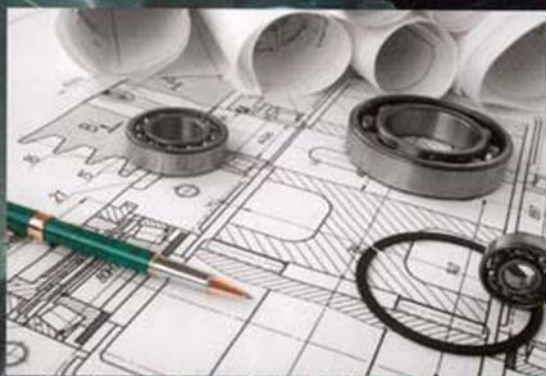


М.А. ПАЛЕЙ
А.Б. РОМАНОВ
В.А. БРАГИНСКИЙ

Допуски и посадки

СПРАВОЧНИК

1



ПОЛИТЕХНИКА

Электронный аналог печатного издания: Палей М. А. Допуски и посадки : справочник: В 2 ч. Ч. 1 / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. — 9-е изд., перераб. и доп. — СПб. : Политехника, 2009. — 530 с. : ил.

УДК 621.753.1/.2(035)
ББК 34.41я2
П14



ПОЛИТЕХНИКА
ИЗДАТЕЛЬСТВО
Санкт-Петербург 2011

www.polytechnics.ru

Издано при финансовой поддержке Федерального агентства по печати и массовым коммуникациям в рамках Федеральной целевой программы «Культура России».

Палей, М. А.

П14 Допуски и посадки : Справочник : В 2 ч. Ч. 1 / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. — 9-е изд., перераб. и доп. — СПб. : Политехника, 2011. — 530 с. : ил.
ISBN 978-5-7325-0998-4

Справочник содержит основные материалы и рекомендации по расчету и применению в машино- и приборостроении, других отраслях техники Единой системы допусков и посадок (ЕСДП), основных норм взаимозаменяемости (ОНВ) в их увязке с международными стандартами (ИСО). Материалы приведены по состоянию на январь 2008 года.

В части 1 рассмотрены допуски и посадки гладких цилиндрических и плоских соединений, шероховатость, допуски формы и расположения поверхностей.

Справочник предназначен для широкого круга инженерно-технических работников, занимающихся разработкой, конструированием изделий, а также производством и контролем машин, механизмов, деталей любых отраслей техники. Может быть полезен маркетологам (как источник специальной инженерной информации), студентам технических вузов, техникумов, колледжей, а также преподавателям и научным работникам.

УДК 621.753.1/.2(035)
ББК 34.41я2

© М. А. Палей, А. Б. Романов,
В. А. Брагинский, 2011

© Издательство «Политехника»,
лит. и худ.-граф. обработка текста и рис., 2011

ISBN 978-5-7325-0998-4

Г л а в а 1

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И ПЛОСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

1.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНОЛОГИЯ

СОЕДИНЕНИЕ. ОТВЕРСТИЕ И ВАЛ. ПОСАДКА. ЗАЗОР. НАТЯГ

Машины и механизмы состоят из деталей, которые в процессе работы должны совершать относительные движения или находиться в относительном покое. В большинстве случаев детали машин представляют собой определенные комбинации геометрических тел, ограниченных поверхностями простейших форм: плоскими, цилиндрическими, коническими и т. д. Это объясняется широким использованием в механизмах низших кинематических пар и технологическими соображениями, так как существующие станки приспособлены в основном для обработки простейших поверхностей и их комбинаций. Простейшие геометрические тела, составляющие детали, будем называть их элементами.

