			*h*10	j_s10 *	*k*10 **		*x*10 **	*z*10 **	*za*10 **	*zb*10 **	
11	*a*11	*b*11	*c*11	*d*11			*h*11	j_s11 *	*k*11 **						*zc*11 **
12		*b*12					*h*12	j_s12 *							
13							*h*13	j_s13 *							
14							*h*14 *	j_s14 *							
15							*h*15 *	j_s15 *							
16							*h*16 *	j_s16 *							
17							*h*17 *	j_s17 *							

* Поля допусков, как правило, не предназначенные для посадок.
** Поля допусков, не содержащиеся в СТ СЭВ 144—75.

6.3. Поля допусков отверстий по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75)

Квалитет	Основные отклонения														
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*H*	J_s	*N*	*U*	*X*	*Z*	*ZA*	*ZB*	*ZC*
8				*D*8	*E*8	*F*8	*H*8	J_s8 *	*N*8 **	*U*8					
9				*D*9	*E*9	*F*9	*H*9	J_s9 *	*N*9 **						
10				*D*10			*H*10	J_s10 *	*N*10 **		*X*10**	*Z*10 **	*ZA*10**	*ZB*10 **	
11	*A*11	*B*11	*C*11	*D*11			*H*11	J_s11 *	*N*11 **						*ZC*11 **
12		*B*12					*H*12	J_s12 *							
13							*H*13	J_s13 *							
14							*H*14 *	J_s14 *							
15							*H*15 *	J_s15 *							
16							*H*16 *	J_s16 *							
17							*H*17 *	J_s17 *							

* Поля допусков, как правило, не предназначенные для посадок.
** Поля допусков, не содержащиеся в СТ СЭВ 144—75.

6.4. Предельные отклонения валов по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75)

Интервал размеров, мм	Поля допусков								
	*k*8	*k*9	*k*10	*x*10	*z*10	*za*10	*zb*10	*k*11	*zc*11
	Предельные отклонения, мкм								
От 1 до 3	+14 0	+25 0	+40 0	—	+60 +26	—	+80 +40	+60 0	+120 +60
Св. 3 до 6	+18 0	+30 0	+48 0	—	+83 +35	—	+98 +50	+75 0	+155 +80
Св. 6 до 10	+22 0	+36 0	+58 0	—	+100 +42	—	+125 +67	+90 0	+187 +97
Св. 10 до 14	+27 0	+43 0	+70 0	—	+120 +50	—	+160 +90	+110 0	+240 +138
Св. 14 до 18					+130 +60	—	+178 +108		+260 +150
Св. 18 до 24	+33 0	+52 0	+84 0	—	+157 +73	+182 +98	+220 +136	+130 0	+318 +188
Св. 24 до 30					+172 +88	+202 +118	+244 +160		+348 +218
Св. 30 до 40	+39 0	+62 0	+100 0	+180 +80	+212 +112	+248 +148	+300 +200	+160 0	+434 +274
Св. 40 до 50				+197 +97	+236 +136	+280 +180	+342 +242		+485 +325
Св. 50 до 65	+46 0	+74 0	+120 0	+242 +122	+292 +172	+346 +226	+420 +300	+190 0	+595 +405
Св. 65 до 80				+266 +146	+330 +210	+394 +274	+480 +360		+670 +480
Св. 80 до 100	+54 0	+87 0	+140 0	+318 +178	+398 +258	+475 +335	+585 +445	+220 0	+805 +585
Св. 100 до 120				+350 +210	+450 +310	+540 +400	+665 +525		+910 +690
Св. 120 до 140	+63 0	+100 0	+160 0	+408 +248	+525 +365	+630 +470	+780 +620	+250 0	+1050 +800
Св. 140 до 160				+440 +280	+575 +415	+695 +535	+860 +700		+1150 +900

Продолжение табл. 6.4

Интервал размеров, мм	Поля допусков								
	*k*8	*k*9	*k*10	*x*10	*z*10	*za*10	*zb*10	*k*11	*zc*11
	Предельные отклонения, мкм								
Св. 160 до 180	+63 0	+100 0	+160 0	+470 +310	+625 +465	+760 +600	+940 +780	+250 0	+1250 +1000
Св. 180 до 200	+72 0	+115 0	+185 0	+535 +350	+705 +520	+855 +670	+1065 +880	+290 0	+1440 +1150
Св. 200 до 225				+570 +385	+760 +575	+925 +740	+1145 +960		+1540 +1250
Св. 225 до 250				+610 +425	+825 +640	+1005 +820	+1235 +1050		+1640 +1350
Св. 250 до 280	+81 0	+130 0	+210 0	+685 +475	+920 +710	+1130 +920	+1410 +1200	+320 0	+1870 +1550
Св. 280 до 315				+735 +525	+1000 +790	+1210 +1000	+1510 +1300		+2020 +1700
Св. 315 до 355	+89 0	+140 0	+230 0	+820 +590	+1130 +900	+1380 +1150	+1730 +1500	+360 0	+2260 +1900
Св. 355 до 400				+890 +660	+1230 +1000	+1530 +1300	+1880 +1650		+2460 +2100
Св. 400 до 450	+97 0	+155 0	+250 0	+990 +740	+1350 +1100	+1700 +1450	+2100 +1850	+400 0	+2800 +2400
Св. 450 до 500				+1070 +820	+1500 +1250	+1850 +1600	+2350 +2100		+3000 +2600

6.5. Предельные отклонения отверстий по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75)

Интервал размеров, мм	Поля допусков							
	*N*9	*N*10	*X*10	*Z*10	*ZA*10	*ZE*10	*N*11	*ZC*11
	Предельные отклонения, мкм							
От 1 до 3	−4 −29	−4 −40	—	−26 −66	—	−40 −80	−4 −64	−60 −120
Св. 3 до 6	0 −30	0 −48	—	−35 −83	—	−50 −98	0 −75	−80 −155
Св. 6 до 10	0 −36	0 −58	—	−42 −100	—	−67 −125	0 −90	−97 −187

Продолжение табл. 6.5

Интервал размеров, мм	Поля допусков							
	*N*9	*N*10	*X*10	*Z*10	*ZA*10	*ZE*10	*N*11	*ZC*11
	Предельные отклонения, мкм							
Св. 250 до 280	0 −130	0 −210	−475 −685	−710 −920	−920 −1130	−1200 −1410	0 −320	−1550 −1870
Св. 280 до 315			−525 −735	−790 −1000	−1000 −1210	−1300 −1510		−1700 −2020
Св. 315 до 355	0 −140	0 −230	−590 −820	−900 −1130	−1150 −1380	−1500 −1730	0 −360	−1900 −2260
Св. 355 до 400			−660 −890	−1000 −1230	−1300 −1530	−1650 −1880		−2100 −2460
Св. 400 до 450	0 −155	0 −250	−740 −990	−1100 −1350	−1450 −1700	−1850 −2100	0 −400	−2400 −2800
Св. 450 до 500			−820 −1070	−1250 −1500	−1600 −1850	−2100 −2350		−2600 −3000

валов *ay*, *az*, *ze*; для отверстий *AY*, *AZ*, *ZE*. Числовые значения предельных отклонений для дополнительных полей допусков валов и отверстий, образованных основными отклонениями, не предусмотренными СТ СЭВ 145—75, приведены в табл. 6.6 и 6.7. Числовые значения допусков по IT18 см. табл. 1.8, ч. 1.

Рекомендуемые посадки в соединениях пластмассовых деталей друг с другом (по стандарту) приведены в табл. 6.8. При выборе посадки в соединениях пластмассовых деталей с металлическими для последних рекомендуется назначать поля допусков по СТ СЭВ 144—75: для валов — *h7*, *h8*, *h9*, *h10*, *h11*, *h12*; для отверстий — *H7*, *H8*, *H9*, *H10*, *H11*, *H12*.

Кроме посадок, указанных в табл. 6.8, возможно образование других посадок из полей допусков валов и отверстий. Например, в соединениях пластмассовых деталей друг с другом, требующих, как правило, бóльших зазоров или натягов, чем в соединениях с металлическими деталями, могут быть целесообразны посадки, образованные полями допусков отверстий из системы вала с полями допусков валов из системы отверстия. Выбору посадок обязательно должен предшествовать расчет [2]. Следует отметить, что данные табл. 6.8 не дифференцированы в зависимости от номинального размера соединения, особенностей физико-механических свойств пластмасс и других факторов, имеющих существенное значение для рационального назначения посадки. В табл. 6.9 приведены рекомендуемые замены полей допусков и посадок по ГОСТ 11710—66 (система ОСТ) полями допусков и посадками по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75) и рекомендуемые замены посадок по ГОСТ 11710—66 посадками по СТ СЭВ 179—75.

6.6. Предельные отклонения дополнительных полей допусков валов по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75)

Интервал размеров, мм	Поля допусков валов						
	*y*10	*zc*10	*ay*11	*az*11	*ze*11	*h*18 *	j_s18 *
	Предельные отклонения, мкм						
От 1 до 3	—	+100 +60	—	—	+150 +90	0 −1400	+700 −700
Св. 3 до 6	—	+128 +80	−860 −935	−490 −565	+195 +120	0 −1800	+900 −900
Св. 6 до 10	—	+155 +97	−900 −990	−500 −590	+242 +152	0 −2200	+1100 −1100
Св. 10 до 14	—	+200 +130	−920 −1030	−520 −630	+316 +206	0 −2700	+1350 −1350
Св. 14 до 18	—	+220 +150			+348 +238		
Св. 18 до 24	+147 +63	+272 +188	−960 −1090	−540 −670	+426 +296	0 −3300	+1650 −1650
Св. 24 до 30	+159 +75	+302 +218			+475 +345		
Св. 30 до 40	+194 +94	+374 +274	−1000 −1160	−560 −720	+595 +435	0 −3900	+1950 −1950
Св. 40 до 50	+214 +114	+425 +325	−1050 −1210	−580 −740	+680 +520		
Св. 50 до 65	+164 +144	+525 +405	−1100 −1290	−600 −790	+840 +650	0 −4600	+2300 −2300
Св. 65 до 80	+294 +174	+600 +480	−1150 −1340	−640 −830	+960 +770		
Св. 80 до 100	+354 +214	+725 +585	−1200 −1420	−680 −900	+1160 +940	0 −5400	+2700 −2700
Св. 100 до 120	+394 +254	+830 +690	−1300 −1520	−740 −960	+1320 +1100		

Продолжение табл. 6.6

Интервал размеров, мм	Поля допусков валов						
	*y*10	*zc*10	*ay*11	*az*11	*ze*11	*h*18 *	j_s18 *
	Предельные отклонения, мкм						
Св. 120 до 140	+460 +300	+960 +800	−1450 −1700	−820 −1070	+1550 +1300		
Св. 140 до 160	+500 +340	+1060 +900	−1650 −1900	−940 −1190	+1700 +1450	0 −6300	+3150 −3150
Св. 160 до 180	+540 +380	+1160 +1000	−1850 −2100	−1050 −1300	+1850 +1600		
Св. 180 до 200	+610 +425	+1335 +1150	−2100 −2390	−1200 −1490	+2090 +1800		
Св. 200 до 225	+665 +470	+1435 +1250	−2400 −2690	−1350 −1640	+2290 +2000	0 −7200	+3600 −3600
Св. 225 до 250	+705 +520	+1535 +1350	−2600 −2890	−1500 −1790	+2490 +2200		
Св. 250 до 280	+790 +580	+1760 +1550	−2900 −3220	−1650 −1970	+2720 +2400		
Св. 280 до 315	+860 +650	+1910 +1700	−3400 −3720	−1900 −2220	+3020 +2700	0 −8100	+4050 −4050
Св. 315 до 355	+960 +730	+2130 +1900	−3800 −4160	−2200 −2560	+3360 +3000		
Св. 355 до 400	+1050 +820	+2330 +2100	−4300 −4660	−2400 −2760	+3760 +3400	0 −8900	+4450 −4450
Св. 400 до 450	+1170 +920	+2650 +2400	−4800 −5200	−2700 −3100	+4200 +3800		
Св. 450 до 500	+1250 +1000	+2850 +2600	−5300 −5700	−3000 −3400	+4600 +4200	0 −9700	+4850 −4850

* Поля допусков, как правило, не предназначенные для посадок.