Две детали, элементы которых входят друг в друга, образуют *соединение*. Такие детали называются *сопрягаемыми деталями*, а поверхности соединяемых элементов — *сопрягаемыми поверхностями*. Поверхности тех элементов деталей, которые не входят в соединение с поверхностями других деталей, называются *несопрягаемыми поверхностями*. Соединения подразделяются по геометрической форме сопрягаемых поверхностей. Соединение деталей, имеющих сопрягаемые цилиндрические поверхности с круглым поперечным сечением, называется *гладким цилиндрическим* (рис. 1.1, а). Если сопрягаемыми поверхностями каждого элемента соединения являются две параллельные плоскости, то соединение называется *плоским соединением* с параллельными плоскостями или просто *плоским* (рис. 1.1, б). Другие типы соединений рассмотрены в гл. 4.

В соединении элементов двух деталей один из них является внутренним (охватывающим), другой — наружным (охватываемым). В системе допусков и посадок гладких соединений всякий наружный элемент условно называется *валом*, всякий внутренний — *отверстием*. Термины «отверстие» и «вал» применяются и к несопрягаемым элементам.

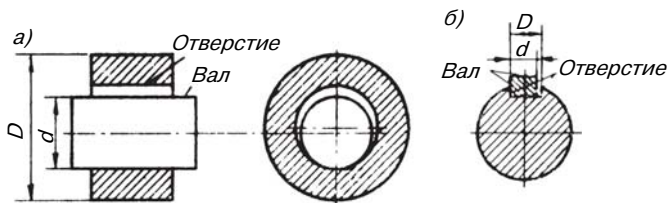


Рис. 1.1

Под *размером* элементов, образующих гладкие соединения, и аналогичных несопрягаемых элементов понимается: в цилиндрических соединениях — диаметр, в плоских — расстояние между параллельными плоскостями по нормали к ним. В более узком смысле в системе допусков и посадок размер — числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т. д.) в выбранных единицах измерения (в машиностроении обычно в миллиметрах).

Разность размеров отверстия и вала до сборки определяет характер соединения деталей, или *посадку*, т. е. большую или меньшую свободу относительного перемещения деталей или степень сопротивления их взаимному смещению. Разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала, называется *зазором* (рис. 1.2, а):

$$S = D - d. \quad (1.1)$$

Зазор характеризует большую или меньшую свободу относительного перемещения деталей соединения. Разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия, называется *натягом* (рис. 1.2, б):

$$N = d - D. \quad (1.2)$$

Натяг характеризует степень сопротивления взаимному смещению деталей в соединении. В необходимых случаях зазор может быть выражен как натяг со знаком минус ($S = -N$), а натяг — как зазор со знаком минус ($N = -S$).

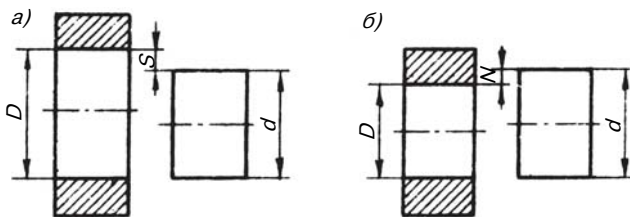


Рис. 1.2

ТОЧНОСТЬ И ПОГРЕШНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. ОСНОВНОЙ ЗАКОН РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ

При проектировании деталей машин их геометрические параметры задаются размерами элементов, а также формой и взаимным расположением их поверхностей. При изготовлении возникают отступления геометрических параметров реальных деталей от идеальных (запроектированных) значений. Эти отступления называются *погрешностями*. Погрешности могут возникнуть также в процессе хранения и эксплуатации машин под воздействием внешней среды, внутренних изменений в структуре материала, износа и т. д.

Степень приближения действительных параметров к идеальным называется *точностью*. Понятия о точности и погрешности взаимосвязаны. Точность характеризуется действительной погрешностью (действительная точность) или пределами, ограничивающими значение погрешности (нормированная точность). Чем уже эти пределы, тем меньше погрешности, тем выше точность. Точность деталей по геометрическим параметрам есть совокупное понятие, подразделяющееся по следующим признакам: точности размеров элементов; точности формы поверхностей элементов (макрое геометрии поверхности); точности шероховатости поверхности (микрое геометрии); точности взаимного расположения элементов.

Конструктор должен исходить из того, что погрешности параметров не только неизбежны, но и допустимы в определенных пределах, при которых деталь еще удовлетворяет требованиям правильной сборки и функционирования машины. Нельзя требовать получения абсолютно точного, идеального значения параметра, т. е. нулевой погрешности, так как это требование неосуществимо в реальных условиях изготовления и измерения. Нельзя также ограничиться установлением одних только идеальных значений параметров деталей, так как при изготовлении могут возникнуть столь большие погрешности, что деталь не будет удовлетворять своему служебному назначению. Конструктор должен решить две неразрывные задачи: установить идеальные значения параметров детали и нормировать точность изготовления этих параметров путем назначения пределов, ограничивающих их погрешности. Эти пределы в процессе изготовления и контроля деталей являются критериями их годности. Сложность задачи по назначению пределов для допустимых погрешностей состоит в том, что ее решение требует от конструктора всестороннего учета как условий функционирования и эксплуатации изделия, так и условий его изготовления и сборки. Условия эти противоречивы: для правильного функционирования может требоваться сужение пределов допускаемых погрешностей, а для экономичного изготовления — расширение. Критерием оптимального решения данной

задачи является обеспечение работоспособности изделия при минимальной суммарной стоимости его изготовления и эксплуатации.

Погрешности размера, формы, шероховатости и расположения поверхностей в процессе изготовления возникают под действием ряда причин, среди которых следует отметить: 1) погрешности станка; 2) погрешности обрабатывающего инструмента и приспособлений; 3) изнашивание инструмента; 4) упругие деформации в системе станок—приспособление—инструмент—деталь (системе СПИД); 5) температурные деформации системы СПИД; 6) погрешности, зависящие от выбранной технологической схемы и режимов обработки; 7) погрешности измерения, включая погрешности измерительных средств; 8) неоднородность размеров, жесткости, материала и другие погрешности заготовок.

Погрешности изготовления для совокупности деталей, составляющих обрабатываемую партию, можно разделить на группы:

1) *систематические постоянные погрешности*, имеющие одинаковые числовые значения для всей рассматриваемой совокупности, вызванные воздействием факторов, сохраняющих постоянное значение в процессе обработки партии (например, погрешности из-за неправильной настройки станка);

2) *систематические переменные погрешности*, закономерно изменяющиеся по ходу технологического процесса (например, погрешности, вызванные износом инструмента или температурными деформациями системы СПИД, являющимися функцией от времени обработки);

3) *случайные погрешности*, или погрешности рассеяния, имеющие для отдельных деталей партии различные значения.

Определить заранее момент появления того или иного значения случайной погрешности не представляется возможным. Случайные погрешности вызываются действием факторов, подверженных колебаниям случайного характера, или же действием большого числа факторов, в том числе и систематических, если их вступление в процесс и исключение из него носят случайный характер [12].

Если систематические погрешности могут быть выявлены и в ряде случаев устранены в процессе подготовки производства или изготовления, то выявление случайных погрешностей требует специального изучения средств и условий изготовления деталей на основе методов математической статистики, а полное их исключение невозможно.

Случайные погрешности для совокупности деталей можно описать с помощью ряда статистических характеристик, среди которых следует отметить:

центр группирования, или среднее арифметическое значение рассматриваемого параметра (например, размера вала) совокупности деталей,

$$d = \frac{d_{д1} + d_{д2} + \dots + d_{дn}}{n}, \tag{1.3}$$

где $d_{д1}, d_{д2}$ — действительные размеры деталей; n — число деталей;

среднее квадратическое отклонение случайного значения параметра от центра группирования, характеризующее рассеяние или разброс отклонений x_i ,

$$\sigma = \sqrt{\frac{x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2}{n}}, \tag{1.4}$$

где x_i — отклонение случайного значения от центра группирования: $x_{x1} = d_{д1} - d$; $x_{x2} = d_{д2} - d$ и т. д.