6.7. Предельные отклонения дополнительных полей допусков отверстий по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75)

Интервал размеров, мм	Поля допусков отверстий						
	*Y*10	*ZC*10	*AY*11	*AZ*11	*ZE*11	*H*18 *	J_s18 *
	Предельные отклонения, мкм						
От 1 до 3	—	−60 −100	—	—	−90 −150	+1400 0	+700 −700
Св. 3 до 6	—	−80 −128	+935 +860	+565 +490	−120 −195	+1800 0	+900 −900
Св. 6 до 10	—	−97 −155	+990 +900	+590 +500	−152 −242	+2200 0	+1100 −1100
Св. 10 до 14	—	−130 −200	+1030 +920	+630 +520	−206 −316	+2700 0	+1350 −1350
Св. 14 до 18	—	−150 −220			−238 −348		
Св. 18 до 24	−63 −147	−188 −272	+1090 +960	+670 +540	−296 −426	+3300 0	+1650 −1650
Св. 24 до 30	−75 −159	−218 −302			−345 −475		
Св. 30 до 40	−94 −194	−274 −374	+1160 +1000	+720 +560	−435 −595	+3900 0	+1950 −1950
Св. 40 до 50	−114 −214	−325 −425	+1210 +1050	+740 +580	−520 −680		
Св. 50 до 65	−144 −164	−405 −525	+1290 +1100	+790 +600	−650 −840	+4600 0	+2300 −2300
Св. 65 до 80	−174 −294	−480 −600	+1340 +1150	+830 +640	−770 −960		
Св. 80 до 100	−214 −354	−585 −725	+1420 +1200	+900 +680	−940 −1160	+5400 0	+2700 −2700
Св. 100 до 120	−254 −394	−690 −830	+1520 +1300	+960 +740	−1100 −1320		

Продолжение табл. 6.7

Интервал размеров, мм	Поля допусков отверстий						
	*Y*10	*ZC*10	*AY*11	*AZ*11	*ZE*11	*H*18 *	J_s18 *
	Предельные отклонения, мкм						
Св. 120 до 140	−300 −460	−800 −960	+1700 +1450	+1070 +820	−1300 −1550		
Св. 140 до 160	−340 −500	−900 −1060	+1900 +1650	+1190 +940	−1450 −1700	+6300 0	−3150 −3150
Св. 160 до 180	−380 −540	−1000 −1160	+2100 +1850	+1300 +1050	−1000 −1850		
Св. 180 до 200	−425 −610	−1150 −1335	+2390 +2100	+1490 +1200	−1800 −2090		
Св. 200 до 225	−470 −656	−1250 −1435	+2690 +2400	+1640 +1350	−2000 −2290	+7200 0	+3600 −3600
Св. 225 до 250	−520 −705	−1350 −1535	+2890 +2600	+1790 +1500	−2200 −2490		
Св. 250 до 280	−580 −790	−1550 −1760	+3220 +2900	+1970 +1650	−2400 −2720		
Св. 280 до 315	−650 −860	−1700 −1910	+3720 +3400	+2220 +1900	−2700 −3020	+8100 0	+4050 −4050
Св. 315 до 355	−730 −960	−1900 −2130	+4160 +3800	+2560 +2200	−3000 −3360		
Св. 355 до 400	−820 −1050	−2100 −2330	+4660 +4300	+2760 +2400	−3400 −3760	+8900 0	+4450 −4450
Св. 400 до 450	−920 −1170	−2400 −2650	+5200 +4800	+3100 +2700	−3800 −4200		
Св. 450 до 500	−1000 −1250	−2600 −2850	+5700 +5300	+3400 +3000	−4200 −4600	+9700 0	+4850 −4850

* Поля допусков, как правило, не предназначенные для посадок.

6.8. Рекомендуемые посадки для деталей из пластмасс по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75)

Основное отверстие	Система отверстия																	
	Основные отклонения валов																	
	ay	*az*	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*h*	*k*	*u*	*x*	*y*	*z*	*za*	*zb*	*zc*	*ze*
	Посадки																	
H8					$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{k8}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$		$\frac{H8}{z8}$				
H9						$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H9}{k9}$		$\frac{H9}{x10}$	$\frac{H9}{y10}$	$\frac{H9}{z10}$	$\frac{H9}{za10}$	$\frac{H9}{zb10}$		
H10						$\frac{H10}{d10}$			$\frac{H10}{h10}$	$\frac{H10}{k10}$			$\frac{H10}{y10}$	$\frac{H10}{z10}$	$\frac{H10}{za10}$	$\frac{H10}{zb10}$	$\frac{H10}{zc10}$; $\frac{H10}{zc11}$	$\frac{H10}{ze11}$
H11	$\frac{H11}{ay11}$	$\frac{H11}{az11}$	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$			$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H11}{k11}$							$\frac{H11}{zc11}$	$\frac{H11}{ze11}$
H12				$\frac{H12}{b12}$					$\frac{H12}{h12}$									
H13									$\frac{H13}{h13}$									

Система вала																		
Основной вал	Основные отклонения отверстий																	
	AY	*AZ*	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*H*	*N*	*U*	*X*	*Y*	*Z*	*ZA*	*ZB*	*ZC*	*ZE*
	Посадки																	
*h*8						$\frac{D8}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{N8}{h8}$	$\frac{U8}{h8}$							
*h*9						$\frac{D9}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{N9}{h9}$		$\frac{X10}{h9}$	$\frac{Y10}{h9}$	$\frac{Z10}{h9}$	$\frac{ZA10}{h9}$	$\frac{ZB10}{h9}$		
*h*10						$\frac{D10}{h10}$			$\frac{H10}{h10}$	$\frac{N10}{h10}$			$\frac{Y10}{h10}$	$\frac{Z10}{h10}$	$\frac{ZA10}{h10}$	$\frac{ZB10}{h10}$	$\frac{ZC10}{h10}$; $\frac{ZC11}{h10}$	$\frac{ZE11}{h10}$
*h*11	$\frac{AY11}{h11}$	$\frac{AZ11}{h11}$	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$			$\frac{H11}{h11}$	$\frac{N11}{h11}$							$\frac{ZC11}{h11}$	$\frac{ZE11}{h11}$
*h*12				$\frac{B12}{h12}$					$\frac{H12}{h12}$									
*h*13									$\frac{H13}{h13}$									

6.9. Рекомендуемые замены полей допусков и посадок по ГОСТ 11710—66 полями по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75) [4] *

Поля допусков					
Группа посадок	Поле допуска по ГОСТ 11710—66 (вала или отверстия)	Рекомендуемое для замены поле допуска		Интервалы размеров, в которых возможна замена, мм	Характеристика замены
		вала	отверстия		
С натягом	$Пр2_{за}$	zc10	ZC10	От 1 до 24	Допуски сохраняются на исходном уровне; предельные отклонения в некоторых случаях выходят за пределы поля допуска по ГОСТ 11710—66 более, чем на 20% от этого допуска
		zb10	ZB10	Св. 14 » 80	
		za10	ZA10	» 40 » 315	
		z10	Z10	» 140 » 500	
	$Пр1_{за}$	za10	ZA10	Св. 30 до 100	
		z10	Z10	» 50 » 120	
		y10	Y10	» 100 » 315	
		x10	X10	» 200 » 500	
	$Пр2_4$	ze11	ZE11	От 1 до 500	
	$Пр1_4$	ze11	ZE11	От 1 до 50	
		zc11	ZC11	Св. 30 » 500	
Переходные	$Н_3$	k8	K8	От 1 до 500	Допуски сокращаются на 20—25%
		k9	K9	От 1 до 500	Допуски расширяются на 20—25%
	$Н_{за}$	k10	N10	От 1 до 500	Допуски и предельные отклонения практически совпадают
С зазором	$Ш1_4$	az11	AZ11	Св. 3 до 500	Допуски сохраняются на исходном уровне; предельные отклонения в некоторых случаях выходят за пределы поля допуска по ГОСТ 11710—66 более, чем на 20% от этого допуск
	$Ш2_4$	az11	AZ11	Св. 3 до 50 и св. 200 до 500	
		ay11	AY11	» 30 » 315	

* Перед применением желательна опытная проверка.

Продолжение табл. 6.9

Группа посадок	Посадки в системе отверстия		Посадки в системе вала		Интервалы размеров, в которых возможна замена, мм	Характеристика замены
	по ГОСТ 11710—66	Рекомендуемая для замены посадка	по ГОСТ 11710—66	Рекомендуемая для замены посадка		
С натягом	$\frac{A_{3a}}{Пр2_{3a}}$	$\frac{H10}{zc10}$ $\frac{H10}{zb10}$ $\frac{H10}{za10}$ $\frac{H10}{z10}$	$\frac{Пр2_{3a}}{B_{3a}}$	$\frac{ZC10}{h10}$ $\frac{ZB10}{h10}$ $\frac{ZA10}{h10}$ $\frac{Z10}{h10}$	От 1 до 24 Св. 14 » 80 » 40 » 315 » 140 » 500	Допуски посадок сохраняются на исходном уровне; предельные натяги в отдельных случаях выходят за пределы поля допуска посадки по ГОСТ 11710—66 более чем на 20% от этого допуска
	$\frac{A_{3a}}{Пр1_{3a}}$	$\frac{H10}{za10}$ $\frac{H10}{z10}$ $\frac{H10}{y10}$ $\frac{H10}{x10}$	$\frac{Пр1_{3a}}{B_{3a}}$	$\frac{ZA10}{h10}$ $\frac{Z10}{h10}$ $\frac{Y10}{h10}$ $\frac{X10}{h10}$	Св. 30 до 100 » 50 » 120 » 100 » 315 » 200 » 500	
	$\frac{A_4}{Пр2_4}$	$\frac{H11}{ze11}$	$\frac{Пр2_4}{B_4}$	$\frac{ZE11}{h11}$	От 1 до 500	
	$\frac{A_4}{Пр1_4}$	$\frac{H11}{ze11}$ $\frac{H11}{zc11}$	$\frac{Пр1_4}{B_4}$	$\frac{ZE11}{h11}$ $\frac{ZC11}{h11}$	От 1 до 50 Св. 30 » 500	
Переходные	$\frac{A_3}{H_3}$	$\frac{H8}{k8}$	$\frac{H_3}{B_3}$	$\frac{N8}{h8}$	От 1 до 500	Допуски посадок сокращаются на 20—25%; предельные зазоры и натяги выходят за пределы поля допуска посадки по ГОСТ 11710—66 на 10—12% от этого допуска

Продолжение табл. 6.9

Группа посадок	Посадки					
	Посадки в системе отверстия		Посадки в системе вала		Интервалы размеров, в которых возможна замена, мм	Характеристика замены
	по ГОСТ 11710—66	Рекомендуемая для замены посадка	по ГОСТ 11710—66	Рекомендуемая для замены посадка		
Переходные	$\frac{A_3}{H_2}$	$\frac{H9}{k8}$	$\frac{H_3}{B_3}$	$\frac{N9}{h8}$	От 1 до 500	Допуски посадок сохраняются на исходном уровне, предельные зазоры и натяги отличаются на ± (10—15) % от допуска посадки по ГОСТ 11710—66
		$\frac{H8}{k9}$		$\frac{N8}{h9}$	От 1 до 500	
		$\frac{H9}{k9}$		$\frac{N9}{h9}$	От 1 до 500	Допуски посадок расширяются на 20—25%, предельные зазоры и натяги выходят за пределы поля допуска посадки по ГОСТ 11710—66 на 10—15% от этого допуска
	$\frac{A_{3a}}{H_{3a}}$	$\frac{H10}{k10}$	$\frac{H_{3a}}{B_{3a}}$	$\frac{N10}{h10}$	От 1 до 500	Допуски посадок и предельные зазоры и натяги практически совпадают
С зазором	$\frac{A_4}{Ш1_4}$	$\frac{H11}{az11}$	$\frac{Ш1_4}{B_4}$	$\frac{AZ11}{h11}$	Св. 3 до 500	Допуски посадок сохраняются на исходном уровне; предельные зазоры в отдельных случаях выходят за пределы поля допуска посадки по ГОСТ 11710—66 более, чем на 20% от этого допуска
	$\frac{A_4}{Ш2_4}$	$\frac{H11}{ay11}$	$\frac{Ш2_4}{B_4}$	$\frac{AZ11}{h11}$	Св. 3 до 30 » 200 » 500	
				$\frac{AY11}{h11}$	Св. 30 до 315	

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ДОПУСКИ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС, ПОЛУЧАЕМЫХ ФОРМОВАНИЕМ[1]

Технологический допуск — это допуск, определяемый пределами рассеяния размеров деталей при их изготовлении с учетом экономически достижимой точности для данного материала и данного метода формования или обработки деталей из пластмасс. Экономичное изготовление пластмассовых деталей возможно в тех случаях, когда назначаемый по ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75) конструкторский допуск (определение по СТ СЭВ 145—75) не больше технологического.

На точность размеров деталей из пластмасс, получаемых в формах, влияют: специфика материала, технология переработки (способ и режимы), особенности

[1] Методический материал СЭВ «Технологические рекомендации по применению СТ СЭВ 179—75 «Поля допусков деталей из пластмасс» — см. также [4].

конструкции детали и формы, условия хранения и применения. Основные факторы, вызывающие неточность размеров деталей из пластмасс, а также формующих элементов, приведены в табл. 6.10.

Квалитеты точности для размеров деталей из пластмасс простой геометрической формы [1], получаемых в условиях массового производства формованием (прессованием, литьем и т. д.), приведены в табл. 6.11. Они могут назначаться либо по величине колебания усадки ΔS материала, определяемой на стандартных образцах по ГОСТ 18616—80 (см. табл. 6.12), либо по величине усадки, определенной измерением конкретных деталей.

Приведенные в табл. 6.11 квалитеты точности устанавливают технологические допуски для категорий размеров (рис. 6.1), определяемых как размерами формующих элементов (категория A_1), так и взаимным их расположением (категории A_2 и A_3). Такое разделение объясняется известным различием в точности формования соответствующих элементов изделия. Размеры категории A_2 и A_3 по сравнению с размерами категории A_1 более грубые (за исключением интервала размеров до 3 мм) из-за влияния дополнительных (кроме колебания усадки) источников погрешностей, например, зазоров между перемещающимися частями формы. Более подробная классификация размеров с точки зрения точностных возможностей изготовления изделий хотя и технологически обоснована, но неудобна для стандартизации.

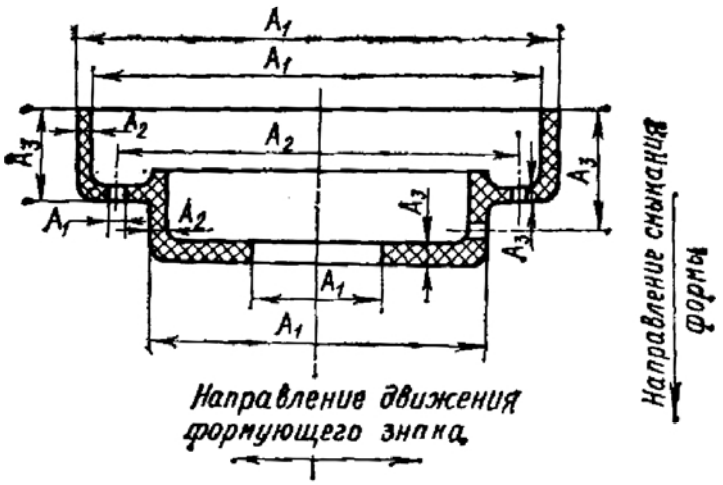


Рис. 6.1

Усложнение конфигурации детали при прочих равных условиях приводит к понижению точности (условно на один квалитет по сравнению с простым изделием).

Весьма важным для оценки суммарной общей погрешности изготовления $\delta_{общ}$ изделий из пластмасс является вопрос о технологических уклонах, которые назначаются в необходимых случаях на наружные (рис. 6.2) и внутренние поверхности и вызывают дополнительную значительную погрешность $\delta_{укл}$ размеров. Опыт производства позволяет рекомендовать следующие значения углов технологических уклонов α: наружные поверхности — 30′, 45′, 1°, 1,5°; внутренние поверхности, в том числе отверстия глубиной $l > 1{,}5d$, —45′, 1°, 2°; отверстия глубиной $l \leqslant 1{,}5d$ — 30′, 45′; поверхности выступов, ребер жесткости и подобных конструктивных элементов — 1°, 2°, 5°. Угол технологического уклона, равный 15′, хотя и применяют, но следует помнить, что метрологическая погрешность, возникающая при контроле такого небольшого угла на поверхностях пластмассовых изделий универсальными измерительными средствами, почти соизмерима с абсолютными значениями измеряемого параметра. Меньшие из перечисленных значений углов технологического уклона предлагаются для материалов с более низкими колебаниями усадки (условно до 0,4 %), а более высокие значения — для больших колебаний усадки (условно свыше 0,4 %).

Для сопрягаемых ответственных размеров изделий из пластмасс, точность которых оценивают квалитетами точности 8—13 (включительно) в зависимости от угла технологического уклона предусматривается два варианта учета погрешности от уклона:

---

[1] К деталям простой геометрической формы относят, например, плоские монолитные детали с габаритными размерами до 50 мм, с соотношением высоты к длине не более 1 : 10 и разностенностью не более 2 : 1, а также детали — тела вращения с отношением диаметра к высоте не более 1 : 2 и толщиной стенок втулок 3—5 мм.

6.10. Основные факторы, вызывающие неточность размеров деталей из пластмасс и формующих элементов технологической оснастки

Объект	Факторы, вызывающие неточность размеров	
	при изготовлении	при хранении и применении
Детали из пластмасс	Рассеяние технологических свойств, например усадки	Дополнительная усадка
	Условия предварительной подготовки пластмасс	Условия окружающей среды (температура, влажность, химический состав)
	Неточность формы (неточность изготовления, износ формующих элементов, неточность сборки)	Напряженное состояние материала детали
	Условия механической обработки (при ее применении)	Старение материала
	Условия размерного контроля	Условия размерного контроля
Формующие элементы технологической оснастки	Неточность изготовления	Износ
	Неточность сборки	Условия эксплуатации (изменение температуры, деформация)
	Условия размерного контроля	Условия работы оборудования

6.11. Квалитеты точности для размеров деталей из пластмасс

Интервалы размеров, мм	Квалитет точности при значениях колебания усадки ΔS, %							
	до 0,06	св. 0,06 до 0,10	св. 0,10 до 0,16	св. 0,16 до 0,25	св. 0,25 до 0,40	св. 0,40 до 0,60	св. 0,60 до 1,00	св. 1,00
Размеры категории A_1								
До 3	8	9	10	11	12	13	14	15
Св. 3 » 30	8	9	10	11	12	13	14	15
» 30 » 120	9	10	11	12	13	14	15	16
» 120 » 250	10	11	12	13	14	15	16	17
» 250 » 500	11	12	13	14	15	16	17	18
Размеры категории A_2 и A_3								
До 3	10	11	12	13	14	15	16	17
Св. 3 » 30	9	10	11	12	13	14	15	16
» 30 » 120	10	11	12	13	14	15	16	17
» 120 » 250	11	12	13	14	15	16	17	18
» 250 » 500	12	13	14	15	16	17	18	—

1) при $\alpha \leqslant 1°$ погрешность от уклона должна располагаться в заданном поле допуска размера (как и другие погрешности формы, если они не оговариваются в чертеже особо);

2) при $\alpha > 1°$ погрешность от уклона не располагается в поле допуска размера, а сопряжение рассматривается как коническое (расчет посадок такого сопряжения осуществляется по специальной методике).

Точность несопрягаемых размеров изделий из пластмасс оценивают квалитетами точности 14—18; для этих размеров погрешность $\delta_{укл}$ определяют отдельно:

$$\delta_{укл} = 2H \operatorname{tg} \alpha,$$

где H — высота того элемента детали, на который назначают уклон.

Общую погрешность $\delta_{общ}$ (рис. 6.2) несопрягаемых размеров должны оценивать путем суммирования данных, полученных из табл. 6.11, и данных, полученных расчетом.

Пример. По конструктивным соображениям деталь из пластмассы марки 03-010-02 (ГОСТ 5689—79), должна иметь размеры и предельные отклонения, указанные на рис. 6.3, сделанном по заводскому чертежу.

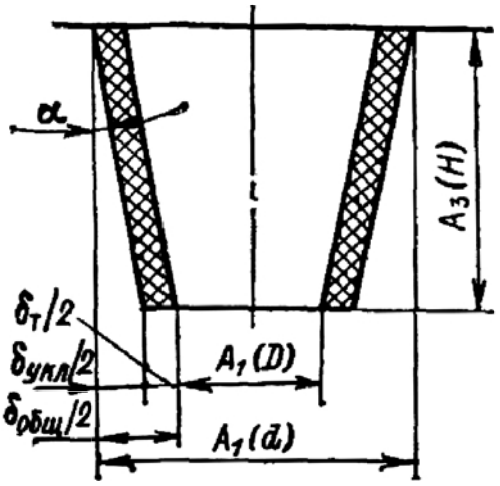


Рис. 6.2

Требуется проверить возможность выполнения заданной точности элементов детали при изготовлении ее методом прямого прессования и определить квалитеты точности для размеров с непроставленными отклонениями.

Р е ш е н и е. 1. По табл. 6.12 находим, что данная пластмасса имеет максимальное колебание расчетной усадки при формовании 0,40 %.

2. Определяем категорию сложности детали (см. с. 423) и относим ее к категории простой геометрической формы.

3. По табл. 6.11 устанавливаем квалитеты точности, учитывая расположение плоскости разъема формы, и определяем значения допусков в выбранных квалитетах. Полученные допуски и будут технологическими допусками $\delta_т$.

4. Определяем величину погрешности за счет технологического уклона $\delta_{укл}$ для поверхностей элементов детали с размерами $\varnothing 20^{+0,28}$ мм и $\varnothing 7 \pm 0,15$ мм

6.12. Ориентировочные значения колебания усадки некоторых распространенных пластмасс

Материалы	Колебание усадки ΔS, %	Материалы	Колебание усадки ΔS, %
Термопласты:		Реактопласты порошкообразные:	
сополимеры полистирола марок МС-2, МС-3, МСН	Дс 0,1	фенопласты групп Вх4, У4	0,16—0,25
литьевая композиция АГ-7	0,1—0,16	фенопласты групп О3, Э3, Ж2	0,25—0,40
полиуретан ПУ-1, полиамиды 54, 68 (А и Б), 548	0,16—0,25	аминопласты и фенопласты групп Вх3	0,40—0,60
полистирол блочный	0,25—0,40	Реактопласты волокнистые:	
полистирол эмульсионный, капрон	0,40—0,60	фенопласты групп У5	0,1—0,16
этролы	0,60—1,00	фенопласты типа АГ-4	0,16—0,25
полиэтилены	Св. 1,00	фенопласты группы У1, У2	0,25—0,40
		пресс-массы группы Ж4	0,40—0,60

Примечание. Группы фенопластов по ГОСТ 5689—79.

(углы уклона назначаем равными 15′ и находим, учитывая высоту соответствующих поверхностей, значения $\delta_{укл}$).

5. По формуле $\delta_{общ} = \delta_т + \delta_{укл}$ подсчитываем общую погрешность изготовления всех элементов детали и сравниваем ее с требуемой по чертежу точностью. Результаты расчетов приводятся в табл. 6.13.

6. Анализируем данные табл. 6.13, из которой следует, что размер $\varnothing\, 20^{+0,28}$ мм может получиться грубее ($\delta_{общ} = 0{,}33$ мм), чем требуется. Это недопустимо, так как указанный размер, судя по заданному допуску, является сборочным. Поэтому требуемая точность этого размера должна быть обеспечена либо за счет применения последующей механической обработки, либо за счет ужесточения параметров технологического процесса, что одновременно приводит и к более точному изготовлению всех других элементов детали. Как правило, последний путь повышения точности более желателен. Таким образом, осуществляя строгую стабилизацию технологического процесса, подбор партий материала и другие приемы, можно обеспечить изготовление детали повышенной степени точности. Так, для получения допуска размера $\varnothing$ 20 мм можно не назначать технологический уклон (то же и на размер $\varnothing$ 7 мм), что принципиально допустимо, так как опыт показывает, что это не приводит к усложнению извлечения детали из формы (при высотах до 30 мм).

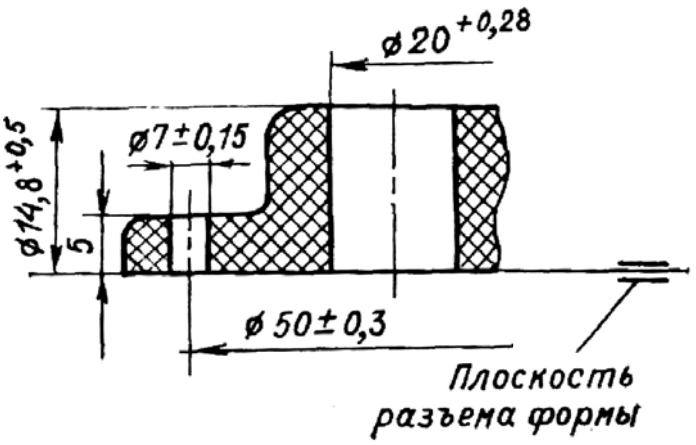


Рис. 6.3

7. Допуски на размеры с непроставленными отклонениями назначаем также по квалитетам точности, установленным по табл. 6.11.

6.13. Расчетная таблица к примеру

Размеры и предельные отклонения по рис. 6.3, мм	Допуски по чертежу, мм	Характер расположения элементов детали в форме (категория размера)	Квалитеты точности (табл. 6.11)	Значения $\delta_т$, мм (по квалитетам)	Значения $\delta_{укл}$, мм	Сравнение $\delta_{общ} = \delta_т + \delta_{укл}$ с допусками по чертежу, мм
$\varnothing\ 20+0,28$	0,28	В одной части формы (A_1)	*IT*12	0,21	0,12	$0,33 > 0,28$
$\varnothing\ 7\pm0,15$	0,30	То же	*IT*12	0,15	0,04	$0,19 < 0,30$
$50\pm0,30$	0,60	Зависящий от подвижных частей формы — межосевой (A_2)	*IT*14	0,62	—	$0,62 \leqslant 0,60$
$14,8+0,50$	0,50	В двух частях формы — вдоль направления замыкания формы (A_3)	*IT*13	0,27	—	$0,27 < 0,50$

КВАЛИТЕТЫ ТОЧНОСТИ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС, ПОЛУЧАЕМЫХ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ

Точность размеров деталей из пластмасс, достигаемая при последующей обработке резанием, приведена в табл. 6.14. Из таблицы видно, что рекомендации по достижимым квалитетам точности охватывают широкий круг технологических операций механической обработки и различные типы обрабатываемых поверхностей (наружные плоские, наружные и внутренние цилиндрические).