Значение σ характеризует закон распределения случайных погрешностей, который в виде уравнения и соответствующей кривой устанавливает зависимость между значением случайной погрешности и вероятностью ее появления. В качестве закона распределения случайных погрешностей размера при установившихся процессах изготовления деталей практически чаще других встречается закон *нормального распределения*, характеризующийся кривой, приведенной на рис. 1.3, а и расположенной симметрично относительно центра группирования¹. Уравнение кривой

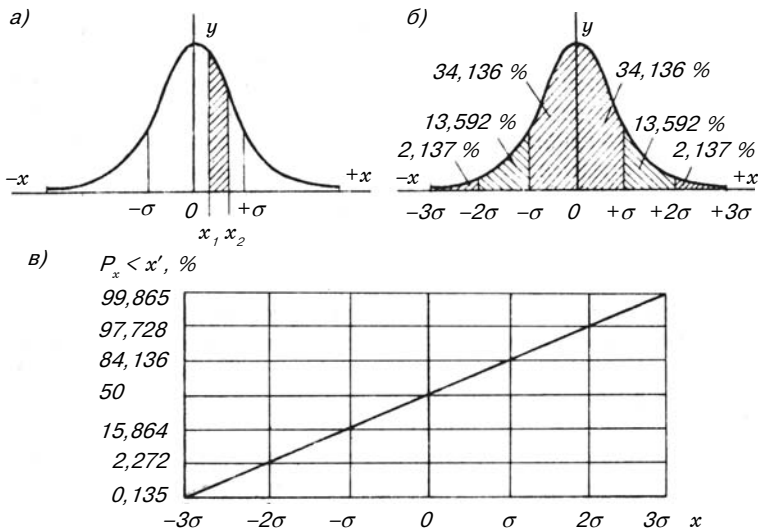


Рис. 1.3

¹ О других встречающихся в производственной практике законах распределения случайных погрешностей см. гл. 3 и [3].

нормального распределения (кривой Гаусса)

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp - \frac{x^2}{2\sigma^2}, \quad (1.5)$$

где y — плотность вероятности случайной погрешности.

Вероятность получения случайной погрешности со значениями, лежащими в пределах от x_1 до x_2 ($P_{x_1 \leq x_i \leq x_2}$), определяется площадью, заключенной между кривой плотности вероятности, осью абсцисс и ординатами точек x_1 и x_2 (на рис. 1.3, а заштрихована). Эту вероятность можно определить с помощью интегральной функции вероятности $\Phi(z)$, выражающей вероятность того, что случайное значение x_i будет меньше задаваемого значения x (табл. 1.1). Аргументом функции $\Phi(z)$ является безразмерное отношение $z = x/\sigma$. Таким образом,

$$P_{x_1 \leq x_i \leq x_2} = P_{0 \leq x_i \leq x_2} - P_{0 \leq x_i \leq x_1} = \Phi(z_2) - \Phi(z_1), \quad (1.6)$$

где $z_1 = x_1/\sigma$; $z_2 = x_2/\sigma$, а значения $\Phi(z)$ могут быть определены по табл. 1.1.

Для отрицательных значений $z\Phi(-z) = -\Phi(z)$. Вся площадь под кривой плотности вероятностей в диапазоне $-\infty < z < +\infty$ равна 1.

На рис. 1.3, б показана вероятность получения случайных погрешностей в различных диапазонах значений при законе нормального распределения. Основная масса деталей (68 %) получается с размерами, лежащими в зоне $\pm 3\sigma$ относительно центра группирования. Вероятность появления погрешностей со значениями, превышающими $\pm 3\sigma$, составляет всего 0,27 %. Этим значением обычно пренебрегают и принимают, что практическая зона рассеяния размеров при обработке составляет $\pm 3\sigma$ или 6σ .