6.14. Достижимые квалитеты точности при обработке резанием деталей из пластмасс для интервала размеров 1—500 мм

Наименование операции	Обрабатываемые поверхности	Квалитеты точности *IT*		
		для реактопластов	для аморфных термопластов	для кристаллизующихся термопластов
Чистовое шлифование	Наружные цилиндрические поверхности	6; 7	7; 8	8; 9
	Плоские поверхности, отверстия	7; 8	8; 9	9; 10
Развертывание двухкратное точное	Отверстия	7; 8	8; 9	9; 10
Чистовое обтачивание	Наружные цилиндрические поверхности	7; 8	8; 9	9; 10
Чистовое растачивание	Отверстия	8; 9	9; 10	10; 11
Предварительное шлифование	Наружные цилиндрические и плоские поверхности	8; 9	9; 10	10; 11
Зенкерование	Отверстия	8; 9	9; 10	10; 11
Чистовое фрезерование	Плоские поверхности	9; 10	10; 11	11; 12
Сверление	Отверстия	10; 11	11; 12	12; 13
Черновое обтачивание	Наружные цилиндрические поверхности	11; 12	12; 13	13; 14
Черновое фрезерование	Плоские поверхности	11; 12	12; 13	13; 14

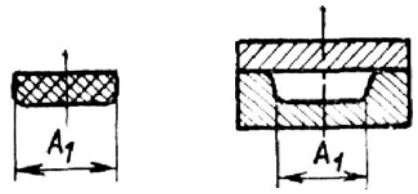
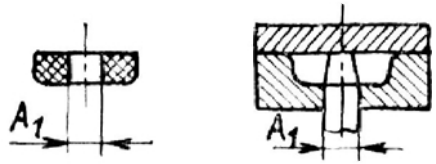
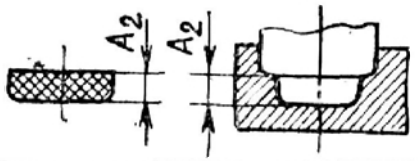
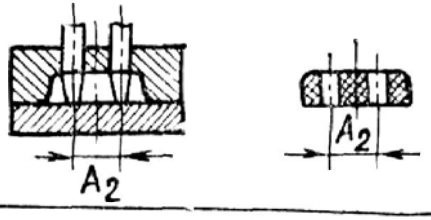
Примечания: 1. При обработке термопластов образуется стружка типа сливной или скалывания (в последнем случае получается менее точное изделие и ухудшается качество поверхности). 2. К наиболее распространенным реактопластам относятся: порошкообразные фенопласты и аминопласты, волокнистые пресс-материалы типа АГ-4, ДСВ, слоистые материалы типа текстолита, гетинакса и др.; к аморфным термопластам — полистирол, акрилопласты и др.; к кристаллизующимся термопластам — полиамиды, полиэтилены, полиформальдегид и др. [11].

6.15. Квалитеты точности размеров формующих элементов

Квалитеты точности размеров деталей из пластмасс	Квалитеты точности размеров формующих элементов		
	пуансона	матрицы	межосевых расстояний между формующими знаками
*IT*10	*h*6—*h*8	*H*6—*H*8	±1/2 (*IT*6—*IT*8)
*IT*11	*h*7—*h*9	*H*7—*H*9	±1/2 (*IT*7—*IT*9)
*IT*12	*h*8—*h*10	*H*8—*H*10	±1/2 (*IT*8—*IT*10)
*IT*13	*h*9—*h*11	*H*9—*H*11	±1/2 (*IT*9—*IT*11)
*IT*14—*IT*17	*h*10—*h*12	*H*10—*H*12	±1/2 (*IT*10—*IT*12)

Примечание. Шероховатость поверхности формующих элементов находится, как правило, в пределах 10—11-го классов по ГОСТ 2789—80 (СТ СЭВ 638—77).

6.16. Варианты методов расчета исполнительных размеров формующих элементов

Категория размеров (см. рис. 6.1)	Эскизы формующих элементов	Варианты методов расчета		
		I	II	III
A_1		$N_{WZ} = (G_F + G_F Q_{max} - T_F)^{+T_{WZ}}$; $N_{WZ} = (G_F + G_F Q_M - 0{,}8T_F)^{+T_{WZ}}$	$N_{WZ} = \left(M_F + M_F Q_M - \frac{T_{WZ}}{2}\right)^{+T_{WZ}}$	$N_{WZ} = (K_F + N_F Q_M + 0{,}2T_F)^{+T_{WZ}}$; $N_{WZ} = (G_F + N_F Q_M - 0{,}2T_F)_{-T_{WZ}}$
		$N_{WZ} = (K_F + K_F Q_{min} + T_F)_{-T_{WZ}}$; $N_{WZ} = (K_F + K_F Q_M + 0{,}8T_F)_{-T_{WZ}}$	$N_{WZ} = \left(M_F + M_F Q_M + \frac{T_{WZ}}{2}\right)_{-T_{WZ}}$	$N_{WZ} = (G_F + N_F Q_M - 0{,}2T_F)_{-T_{WZ}}$
A_2, A_3		$N_{WZ} = \left(G_F + G_F Q_M - c - \frac{T_F + T_{WZ}}{2}\right)^{+T_{WZ}}$	$N_{WZ} = \left(M_F + M_F Q_M - c - \frac{T_{WZ}}{2}\right)^{+T_{WZ}}$	$N_{WZ} = (K_F + N_F Q_M + 0{,}2T_F)^{+T_{WZ}}$
		$N_{WZ} = (N_F + N_F Q_M) \pm \frac{T_{WZ}}{2}$	$N_{WZ} = (M_F + M_F Q_M) \pm \frac{T_{WZ}}{2}$	$N_{WZ} = (M_F + N_F Q_M) \pm \frac{T_{WZ}}{2}$

Примечания: 1. В таблице приведены не все распространенные на практике варианты расчетов (например, не указаны формулы для расчета вкладышей, оформляющих поднутрения в деталях). 2. В формулах T_{WZ} с плюсом — для отверстия; с минусом — для вала; с плюсом—минусом — для межосевого расстояния. 3. Обозначения: N_{WZ} — номинальный размер формующего элемента; N_F — номинальный размер детали; M_F — средний размер детали; $M_F = \frac{1}{2}(G_F + K_F)$ где G_F — наибольший предельный размер детали; K_F — наименьший предельный размер детали; Q_{max}, Q_{min}, Q_M — соответственно наибольшая, наименьшая и средняя усадка пластмассы, мм; T_F — допуск размера детали; T_{WZ} — допуск размера формующего элемента; c — поправочный коэффициент, учитывающий тип наполнителя пластмассы (при прессовании для порошкообразного древесного $c = 0{,}10$; для порошкообразного минерального $c = 0{,}20$; для порошкообразного мелковолокнистого $c = 0{,}30$). 4. Вариант I соответствует рекомендациям ГОСТ 15947—70.

КВАЛИТЕТЫ ТОЧНОСТИ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ФОРМУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Квалитеты точности размеров формующих элементов (форм для литья под давлением, пресс-форм) назначаются в зависимости от квалитетов точности размеров деталей из пластмасс и приведены в табл. 6.15. Варианты методов расчета исполнительных размеров формующих элементов для двух категорий размеров: A_1 и (A_2, A_3) приведены в табл. 6.16. Выбор варианта зависит от имеющейся информации об усадке: ее среднем или предельных значениях [6].

Контроль размеров деталей из пластмасс и формующих элементов при необходимости осуществляют универсальными и специальными измерительными средствами (в производственных условиях — микрометрическими инструментами, индикаторами и рычажно-зубчатыми приборами, толщиномерами и др.; в лабораторных условиях — оптико-механическими приборами, пневматическими измерительными системами).

6.2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Резьба для деталей из пластмасс может иметь принципиально любой профиль, в производстве наиболее широко распространены метрические резьбы. Эти резьбы для диаметров от 1 до 180 мм регламентированы ГОСТ 11709—71. Указанный стандарт стал основой для создания стандарта СТ СЭВ 1158—78 «Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая для деталей из пластмасс», в котором нормируются профиль, основные размеры, допуски и обозначения резьбы. Срок начала применения стандарта определен с 1981 г., но СТ СЭВ 1158—78 пока не введен в действие в качестве государственного стандарта СССР.

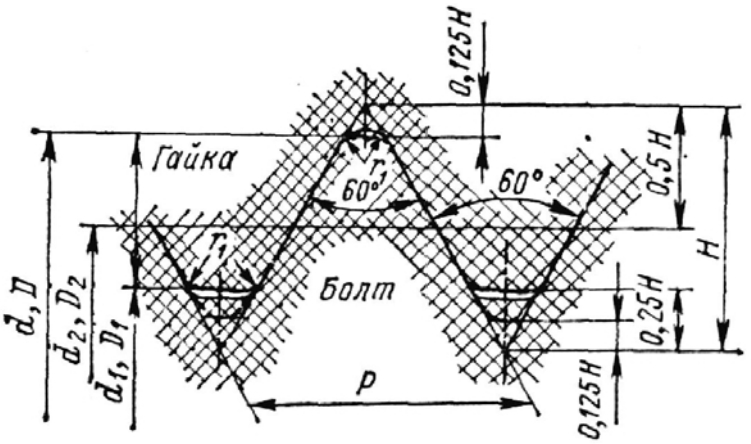


Рис. 6.4

ГОСТ 11709—71 (срок введения с 1/I 1974 г., с изменением 1/V 1974 г., период действия не устанавливался) может быть использован для выбора размеров и допусков резьб в соединениях деталей из пластмасс, а также в соединениях деталей из пластмасс с металлическими деталями.

Профиль метрической резьбы на деталях из пластмасс, указанный на рис. 6.4, может быть получен как формованием, так и резанием. При массовом и крупносерийном производстве формование (прессование, литье под давлением) наиболее экономично. Изготовление резьбы на деталях из пластмасс резанием целесообразно для изделий из листовых материалов и прутков, в единичном производстве, при выполнении ремонтных работ, в резьбах с размерами диаметром до 3 мм (для того, чтобы не применять на производстве резьбовых знаков в формах), для обеспечения высокой точности (6-й, 7-й степеней) при больших и нормальных длинах свинчивания. Резьба в этом случае или нарезается полностью, или калибруется после формования ее литьем или прессованием. Наиболее целесообразно изготовлять резанием внутреннюю резьбу с применением метчиков.

К особенностям профиля, как видно из рис. 6.4, относится следующее: на выступах резьбы болта и гайки допускаются закругления кромок радиусом r_1

6.17. Основные размеры резьб деталей из пластмасс с особо крупными шагами (по ГОСТ 11709—71)

Шаг резьбы P, мм	Диаметр резьбы, мм			Высота профиля h, мм
	наружный d	средний d_2	внутренний d_1	
0,8	3	2,480	2,134	0,433
1	4	3,350	2,918	0,541
1,5	5	4,026	3,376	0,812
	6	5,026	4,376	
	8	7,026	6,376	

6.18. Поля допусков резьб деталей из пластмасс (по ГОСТ 11709—71)

Класс точности	Поля допусков	
	болтов	гаек
Средний	6*h*; 6*g*	6*H*; 6*G*
Грубый	8*h*; 8*g*	7*H*; 7*G*
Очень грубый	10*h*8*h*	9*H*8*H*

не более $H/16 = 0{,}054P$; форма впадины резьбы болта не регламентируется (если не сделано особых оговорок) и может быть плоскосрезанной или закругленной. При проектировании резьбообразующего инструмента исходным является срез или закругление на расстоянии $H/6 = 0{,}144P$ от вершины остроугольного профиля.

Диаметры и шаги резьб деталей из пластмасс принимаются по ГОСТ 8724—81 (см. СТ СЭВ 181—75) (см. с. 142), но при этом не рекомендуется применять для пластмассовых деталей резьбы с шагами 0,5; 0,75; 1 мм для диаметров свыше 16, 18 и 36 мм соответственно. СТ СЭВ 1158—78 не допускает также применения мелких шагов для диаметров менее 4 мм. Основные размеры резьб с крупными и мелкими шагами для деталей из пластмасс не отличаются от стандартных и принимаются по ГОСТ 9150—81 (см. СТ СЭВ 182—75) (см. с. 144). Основные положения системы допусков, обозначения полей допусков, числовые значения допусков и основных отклонений, длины свинчивания и форма впадины резьбы принимаются по ГОСТ 16093—70 (см. СТ СЭВ 640—77), как и поля допусков металлических деталей, сопрягаемых с пластмассовыми. Однако для диаметров от 3 до 8 мм допускается применение особо крупных шагов, причем в равной степени в парах «металл—пластмасса» и «пластмасса—пластмасса» (табл. 6.17).

ПОСАДКИ, ДОПУСКИ И ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ

Для образования резьбового соединения ГОСТ 11709—71 предусматривает два типа посадок резьб: скользящие и с гарантированным зазором. На рис. 6.5 приведены примеры расположения полей допусков болтов (рис. 6.5, *а*) и гаек (рис. 6.5, *б*); уголщенная линия — номинальный профиль. Например, для болта посадка получается либо в системе отверстия с основными отклонениями H/g, либо в системе вала с основными отклонениями G/h (H и G — поля допусков гайки). По ГОСТ 11709—71 и СТ СЭВ 1158—78 в посадках допускаются любые сочетания полей допусков наружной и внутренней резьб, но предпочтительно одного класса точности. Ширина поля устанавливается в зависимости от выбранной степени точности: от 6-й до 10-й включительно (6-я степень точности является основной, допуск ее является резьбовой единицей). При выборе посадок следует также учитывать длину свинчивания: короткую S, нормальную N и длинную L (ГОСТ 16093—70). Для резьбовых деталей из пластмасс с особо крупными шагами классификация длин свинчивания отличается от классификации, приведенной в ГОСТ. При шаге 1 мм и номинальном диаметре 4 мм: $S <$ 3 мм; $N >$

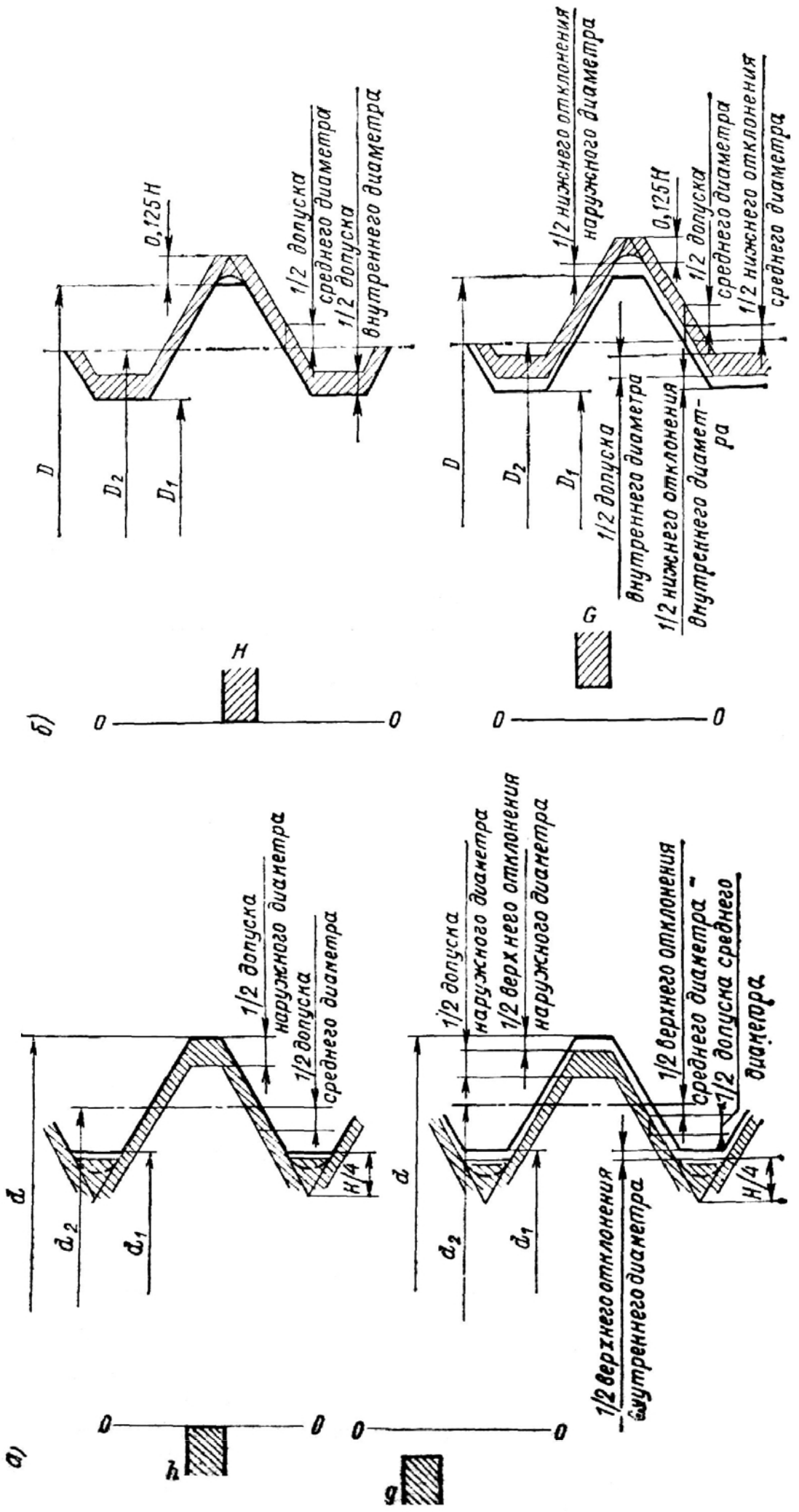

0,125 H
1/2 допуска среднего диаметра
1/2 допуска внутреннего диаметра
D
D2
D1
H
0
0
б)
1/2 нижнего отклонения наружного диаметра
0,125H
1/2 допуска среднего диаметра
1/2 нижнего отклонения среднего диаметра
1/2 допуска внутреннего диаметра
1/2 нижнего отклонения внутреннего диаметра
G
0
0
1/2 допуска наружного диаметра
1/2 допуска среднего диаметра
d
d2
d1
h
0
0
а)
1/2 допуска наружного диаметра
1/2 верхнего отклонения наружного диаметра
1/2 верхнего отклонения среднего диаметра
1/2 допуска среднего диаметра
H/4
1/2 верхнего отклонения внутреннего диаметра
g
0
0

Рис. 6.5

6.19. Дополнительные поля допусков резьб деталей из пластмасс в зависимости от длины свинчивания (по ГОСТ 11709—71)

Класс точности	Длина свинчивания			
	S		*L*	
	Поля допусков			
	болтов	гаек	болтов	гаек
Средний	—	—	7*h*6*h*; 7*g*6*g*	7*H*; 7*G*
Грубый	7*h*6*h*; 7*g*6*g*	6*H*; 6*G*	9*h*8*h*; 9*g*8*g*	8*H*; 8*G*
Очень грубый	9*h*8*h*; 9*g*8*g*	8*H*; 8*G*	—	—

$> 3 \div 9$ мм; $L > 9$ мм; при шаге 1,5 мм и номинальном диаметре 5 мм: $S <$ $< 4{,}6$ мм; $N > 4{,}6 \div 13{,}8$ мм; $L > 13{,}8$ мм.

Допуски диаметров резьб, если нет особых оговорок, относятся к наибольшему значению нормальной длины свинчивания или ко всей длине резьбы, если она меньше наибольшей нормальной длины свинчивания.

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к точности резьбового соединения, поля допусков резьб болтов и гаек установлены в трех классах точности: среднем, грубом и очень грубом (табл. 6.18). При длинах свинчивания *S* и *L* допускается применение дополнительных полей допусков (табл. 6.19). В отдельных обоснованных случаях, как рекомендует СТ СЭВ 640—77, допускается применение других полей допусков по этому стандарту.

Степень точности необходимо выбирать с учетом эксплуатационных требований, предъявляемых к резьбовому соединению. При этом должны быть учтены следующие положения.

1. Поля допусков класса точности «средний» предназначаются для резьбовых деталей с мелким шагом и малым диаметром, к которым предъявляются высокие требования соосности соединяемых деталей (отсутствие эксцентриситетов), герметичности при отсутствии ощутимой затяжки и при использовании специальных паст для подвижного соединения.

2. Поля допусков класса точности «грубый» рекомендуются для сильно нагруженных резьбовых соединений. В этих соединениях не рекомендуется сопрягать детали из хрупких и упругопластичных материалов, так как прочность соединений при этом снижается в 3—5 раз.

3. Поля допусков класса точности «очень грубый» предназначаются для слабонагруженных резьбовых соединений деталей из пластмасс и соединений, в которых одна деталь металлическая (соединения типа «металл—пластмасса» будут иметь бо́льшую прочность, чем соединения типа «пластмасса — пластмасса»).

Предельные отклонения полей допусков резьб в общем должны соответствовать ГОСТ 16093—70 (см. п. 4.3), кроме не указанных там случаев, а именно: 1) для полей 9*h*8*h*, 9*g*8*g*, 10*h*8*h* (табл. 6.20); 2) для полей 8*H*, 8*G*, 9*H*8*H* (табл. 6.21); 3) для полей допусков резьб с особо крупными шагами (табл. 6.22 и 6.23). Из таблиц видно, что нижнее отклонение диаметров резьбы гайки равно нулю для поля допуска *H* ($EI_H = 0$). Верхнее отклонение диаметров резьбы болта поля допуска *h* равно нулю ($es_h = 0$). Соответственно для полей допусков *G* и *g* установлены: нижнее отклонение диаметров резьбы гайки $EI_G = +(15 + 11P)$, мкм; верхнее отклонение диаметров резьбы болта $es_g = -(15 + 11P)$, мкм. Допуск среднего диаметра является суммарным и ограничивает сумму отклонений среднего диаметра, шага и половины угла профиля. Верхнее отклонение наружного диаметра гайки и нижнее отклонение внутреннего диаметра болта ГОСТ 11709—71 не устанавливает, хотя косвенно нижнее отклонение ограничивается формой впадины (см. ГОСТ 16093—70). Содержание табл. 6.20—6.23

6.20. Предельные отклонения диаметров резьбы болтов (по ГОСТ 11709—71)

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поля допусков								
		9h8h			9g8g			10h8h		
		Предельные отклонения, мкм								
		Верхнее	Нижнее		Верхнее	Нижнее		Верхнее	Нижнее	
		d, d_2, d_1	d	d_2	d, d_2, d_1	d	d_2	d, d_2, d_1	d	d_2
0,8	Св. 2,8 до 5,6		−236	−190	−24	−260	−214		−236	−236
1	Св. 2,8 до 5,6		−280	−212	−26	−306	−238		−280	−265
	» 5,6 » 11,2			−224			−250			−280
	» 11,2 » 22,4			−236			−262			−300
	» 22,4 » 45			−250			−276			−315
1,25	Св. 5,6 до 11,2		−335	−236	−28	−363	−264		−335	−300
	» 11,2 » 22,4			−265			−293			−335
1,5	Св. 2,8 до 5,6		−375	−265	−32	−407	−297		−375	−335
	» 5,6 » 11,2			−265			−297			−335
	» 11,2 » 22,4			−280			−312			−355
	» 22,4 » 45			−300			−332			−375
	» 45 » 90			−315			−347			−400
	» 90 » 180			−335			−367			−425
1,75	Св. 11,2 до 22,4		−425	−300	−34	−459	−334		−425	−375
2	Св. 11,2 до 22,4	0	−450	−315	−38	−488	−353	0	−450	−400
	» 22,4 » 45			−335			−373			−425
	» 45 » 90			−355			−393			−450
	» 90 » 180			−375			−413			−475
2,5	Св. 11,2 до 22,4		−530	−335	−42	−572	−377		−530	−425
3	Св. 22,4 до 45		−600	−400	−48	−648	−448		−600	−500
	» 45 » 90			−425			−473			−530
	» 90 » 180			−450			−498			−560
3,5	Св. 22,4 до 45		−670	−425	−53	−723	−478		−670	−530
4	Св. 22,4 до 45		−750	−450	−60	−810	−510		−750	−560
	» 45 » 90			−475			−535			−600
	» 90 » 180			−500			−560			−630
4,5	Св. 22,4 до 45		−800	−475	−63	−863	−538		−800	−600
5	» 45 » 90		−850	−500	−71	−921	−571		−850	−630
5,5	» 45 » 90		−900	−530	−75	−975	−605		−900	−670
6	Св 45 до 90		−950	−560	−80	−1030	−640		−950	−710
	» 90 » 180			−600			−680			−750

6.21. Предельные отклонения диаметров резьбы гаек (по ГОСТ 11709—71)

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поля допусков								
		8H			8G			9H8H		
		Предельные отклонения, мкм								
		Нижнее	Верхнее		Нижнее	Верхнее		Нижнее	Верхнее	
		d, d_2, d_1	d_2	d_1	d, d_2, d_1	d_2	d_1	d, d_2, d_1	d_2	d_1
0,8	Св. 2,8 до 5,6	0	+200	+315	+24	+224	+339	0	+250	+315
1	Св. 2,8 до 5,6		+224	+375	+26	+250	+401		+280	+375
	» 5,6 » 11,2		+236			+262			+300	
	» 11,2 » 22,4		+250			+276			+315	
	» 22,4 » 45		+265			+291			+335	
1,25	Св. 5,6 до 11,2		+250	+425	+28	+278	+453		+315	+425
	» 11,2 » 22,4		+280			+308			+355	
1,5	Св. 2,8 до 5,6		+280	+475	+32	+312	+507		+355	+475
	» 5,6 » 11,2		+280			+312			+355	
	» 11,2 » 22,4		+300			+332			+375	
	» 22,4 » 45		+315			+347			+400	
	» 45 » 90		+335			+367			+425	
	» 90 » 180		+355			+387			+450	
1,75	Св. 11,2 до 22,4		+315	+530	+34	+349	+564		+400	+530
2	Св. 11,2 до 22,4		+335	+600	+38	+373	+638		+425	+600
	» 22,4 » 45		+355			+393			+450	
	» 45 » 90		+375			+413			+475	
	» 90 » 180		+400			+438			+500	
2,5	Св. 11,2 до 22,4		+355	+710	+42	+397	+752		+450	+710
3	Св. 22,4 до 45		+425	+800	+48	+473	+848		+530	+800
	» 45 » 90		+450			+498			+560	
	» 90 » 180		+475			+523			+600	
3,5	Св. 22,4 до 45		+450	+900	+53	+503	+953		+560	+900
4	Св. 22,4 до 45		+475	+950	+60	+535	+1100		+600	+950
	» 45 » 90		+500			+560			+630	
	» 90 » 180		+530			+590			+670	
4,5	Св. 22,4 до 45		+500	+1060	+63	+563	+1123		+630	+1060
5	» 45 » 90		+530	+1120	+71	+601	+1191		+670	+1120
5,5	» 45 » 90		+560	+1180	+75	+635	+1255		+710	+1180
6	Св. 45 до 90		+600	+1250	+80	+680	+1330		+750	+1250
	» 90 » 180		+630			+710			+800	

6.22. Предельные отклонения диаметров резьбы болтов с особо крупными шагами (по ГОСТ 11709—71)