Вероятность получения случайной величины в различных диапазонах значений можно определять с помощью специальных номограмм [4]. По оси абсцисс (рис. 1.3, в), имеющей равномерную шкалу, откладывают значения случайной величины x , а по оси ординат — значения интегральной функции вероятностей $P_{x_i < x}$ (от 0 до 100 %). Ось ординат имеет трансформированную шкалу вероятностей, для которой график интегральной функции $P_{x_i < x}$ обращается в прямую линию (наклонная линия на рис. 1.3, в). Вероятность получения x_i в пределах $x_1 - x_2$

$$P_{x_1 < x_i < x_2} = P_{x_i < x_2} - P_{x_i < x_1}. \quad (1.6a)$$

Например, вероятность получения x_i в пределах $\pm 2\sigma$ по номограмме: $97,728 - 2,272 = 95,456$ %.

1.1. Значения функции $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp-\frac{z^2}{2} dz$ [4]

z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$
0,01	0,0040	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,02	0,0080	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,0120	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,04	0,0160	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4821
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4861
0,08	0,0319	0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,10	0,0398	0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4953
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,49865
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,20	0,49931
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,10	0,3643	3,40	0,49966
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,60	0,49984
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,20	0,3849	3,80	0,499928
0,20	0,0793	0,50	0,1915	1,25	0,3944	4,00	0,499968
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032	4,50	0,499997
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	5,00	0,4999997
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332		
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554		
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599		

Подробная методика и примеры применения номограмм для определения вероятности получения зазоров или натягов посадок в различных интересующих конструктора границах приведены в работе [4].

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ И ПРЕДЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ. ДОПУСК РАЗМЕРА

Действительным размером (D_d , d_d) называется размер, установленный измерением детали с допускаемой погрешностью¹.

¹ О допускаемой погрешности измерения см. п. 1.3.

Два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали, называются *предельными размерами*. Деталь считается годной и в том случае, если действительный размер равен предельному. Большой из двух предельных размеров называется *наибольшим предельным размером* (D_{\max} , d_{\max}), меньший — *наименьшим предельным размером* (D_{\min} , d_{\min}) — рис. 1.4.

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называется *допуском* размера:

для отверстия

$$T_D = D_{\max} - D_{\min}; \quad (1.7)$$

для вала

$$T_d = d_{\max} - d_{\min}. \quad (1.8)$$

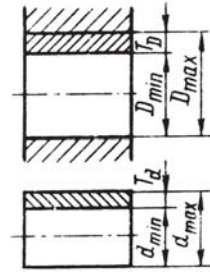


Рис. 1.4

Допуск является мерой точности размера. Чем меньше допуск, тем выше требуемая точность детали, тем меньше допускается колебание действительных размеров деталей и, следовательно, колебание зазоров или натягов в соединении. И, наоборот, низкая точность характеризуется большим допуском. Допуск непосредственно влияет на трудоемкость изготовления и себестоимость деталей. Чем больше допуск, тем проще и дешевле изготовление. От допуска в значительной степени зависят выбор оборудования и средств контроля, разрядность рабочей силы, производительность обработки (о выборе допуска см. п. 1.6).

Два предельных размера элемента детали в ряде случаев целесообразно подразделять на предел максимума материала и предел минимума материала. *Предел максимума материала* (ранее применялся термин «проходной предел») — тот из предельных размеров, которому соответствует наибольший объем материала детали, т. е. наибольший предельный размер вала d_{\max} или наименьший предельный размер отверстия D_{\min} . В случае контроля деталей предельными калибрами (см. п. 1.3) предел максимума материала проверяется проходным калибром. *Предел минимума материала* (ранее применялся термин «непроходной предел») — тот из предельных размеров, которому соответствует наименьший объем материала детали, т. е. наименьший предельный размер вала d_{\min} или наибольший предельный размер отверстия D_{\max} . Предел минимума материала проверяется непроходным калибром.