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поля допусков											
		7h6h			7g6g			8h			8g		
		Предельные отклонения, мкм											
		Верхнее	Нижнее		Верхнее	Нижнее		Верхнее	Нижнее		Верхнее	Нижнее	
		d, d_2, d_1	d	d_2	d, d_2, d_1	d	d_2	d, d_2, d_1	d	d_2	d, d_2, d_1	d	d_2
1	4	0	−180	−132	−26	−206	−158	0	−280	−170	−26	−306	−196
1,5	5		−236	−170	−32	−268	−202		−375	−212	−32	−407	−244

6.23. Предельные отклонения диаметров резьбы гаек с особо крупными шагами (по ГОСТ 11709—71)

Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Поля допусков											
		6H			6G			7H			7G		
		Предельные отклонения, мкм											
		Нижнее	Верхнее		Нижнее	Верхнее		Нижнее	Верхнее		Нижнее	Верхнее	
		d, d_2, d_1	d_2	d_1	d, d_2, d_1	d_2	d_1	d, d_2, d_1	d_2	d_1	d, d_2, d_1	d_2	d_1
I	4	0	+140	+236	+26	+166	+262	0	+180	+300	+26	+206	+326
1,5	5		+180	+300	+32	+212	+332		+224	+375	+32	+256	+407

(по ГОСТ 11709—71) отличается некоторыми частностями от аналогичных данных по СТ СЭВ 1158—78. Это относится, например, к исключению полей допусков 9*g*8*g*, 8*G*, 8*H* из таблиц предельных отклонений диаметров резьб по СТ СЭВ 1158—78, а также к исключению в них шага 1 мм для номинальных диаметров резьб свыше 2,8 до 5,6 мм и включению его же для диапазона свыше 45 до 90 мм. Более подробные данные, чем в ГОСТ 11709—71, приведены в СТ СЭВ 1158—78 по предельным отклонениям диаметров наружной и внутренней резьб с особо крупными шагами 1 и 1,5 мм: дополнительно даны поля допусков 6*g*, 6*h*, 9*g*8*g*, 9*h*8*h*, 10*h*8*h*; 8*G*, 8*H*, 9*H*8*H*. Условные обозначения резьбы приведены в ГОСТ 8724—81. Резьба с особо крупными шагами обозначается по ГОСТ 11709—71, например М5 × 1,5 (первая цифра обозначает диаметр, вторая — шаг); по СТ СЭВ 1158—78: М5 × 1,5 — 8*g* СТ СЭВ 1158—78; М5 × 1,5 — 7Н СТ СЭВ 1158—78.

ТОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС ПРИ ФОРМОВАНИИ

Точность резьбы при литье под давлением и прессовании для материалов с различным колебанием усадки ΔQ может быть определена по данным, приведенным на рис. 6.6 — для болтов, на рис. 6.7 — для гаек. В этих рисунках заштрихованные зоны определяют условия, при которых достижимы указанные степени точности резьбы. Указанные там степени точности могут быть достигнуты для приведенных соотношений колебания усадки, длины свинчивания и диаметра при условии изготовления резьбовых стержней и колец с шагом, скорректированным на величину средней усадки. При изготовлении резьбы в форме с номинальным (нескорректированным) шагом указанные степени точности могут быть достигнуты при условии, если длина свинчивания будет уменьшена. При этом допускаемое число витков n' определяется по формуле

$$n' = n\Delta Q/2Q_{max},$$

где n — число витков; ΔQ — колебание усадки пластмассы; Q_{max} — максимальная усадка пластмассы.

Выбор шага резьбы часто определяется толщиной стенки детали, которая, как правило, у пластмассовых деталей мала, поэтому в промышленности получили большое распространение резьбы с мелкими шагами.

Длина свинчивания должна быть оптимальной, т. е. прочность витков должна быть равна прочности стенок пластмассовой детали. При большей длине вследствие осевой усадки точность резьбы значительно снижается, уменьшается и прочность. Но при одной и той же длине свинчивания прочность резьбы зависит от шага.

КВАЛИТЕТЫ ТОЧНОСТИ И МЕТОД РАСЧЕТА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ РЕЗЬБООФОРМЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Квалитеты точности размеров резьбооформляющих элементов, с помощью которых формуется метрическая резьба в пластмассовых деталях, назначаются в зависимости от степени точности формуемой резьбы и приведены в табл. 6.24.

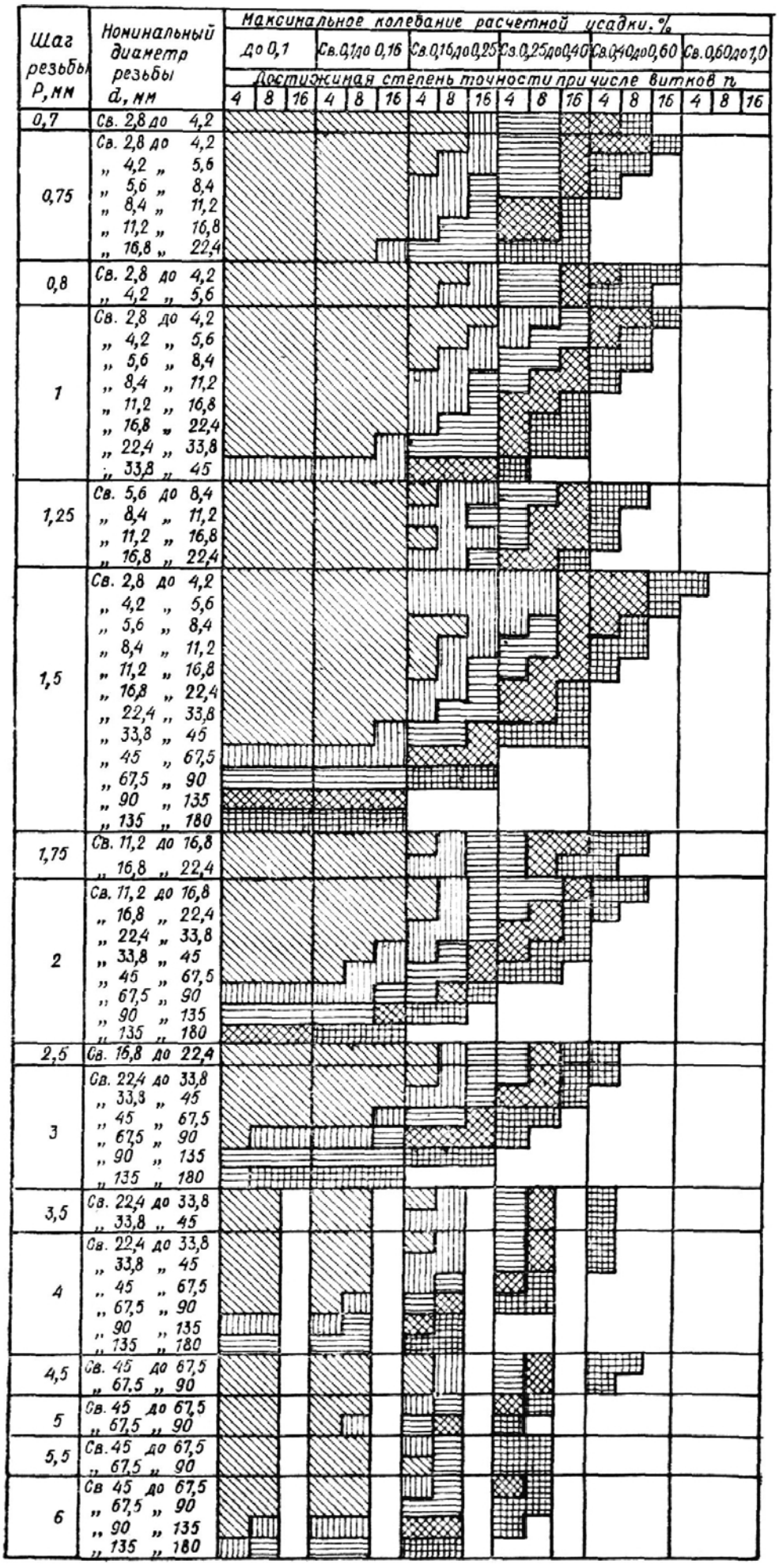
6.24. Квалитеты точности размеров резьбооформляющих деталей

Степень точности среднего диаметра формуемой резьбы	Квалитеты деталей	
	Кольцо	Стержень
6—7	1Т7	1Т7
8—10	1Т8	1Т8

Расчет исполнительных размеров резьбооформляющих деталей (кольца и стержня) проводят по ГОСТ 15948—76; методика расчета приведена в табл. 6.25.

Предельные отклонения шага резьбы и половины угла профиля резьбы резьбооформляющих деталей указаны в табл. 6.26.

Контроль резьбы деталей из пластмасс можно осуществлять микрометрами МКВ для измерения среднего диаметра резьбы, на инструментальном



Условные обозначения степеней точности резьбы:

6-я 7-я 8-я 9-я

Рис. 6.6

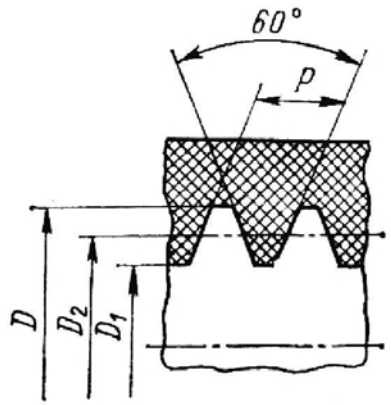
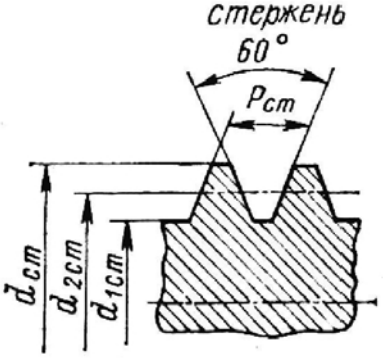
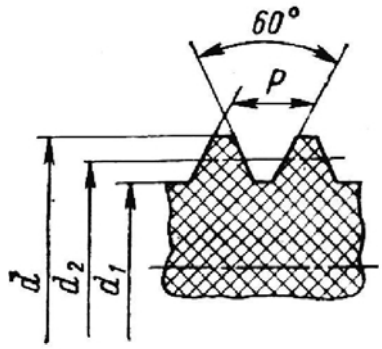
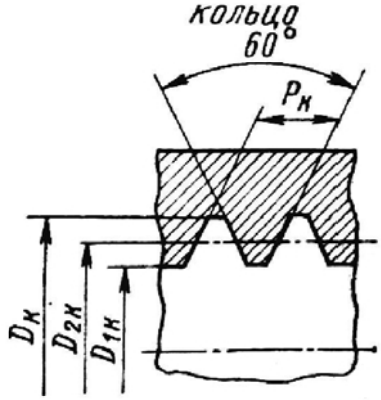
Шаг резьбы P, мм	Номинальный диаметр резьбы d, мм	Максимальное колебание расчетной усадки, %																		
		до 0,1			Св. 0,1 до 0,16			Св. 0,16 до 0,25			Св. 0,25 до 0,40			Св. 0,40 до 0,60			Св. 0,60 до 1,0		
		Достижимая степень точности при числе витков n																		
		4	8	16	4	8	16	4	8	16	4	8	16	4	8	16	4	8	16
0,7	Св. 2,8 до 4,2																			
0,75	Св. 2,8 до 4,2																			
	„ 4,2 „ 5,6																			
	„ 5,6 „ 8,4																			
	„ 8,4 „ 11,2																			
	„ 11,2 „ 16,8																			
	„ 16,8 „ 22,4																			
0,8	Св. 2,8 до 4,2																			
	„ 4,2 „ 5,6																			
1	Св. 2,8 до 4,2																			
	„ 4,2 „ 5,6																			
	„ 5,6 „ 8,4																			
	„ 8,4 „ 11,2																			
	„ 11,2 „ 16,8																			
	„ 16,8 „ 22,4																			
	„ 22,4 „ 33,8																			
	„ 33,8 „ 45																			
1,25	Св. 5,6 до 8,4																			
	„ 8,4 „ 11,2																			
	„ 11,2 „ 16,8																			
	„ 16,8 „ 22,4																			
1,5	Св. 2,8 до 4,2																			
	„ 4,2 „ 5,6																			
	„ 5,6 „ 8,4																			
	„ 8,4 „ 11,2																			
	„ 11,2 „ 16,8																			
	„ 16,8 „ 22,4																			
	„ 22,4 „ 33,8																			
	„ 33,8 „ 45																			
	„ 45 „ 67,5																			
	„ 67,5 „ 90																			
	„ 90 „ 135																			
	„ 135 „ 180																			
1,75	Св. 11,2 до 16,8																			
	„ 16,8 „ 22,4																			
2	Св. 11,2 до 16,8																			
	„ 16,8 „ 22,4																			
	„ 22,4 „ 33,8																			
	„ 33,8 „ 45																			
	„ 45 „ 67,5																			
	„ 67,5 „ 90																			
	„ 90 „ 135																			
	„ 135 „ 180																			
2,5	Св. 16,8 до 22,4																			
3	Св. 22,4 до 33,8																			
	„ 33,8 „ 45																			
	„ 45 „ 67,5																			
	„ 67,5 „ 90																			
	„ 90 „ 135																			
	„ 135 „ 180																			
3,5	Св. 22,4 до 33,8																			
	„ 33,8 „ 45																			
4	Св. 22,4 до 33,8																			
	„ 33,8 „ 45																			
	„ 45 „ 67,5																			
	„ 67,5 „ 90																			
	„ 90 „ 135																			
	„ 135 „ 180																			
4,5	Св. 22,4 до 33,8																			
	„ 33,8 „ 45																			
5	Св. 45 до 67,5																			
	„ 67,5 „ 90																			
5,5	Св. 45 до 67,5																			
	„ 67,5 „ 90																			
6	Св. 45 до 67,5																			
	„ 67,5 „ 90																			
	„ 90 „ 135																			
	„ 135 „ 180																			

Условные обозначения степеней точности резьбы:

6-я 7-я 8-я 9-я

Рис. 6.7

6.25. Расчет исполнительных размеров резьбооформляющих деталей (по ГОСТ 15948—76)

Размер формуемой резьбы в пластмассовой детали	Расчетная формула
	Гайка  *Резьбооформляющий стержень* 
D	$d_{ст} = D + D0{,}01Q_{min} + T_D + EI$
D_2	$d_{2ст} = D_2 + D_2 0{,}01Q_{min} + T_{D_2} + EI$
D_1	$d_{1ст} = D_1 + D_1 0{,}01Q_{min} + T_{D_1} + EI$
P	$P_{ст} = P\,(1 + 0{,}01Q_м)$ *
	Болт  *Резьбооформляющее кольцо* 
d	$D_к = d + d0{,}01Q_{max} - T_d - es$
d_2	$D_{2к} = d_2 + d_2 0{,}01Q_{max} - T_{d_2} - es$
d_1	$D_{1к} = d_1 + d_1 0{,}01Q_{max} - T_{d_1} - es - 0{,}144P$
P	$P_к = P\,(1 + 0{,}01Q_м)$ *

Примечания: 1. Условные обозначения — T_d, T_{d_2}, T_{d_1} — допуски наружного, среднего и внутреннего диаметров резьбы болта, мм; T_D, T_{D_2}, T_{D_1} — допуски наружного, среднего и внутреннего диаметров резьбы гайки, мм; es — верхнее отклонение диаметров резьбы болта, мм; EI — нижнее отклонение диаметров резьбы гайки, мм; Q_{max}, Q_{min}, $Q_м$ — наибольшая, наименьшая и средняя усадка пластмассы соответственно, %. 2. Рассчитанные диаметры резьбы кольца следует округлять в сторону увеличения, а стержня — в сторону уменьшения (в зависимости от диаметра резьбы и степени точности среднего диаметра резьбы — см. ГОСТ 15948—76). 3. Рассчитанный шаг резьбы следует округлять до 0,01 мм. 4. Числовые значения допусков T_{d_2} и T_{D_2} для резьб с особо крупным шагом — см. приложение 2 к СТ СЭВ 1158—78; числовые значения допусков T_d, T_{d_2}, T_{D_1}, T_{D_2} для резьб с шагом 0,7 и 0,75 мм полей допусков класса «очень грубый» — см. информационное приложение к СТ СЭВ 1158—78.

* Допускается применять резьбооформляющие детали с номинальным (нескорректированным) шагом.

6.26. Предельные отклонения шага и половины угла профиля резьбы резьбооформляющих деталей (по ГОСТ 15948—76)

Длина резьбы, мм	Предельные отклонения шага, мм	Шаг P, мм	Предельные отклонения половины угла профиля, мин
До 12	±0,008	До 0,35	±65
Св. 12 до 32	±0,010	Св. 0,35 до 0,60	±50
» 32 » 50	±0,012	» 0,60 » 1,00	±40
» 50	±0,014	» 1,00 » 1,50	±35
		» 1,50 » 3,00	±25
		» 3,00	±20

Примечание. Предельные отклонения шага относятся к расстояниям между любыми витками резьбы резьбооформляющих деталей.

микроскопе и другими способами. Имеется некоторый опыт применения резьбовых калибров [3]. Все приведенные выше в п. 6.2 предельные отклонения резьб относятся к деталям из пластмасс при температуре +20° С и относительной влажности воздуха 65 %. Контроль резьбы формуемых пластмассовых деталей должен производиться после выдержки не менее 12 ч с момента их изготовления.

6.3. ДОПУСКИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕЗИН

В СССР государственного стандарта на допуски и посадки деталей из резин нет. За рубежом в национальных стандартах (ČSN 630100—54, ЧССР; TGL 14361—74, ГДР; MSZ 5415—64, ВНР; DIN 7715—70, ФРГ; BS 3734—64, Англия) приводятся только допускаемые отклонения размеров деталей из технических резин.

В действующих отечественных нормативно-технических документах, например в РТМ-1285 «Точность и технологичность изготовления деталей из резины и мягких полимерных материалов» (М.: НИАТ, 1971), технологические допуски размеров назначаются в зависимости от твердости материала (см. табл. 6.27).

Категория пониженной точности назначается для несопрягаемых размеров неответственного назначения (размеров с непроставленными отклонениями). Эта категория точности применяется для толщин стенок и внутренних диаметров накатных шлангов с прокладками и без прокладок; изделий ручной работы (например, уплотнительных прокладок, колец, вырезаемых из шлангов); колец, получаемых из невулканизированных и вулканизированных без приспособлений пластин; отверстий, получаемых в формовых деталях механической обработкой; резиновых пластин с профилированной поверхностью; толщин покрытий и облицовки наружных и внутренних поверхностей; толщин прессованных технических пластин.

Категория нормальной точности назначается для сопрягаемых и несопрягаемых размеров, влияющих на эксплуатационные показатели изделий. Эта категория применяется для шприцованных деталей (например, профильных шнуров и шлангов); шприцованных шнуров, соединенных в кольцо от руки и вулканизированных в приспособлении; деталей, получаемых из вулканизированных листов и пластин; деталей ручной работы (вырезаемых по шаблону); шлифованных колец, вырезаемых из шлангов; шлифованных валиков длиной свыше 250 до 500 мм и диаметром свыше 1/5 длины.

Категория повышенной точности назначается для размеров: а) формовых деталей; б) листов, прессованных в формах толщиной до 3 мм и площадью поверхности до 100 см^2; шлифованных валиков длиной до 250 мм и диаметром свыше 1/5 длины.

6.27. Технологические допуски размеров формовых деталей из технических резин (по РТМ-1285), мм

Интервалы размеров, мм	Категория точности			
	пониженная	нормальная	повышенная	
			размеры, формуемые в одной части формы (см. рис. 6.1)	размеры, формуемые в двух частях формы (см. рис. 6.1)
А. Мягкие резины (твердость по ТМ-2 не более 60—65 ед.)				
До 3	±0,4	±0,3	±0,2	±0,3
Св. 3 до 6	±0,5	±0,4	±0,25	±0,35
» 6 » 10	±0,6	±0,5	±0,3	±0,4
» 10 » 18	±0,8	±0,6	±0,35	±0,45
» 18 » 30	±1,0	±0,8	±0,4	±0,5
» 30 » 50	±1,5	±1,0	±0,5	±0,8
» 50 » 80	±2,0	±1,2	±0,6	±0,9
» 80 » 120	±2,5	±1,4	±1,0	±1,3
» 120 » 180	±3,0	±1,6	±1,3	±1,6
» 180 » 250	±4,0	±2,0	±1,6	±1,8
» 250 » 315	±5,0	±2,5	±1,8	±2,1
» 315 » 400	±6,0	±3,0	±2,0	±2,5
» 400 » 500	±7,0	±3,5	±2,5	±3,0
» 500	±7,5	±4,0	±2,5	—

Интервалы размеров, мм	Категория точности		Интервалы размеров, мм	Категория точности	
	пониженная	нормальная		пониженная	нормальная
Б. Жесткие резины (твердость по ТМ-2 свыше 60—65 ед.)					
До 6	±0,20	±0,15	Св. 120 до 180	±0,80	±0,50
Св. 6 до 18	±0,22	±0,17	» 180 » 250	±1,00	±0,70
» 18 » 30	±0,25	±0,20	» 250 » 315	±1,30	±0,90
» 30 » 50	±0,35	±0,25	» 315 » 400	±1,70	±1,20
» 50 » 80	±0,45	±0,30	» 400 » 500	±2,20	±1,50
» 80 » 120	±0,60	±0,40	» 500	±2,50	±2,00

6.28. Технологические допуски при обработке резанием деталей из жестких технических резин (по РТМ-1285), мм

Интервалы размеров	Технологические допуски (допускаемые отклонения)	Интервалы размеров	Технологические допуски (допускаемые отклонения)
До 6	±0,05	Св. 120 до 180	±0,25
Св. 6 до 18	±0,08	» 180 » 250	±0,35
» 18 » 30	±0,10	» 250 » 315	±0,45
» 30 » 50	±0,12	» 315 » 400	±0,60
» 50 » 80	±0,15	» 400 » 500	±0,75
» 80 » 120	±0,20	» 500	±1,00

6.29. Поля допусков валов номинальных размеров от 1 до 500 мм * по ГОСТ 6449—82

Квалитет	Поля допусков для основных отклонений валов																	
	ay	*az*	*a*	*b*	*c*	*d*	*h*	j_s	*k*	*t*	*v*	*y*	*z*	*za*	*zb*	*zc*	*zd*	*ze*
11					*c*11	*d*11	*h*11	j_s11	*k*11	*t*11	*v*11	*y*11	*z*11	*za*11	*zb*11			
					Св. 50 до 500					Св. 50 до 250								
12				*b*12	*c*12	*d*12	*h*12	j_s12	*k*12	*t*12	*v*12	*y*12	*z*12	*za*12	*zb*12	*zc*12	*zd*12	*ze*12
				Св. 18 до 500	Св. 1 до 500	Св. 18 до 500	Св. 1 до 500			Св. 50 до 500		Св. 18 до 250		Св. 18 до 120		Св. 1 до 120	Св. 18 до 120	Св 1 до 50
13			*a*13	*b*13			*h*13	j_s13	*k*13					*za*13				
			Св. 1 до 500				Св. 1 до 500							Св. 1 до 120				
14	*ay*14	*az*14	*a*14	*b*14			*h*14	j_s14	*k*14									
	Св. 10 до 180	Св. 1 до 500					Св. 1 до 500											
15	*ay*15	*az*15	*a*15				*h*15	j_s15	*k*15									
	Св. 10 до 180	Св. 1 до 250					Св. 1 до 500											
16							*h*16	j_s16										
							Св. 1 до 500											
17							*h*17	j_s17										
							Св. 1 до 500											
18							*h*18	j_s18										
							Св. 1 до 500											

* В клетках таблицы в числителе указано поле допуска, а в знаменателе — интервал размеров, мм.

Технологические допуски размеров типа толщин стенок (формуются двумя частями формы) зависят от высоты детали и направления прессования, а размеров типа толщин дна — еще и от площади прессования.

Технологические допуски для размеров деталей из жестких резин, обрабатываемых резанием, приведены в табл. 6.28. Приведенные в табл. 6.27 и 6.28 допуски относятся к температуре +20° С, относительной влажности воздуха 65 %.

6.4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ДРЕВЕСИНЫ

Изделия из древесины, фанеры, древесно-стружечных плит в машиностроении применяют при изготовлении футляров для точной аппаратуры, «механики» клавишных инструментов, для образования шиповых, шкантовых, зубчато-шиповых и других типов соединений. Фрикционные диски, фланцы, муфты, челноки из древесных материалов требуют назначения допусков для образования необходимых посадок, величины которых должны учитывать особенности данных материалов.

Допуски и посадки изделий из древесины и древесных материалов предусмотрены ГОСТ 6449—82 (основные положения, термины, определения и обозначения соответствуют СТ СЭВ 145—75). Начало действия ГОСТ 6449—82 с 1/I 1982 г.; распространяется он на изделия с номинальными размерами от 1 до 10 000 мм и устанавливает поля допусков составных частей этих изделий в соединениях друг с другом, с металлическими, пластмассовыми составными частями и, кроме того, для несопрягаемых размеров. Допуски назначаются по квалитетам точности от IT10 до IT18 включительно.

Основные отклонения, установленные для отверстий: H и J_s; для валов — *ay**, *az**, *a***, *b***, *c*, *cd*, *d*, *e*, *h*, j_s, *k*, *r*, *t*, *v*, *y*, *z*, *za*, *zb*, *zc*, *zd**, *ze** (СТ СЭВ 145—75 не предусмотрены отклонения со знаком «*» для интервалов размеров от 1 до 500 мм и «**» — для интервалов размеров от 500 до 3150 мм).

Числовые значения предельных отклонений полей допусков отверстий H и J_s в квалитетах от 10 до 18 включительно и всех рекомендуемых полей допусков валов, приведенные выше, округлены до 0,01 мм (см. ГОСТ 6449—82). Поля допусков валов и интервалы номинальных размеров, в которых они установлены (только для интервалов от 1 до 500 мм), приведены в табл. 6.29. Посадки должны назначаться в системе отверстия.

Предельные отклонения размеров с непроставленными отклонениями рекомендуется назначать или по квалитетам точности ИСО от 12 до 18 (для номинальных размеров от 1 до 500 мм) или по классам точности (точный $IT'12$, средний $IT'14$, грубый $IT'16$, очень грубый $IT'17$). Значения предельных отклонений по квалитетам точности ИСО округляют до 0,01 мм.

Контроль размеров изделий из древесины осуществляют известными универсальными и специальными измерительными средствами.

Список литературы

1. **Бежелукова Е. Ф., Брагинский В. А., Воробьев Ю. А.** и др. Допуски и посадки деталей из пластмасс. М.: Изд-во стандартов, 1971. 224 с.