Понятия о действительном и предельных размерах требуют дополнительных пояснений, которые учитывали бы неизбежные отклонения формы реальных поверхностей. Отклонения формы

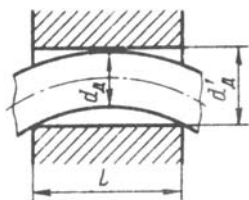


Рис. 1.5

приводят к тому, что действительный размер (который определяется как расстояние между диаметрально противоположными точками поверхности в нормальном сечении, измеряемое двухконтактным средством измерения) в различных сечениях и точках поверхности одной и той же детали может быть неодинаков. Таким образом, реальный элемент детали характеризуется не одним, а совокупностью *действительных местных размеров* [12]. Для сопрягаемых элементов и этой характеристики размера недостаточно, поскольку могут быть такие отклонения формы (например, нечеткая огранка или отклонение от прямолинейности оси, см. п. 2.2), при которых ни один из действительных местных размеров не характеризует возможностей соединения с сопрягаемой деталью. Например, изогнутый валик с действительным диаметром d_d , показанный на рис. 1.5, нельзя свободно ввести в отверстие правильной формы с таким же действительным диаметром ($D_d = d'_d$). Возможности соединения характеризуются размером сопрягаемой детали идеальной геометрической формы, прилегающей к данной детали без зазора. В последних нормативных документах для этого размера применен термин «*размер по сопряжению*» [13]. Для цилиндрических элементов размером по сопряжению являются: для вала — диаметр наименьшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть описан вокруг вала так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками поверхности на длине соединения; для отверстия — диаметр наибольшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть вписан в отверстие так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками поверхности на длине соединения. Если использовать понятие о прилегающей поверхности (см. п. 2.1), то размер по сопряжению можно определить как размер прилегающей поверхности.

С учетом установленных понятий о размерах деталей и требований, предъявляемых к точности размеров, понятие предельных размеров должно истолковываться следующим образом. Для сопрягаемых элементов размер по сопряжению не должен выходить за предел максимума материала, а любой действительный местный размер не должен выходить за предел минимума материала. Применительно к цилиндрическим сопрягаемым отверстиям и валам это означает: для отверстия — диаметр по сопряжению не должен быть меньше предела максимума материала¹, а

¹ Международный стандарт ИСО 2592 «Чертежи технические. Нанесение геометрических допусков. Принцип максимума материала».

любой действительный местный диаметр не должен быть больше предела минимума материала; для вала — диаметр по сопряжению не должен быть больше предела максимума материала, а любой действительный местный диаметр не должен быть меньше предела минимума материала. Такое истолкование, известное как принцип подобия, или правило Тейлора (в последних международных стандартах его называют «требованием прилегания»¹), позволяет ограничить пределами допуска размера любые отклонения формы сопрягаемых поверхностей и положено в основу проектирования предельных калибров. Для несопрягаемых элементов можно допустить более простое истолкование предельных размеров, при котором они должны ограничивать лишь действительные местные размеры, определенные двухточечным измерением в любом месте элемента. При таком истолковании пределами допуска размера ограничиваются не любые отклонения формы поверхностей, а только такие, которые определяются как непостоянство действительных местных размеров.

НОМИНАЛЬНЫЙ РАЗМЕР. ОТКЛОНЕНИЯ. ПОЛЕ ДОПУСКА

При построении системы допусков и посадок, выполнении чертежей и измерениях размер, как правило, удобнее выражать не в абсолютной форме — полным числовым значением, а с помощью отклонения его от номинального размера.

Номинальным размером (D_n , d_n) называется размер, который служит началом отсчета отклонения и относительно которого определяются предельные размеры. Номинальный размер указывают в чертежах деталей. Он выбирается не произвольно, а исходя из функционального назначения детали путем расчета (на прочность, жесткость и т. п.) и на основе других конструктивных и технологических соображений. При этом расчетное значение размера должно округляться до ближайшего нормального линейного размера (см. табл. 1.2), большего или меньшего, а при расчете на прочность — только до ближайшего большего.

Отклонением размера называется алгебраическая разность между размером (действительным, предельным и т. д.) и соответствующим номинальным размером. Отклонения, в отличие от раз-

¹ Международный стандарт ИСО 8015 «Чертежи технические. Основные принципы назначения допусков».

В зарубежной технической документации, содержащей ссылку «Назначение допусков по ИСО 8015» («Tolerancing ISO 8015») требование прилегания должно быть указано дополнительным символом E (например, $\varnothing 40H7 E$). Если этот символ не указан, то предельные размеры относятся к действительным местным размерам. В документации, не содержащей ссылки на ИСО 8015, истолкование предельных размеров соответствует требованию прилегания.

меров, которые всегда выражаются положительными числами, могут быть и положительными (со знаком плюс), если размер больше номинального, и отрицательными (со знаком минус), если размер меньше номинального. Если размер равен номинальному размеру, то его отклонение равно нулю.

Действительным отклонением называется алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами:

для отверстия

$$E_d = D_d - D_n; \tag{1.9}$$

для вала

$$e_d = d_d - d_n. \tag{1.10}$$

Предельным отклонением называется алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Различают верхнее и нижнее предельные отклонения, применяя при этом краткие термины — верхнее и нижнее отклонения. *Верхнее отклонение* — алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами (рис. 1.6 и 1.7):

для отверстия

$$ES = D_{max} - D_n; \tag{1.11}$$

для вала

$$es = d_{max} - d_n. \tag{1.12}$$

Нижнее отклонение — алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами (рис. 1.6 и 1.7):

для отверстия

$$EI = D_{min} - D_n; \tag{1.13}$$

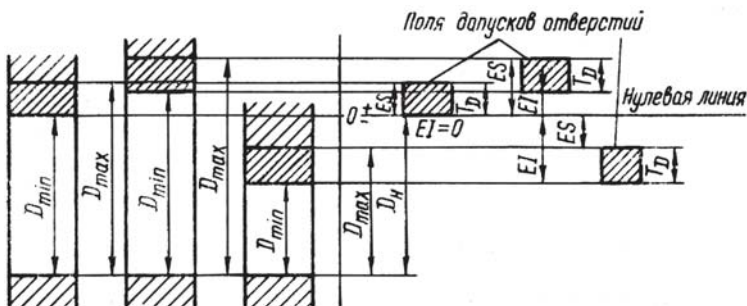


Рис. 1.6

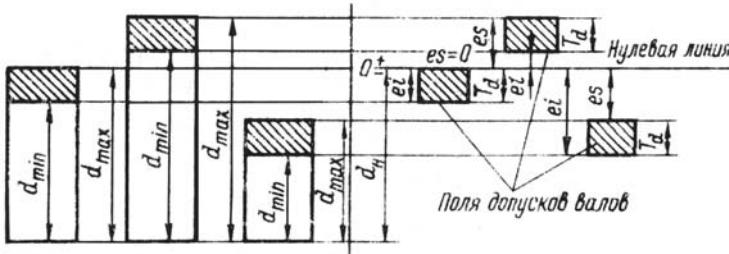


Рис. 1.7

для вала

$$ei = d_{\min} - d_{\text{н}}. \quad (1.14)$$

При необходимости, пользуясь формулами (1.11)–(1.14), по номинальному размеру и отклонению можно подсчитать соответствующий предельный размер:

$$D_{\max} = D_{\text{н}} + ES; \quad (1.11a)$$

$$D_{\min} = D_{\text{н}} + EI; \quad (1.13a)$$

$$d_{\max} = d_{\text{н}} + es; \quad (1.12a)$$

$$d_{\min} = d_{\text{н}} + ei. \quad (1.14a)$$

В эти формулы отклонения должны подставляться со своими знаками.