2. **Брагинский В. А.** Точное литье изделий из пластмасс. Л.: Химия, 1977. 112 с.

3. **Методы** и средства контроля размеров деталей из пластмасс. РТМ-1231. М.: НИАТ, 1970. 52 с.

4. **Рекомендации** по внедрению стандартов СЭВ на допуски и посадки гладких соединений (ЕСДП СЭВ). М.: Изд-во стандартов, 1980. 96 с.

5. **Энциклопедический** справочник. Конструкционные материалы. Т. 2. М.: Сов. энциклопедия, 1964. 1024 с.

6. **Braginski W., Brummel M., Schaaf W.** International abgestimmte Auswahlreihe von Maßtoleranzen für Plastformteile der Mitgliedsländer des RGW. — Plaste und Kautschuk. 1977, H. 4, S. 268—283.

ПРИЛОЖЕНИЕ. ИЗМЕНЕНИЕ В ТРАПЕЦЕИДАЛЬНОЙ МНОГОЗАХОДНОЙ РЕЗЬБЕ ПО ГОСТ 24739—81 (СТ СЭВ 185—79), ТРУБНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЕ ПО ГОСТ 6357—81 (СТ СЭВ 1157—78), ТРУБНОЙ КОНИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЕ ПО ГОСТ 6211—81 (СТ СЭВ 1159—78)

Резьба трапецеидальная многозаходная. Резьба по ГОСТ 24739—81 (введен с 1/I 1982 г.) отличается от резьбы по СТ СЭВ 185—75 (см. с. 196) большим числом номинальных диаметров и шагов (табл. П.1), а также допусками Td_3 внутреннего диаметра винта.

Профили, основные размеры (см. табл. 4.40) и поля допусков (см. табл. 4.45) резьб совпадают. Отклонения диаметров резьбы соответствуют ГОСТ 9562—81 для полей допусков 7*g*, 7*e*, 8*e*, 8*c*, 9*c*, 7*H*, 8*H*, 9*H* (см. табл. 4.43) и для поля допуска 10*c* приведены в табл. П.2. Обозначение резьбы аналогично указанному на с. 204.

Резьба трубная цилиндрическая. Резьба по ГОСТ 6357—81 (вводится с 1/I 1983 г.) отличается от резьбы по ГОСТ 6357—73 (см. с. 212) дополнительным номинальным размером 1-го ряда 1/16″ (для которого $d = D = 7{,}723$ мм, $d_2 = D_2 = 7{,}142$ мм, $d_1 = D_1 = 6{,}561$ мм, $P = 0{,}907$ мм) длинами свинчивания и обозначениями на чертеже.

Профили (см. рис. к табл. 4.51 с заменой обозначения h на H_1), размеры (см. табл. 4.51 и размер 1/16) и отклонения (см. табл. 4.52, кроме отклонений размеров h_1 и h_2) совпадают. Допуск резьбы, если нет особых оговорок, относится к наибольшей нормальной длине свинчивания по табл. П.3. Резьба обозначается буквой *G*, размером и классом точности среднего диаметра. Например, *G*2 — *A*, то же для левой резьбы — *G*2*LH* — *A*. На чертеже указывается длина свинчивания только группы *L* (в мм): *G*2 — *A* — 40. Посадки обозначаются дробью (в числителе класс точности внутренней резьбы, в знаменателе — наружной): *G*2 — *A*/*B*, *G*2 — *A*/*A*. Соединение внутренней резьбы с наружной конической резьбой по ГОСТ 6211—81 обозначается $\frac{G}{R}2 - A$.

Резьба трубная коническая. Резьба по ГОСТ 6211—81 (вводится с 1/I 1983 г.) отличается от резьбы по ГОСТ 6211—69 (см. с. 219) дополнительными номинальными размерами $^1/_{16}$″, $3^1/_2$″, величинами предельных отклонений (факультативными при приемке изделий) среза вершин и впадин, углов наклона и конуса, шага, а также обозначениями на чертеже.

Профили (см. рис. к табл. 4.55 с заменой обозначений h на H_1; φ на $\varphi/2$), размеры (см. табл. 4.55 и дополнительно размеры $^1/_{16}$″ и $3^1/_2$″), смещения основной плоскости (см. табл. 4.57 с заменой обозначений δl_2 на $\Delta_1 l_2$ для трубы и $\Delta_2 l_2$ для муфты) и отклонения среднего диаметра цилиндрической внутренней резьбы (см. табл. 4.57) совпадают. Резьбы обозначаются буквой (*R* — коническая наружная резьба, *Rc* — коническая внутренняя, *Rp* — цилиндрическая внутренняя резьба) и размером. Например, *R*2; *Rc*2, *Rp*2. Обозначения соединений: *Rc*/*R*2 — конические резьбы, *Rp*/*R*2 — внутренняя цилиндрическая и наружная коническая резьбы. Соединение внутренней цилиндрической резьбы по ГОСТ 6357—81 и наружной конической резьбы обозначается: *G*/*R*2 — *A*.

П.1. Диаметры * и шаги трапецеидальной многозаходной резьбы по ГОСТ 24739—81 (СТ СЭВ 185—79), мм

Номинальный диаметр резьбы d для ряда		Шаг P	Число заходов n
1	2		2; 3; 4; 6; 8
10		1,5 **2**	+ + * * * + * * * *
12		**2** **3**	+ + * * * * * * * —
16		**2** **4**	+ + + * * * * * * —
20		**2** **4**	+ + + * * + * * * *
24		(2) **3** **5** **8**	+ + + + * + + + + + + * * * — * * * — —
	28	(2) **3** **5** **8**	+ + + + * + + + * * + * * * * * * * — —
32		**3** **6** **10**	+ + + * * + + * * * * * * — —
	36	**3** **6** **10**	+ + + + * + + * * * * * * — —
40		**3** (6) **7** **10**	+ + + + * + + * * * + * * * * * * * * —
44		**3** **7** (8) **12**	+ + + + * + + * * * + * * * * * * * — —
48		**3** **8** **12**	+ + + + + + + * * * * * * * —
	50	**3** **8** **12**	+ + + + + + + * * * * * * * —
52		**3** **8** **12**	+ + + + + + + * * * + * * * —
	55	**3** (8) **9** (12) **14**	+ + + + + + + * * * + + * * * + * * * — * * * * —
60		**3** (8) **9** (12) **14**	+ + + + + + + * * * + + * * * + * * * * + * * * —
	70	**4** **10** **16**	+ + + + + + + * * * * * * * —

Примечания: 1. Шаги, выделенные полужирным шрифтом, являются предпочтительными. 2. Шаги, указанные в скобках, при разработке новых конструкций применять не рекомендуется. 3. Резьбы с числом заходов n, обозначенным знаком «—», применять нельзя, так как угол подъема этих резьб превышает 30°. 4. Резьбы, число заходов которых обозначено знаками «+» и «*», применять разрешено, причем резьбы, у которых число заходов обозначено знаком «*», имеют угол подъема более 10°. Для таких резьб суммарный допуск не включает диаметральной компенсации отклонения от прямолинейности боковых сторон профиля в осевом сечении. Прилегание боковых сторон профиля резьбы в средней их части должно быть обеспечено выбором метода изготовления резьбы (например, изготовление выпуклых боковых поверхностей). 5. В обоснованных случаях допускается применять другие значения диаметров по ГОСТ 24738—81 (см. табл. 4.39).

---

* Значения диаметров и шагов с $d > 70$÷320 мм см. ГОСТ 24739—81.

П.2. Предельные отклонения диаметров наружной резьбы для поля допуска 10*c* по ГОСТ 24739—81

Номинальный диаметр резьбы *d*	Шаг *P*	Предельные отклонения (мкм) для диаметров				Номинальный диаметр резьбы *d*	Шаг *P*	Предельные отклонения (мкм) для диаметров			
мм		d_2		d	d_3	мм		d_2		d	d_3
		es	*ei*	*ei* *	*ei* *			*es*	*ei*	*ei* *	*ei* *
Св. 5,6 до 11,2	1,5	—140	—475	—150	—559	Св. 45 до 90	3	—170	—700	—236	—833
	2	—150	—525	—180	—619		4	—190	—790	—300	—940
Св. 11,1 до 22,4	2	—150	—550	—180	—650		5	—212	—842	—335	—1000
	3	—170	—620	—236	—733		8	—265	—1065	—450	—1265
	4	—190	—720	—300	—853		9	—280	—1130	—500	—1343
Св. 22,4 до 45	2	—150	—575	—180	—682		10	—300	—1150	—530	—1363
	3	—170	—670	—236	—795		12	—335	—1285	—600	—1523
	5	—212	—812	—335	—962		14	—355	—1355	—670	—1605
	6	—236	—906	—375	—1074		16	—375	—1435	—710	—1700
	7	—250	—960	—425	—1138		18	—400	—1520	—800	—1800
	8	—265	—1015	—450	—1203		20	—425	—1545	—850	—1825
	10	—300	—1100	—530	—1300						
	12	—355	—1205	—600	—1398						

Примечания: 1. Обозначения *es* и *ei* см. п. 2 табл. 4.43. 2. Предельные отклонения для резьб с $d > 90$ мм см. ГОСТ 24739—81.

* Верхние отклонения *es* наружного *d* и внутреннего d_3 диаметров наружной резьбы равны 0.

П.3. Длины свинчивания по ГОСТ 6357—81, мм

Размер резьбы	1/16, 1/8	1/4, 3/8	1/2—7/8	1—1	1—3	3—6
Длина свинчивания	Св. 4 до 12	Св. 5 до 16	Св. 7 до 22	Св. 10 до 30	Св. 12 до 36	Св. 13 до 40

Примечание. Длина свинчивания, превышающая наибольшую нормальную длину свинчивания (в каждом диапазоне размеров), относится к группе *L* (длинные).

ОГЛАВЛЕНИЕ

Принятые обозначения 5

Глава 3. Размерные цепи 6

3.1. Основные понятия, термины, определения, обозначения . . . . . —
3.2. Задачи, решаемые с помощью размерных цепей 15
3.3. Расчет линейных размерных цепей методом полной взаимозаменяемости . . . 22
3.4. Расчет линейных размерных цепей вероятностным методом 31
3.5. Расчет линейных размерных цепей методами неполной взаимозаменяемости 47
3.6. Расчет угловых размерных цепей 74
3.7. Расчет плоских размерных цепей 77
Вероятностный метод 81
Список литературы 84

Глава 4. Допуски и посадки типовых соединений 86

4.1. Угловые размеры и гладкие конические соединения . . . . . —
4.2. Резьбовые соединения. Общие сведения 129
4.3. Резьба метрическая от 0,25 до 600 мм 140
4.4. Резьба круглая 181
4.5. Резьба трапецеидальная однозаходная 184
4.6. Резьба упорная 204
4.7. Резьба трубная цилиндрическая 212
4.8. Резьба метрическая коническая 215
4.9. Резьба трубная коническая 219
4.10. Резьба коническая дюймовая 223
4.11. Резьбы специального назначения 226
4.12. Шпоночные соединения 232
4.13. Соединения шлицевые прямобочные 249
4.14. Соединения шлицевые эвольвентные 255
4.15. Соединения с подшипниками качения 272
4.16. Поля допусков для некоторых элементов соединяемых деталей 296
Список литературы 301

Глава 5. Допуски зубчатых и червячных передач 302

5.1. Термины и обозначения, исходный контур, модули . . . . . —
5.2. Основные сведения о допусках зубчатых и червячных передач 308
5.3. Цилиндрические зубчатые передачи 313
5.4. Зубчатые конические и гипоидные передачи 365
5.5. Червячные цилиндрические передачи с $m \geqslant 1$ мм 387
Список литературы 405

Глава 6. Допуски и посадки изделий из неметаллических материалов 406

6.1. Допуски и посадки гладких соединений деталей из пластмасс . . . . . —
6.2. Допуски и посадки резьбовых деталей из пластмасс 429
6.3. Допуски деталей из технических резин 440
6.4. Допуски и посадки изделий из древесины 443
Список литературы . . . . . —
Приложение 444

---

[1] Гл. 1 и 2 см. в части I.

Список опечаток к 1-й части (дополнительный)

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
364	2-я снизу	ГОСТ 16085—70	ГОСТ 16085—80
385	19-я снизу	Нормальную (Н), повышенную (П), высокую (В)	Нормальную (А), повышенную (В), высокую (С)
400	5-я снизу	СТ СЭВ 301—76	ГОСТ 24642—81
401	14-я сверху	СТ СЭВ 301—76	ГОСТ 24642—81
513	2-я снизу	Н, П и В	А, В и С

ИБ № 3798

Василий Дмитриевич МЯГКОВ
Марк Абрамович ПАЛЕЙ
Аркадий Борисович РОМАНОВ
Владимир Абрамович БРАГИНСКИЙ

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Справочник

Часть 2

Редакторы: *С. Я. Кудерская, Л. М. Пинскер, Л. М. Манучарян*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технический редактор *Л. В. Щетинина*
Корректоры: *Т. Н. Гринчук, З. С. Романова*
Переплет художника *В. Т. Левченко*

Сдано в набор 26.04.82. Подписано в печать 31.01.83. М-42028.
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 28,0.
Уч.-изд. л. 33,9.
Тираж 90 000 экз. Заказ 223. Цена 2 р.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени издательства «Машиностроение». 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.