Допуск размера также может быть определен через предельные отклонения как алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями:

$$T_D = ES - EI; \quad (1.15)$$

$$T_d = es - ei. \quad (1.16)$$

По предельным размерам или предельным отклонениям можно определить средний размер (D_c, d_c) или среднее отклонение (E_c, e_c):

$$D_c = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2}; \quad (1.17)$$

$$d_c = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2}; \quad (1.18)$$

$$E_c = \frac{ES + EI}{2}; \quad (1.19)$$

$$e_c = \frac{es + ei}{2}. \quad (1.20)$$

Понятия о номинальном размере и отклонениях упрощает графическое изображение допусков и посадок в виде *схем расположения полей допусков* (см. рис. 1.6 и 1.7). На схемах в условном масштабе откладывают предельные отклонения относительно *нулевой линии* — линии, соответствующей номинальному размеру. Обычно нулевую линию проводят горизонтально. Тогда вверх от нулевой линии откладывают положительные отклонения, вниз — отрицательные. Независимо от знаков предельных отклонений для одного и того же элемента детали линия верхнего отклонения всегда выше линии нижнего отклонения. Зона, заключенная между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям, называется *полем допуска*. Термин «поле допуска» можно применять и не связывая его с графическим изображением допусков и посадок. В этом случае под полем допуска понимают интервал значений, ограниченный верхним и нижним отклонениями, в пределах которого допускаются действительные отклонения размера детали. Поле допуска — понятие более широкое, чем допуск. Поле допуска характеризуется своей величиной (допуском) и расположением относительно номинального размера. При одном и том же допуске могут быть разные по расположению поля допусков.

ТИПЫ ПОСАДОК. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ЗАЗОРЫ И НАТЯГИ. ДОПУСК ПОСАДКИ

Вследствие колебания размеров деталей при изготовлении значения зазоров и натягов при сборке деталей также будут колебаться. Действительным зазором или действительным натягом называются соответственно зазор или натяг, определяемые разностью действительных размеров отверстия и вала по формулам (1.1) и (1.2). В соединениях, где необходим зазор, действительный зазор должен находиться между двумя предельными значениями, называемыми *наименьшим* и *наибольшим зазорами* (S_{\min} и S_{\max}), которые определяются исходя из служебного назначения соединения. Соответственно в соединениях, где необходим натяг, действительный натяг должен находиться между двумя предельными значениями, называемыми *наименьшим* и *наибольшим натягами* (N_{\min} и N_{\max}), которые определяются исходя из служебного назначения соединения.

Предельные зазоры или натяги чертежами непосредственно не устанавливаются. Для того чтобы обеспечить независимое изго-

товление деталей соединения, а на сборке получить зазоры или натяги в требуемых пределах без дополнительной пригонки или регулировки деталей, конструктор должен назначить посадку в виде определенного сочетания полей допусков отверстия и вала. При назначении посадок номинальный размер для отверстия и вала, составляющих соединение, является общим (одинаковым) и называется *номинальным размером* посадки или *соединения* ($d_{н.с} = D_n = d_n$). Предельные зазоры и натяги в посадке в этом случае могут быть рассчитаны как по разности предельных размеров отверстия и вала, так и по разности их предельных отклонений.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала различают посадки трех типов: с зазором, натягом и переходные.

Посадкой с зазором называется посадка, при которой образуется зазор в соединении. В посадке с зазором поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (рис. 1.8). Для посадок с зазором:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es; \quad (1.21)$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei. \quad (1.22)$$

Допуск зазора

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = (ES - EI) + (es - ei) = T_D + T_d. \quad (1.23)$$

Значение S_{\min} иногда называют «гарантированным зазором». К посадкам с зазором относятся также и так называемые скользящие посадки, в которых нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала. Для них $S_{\min} = 0$.

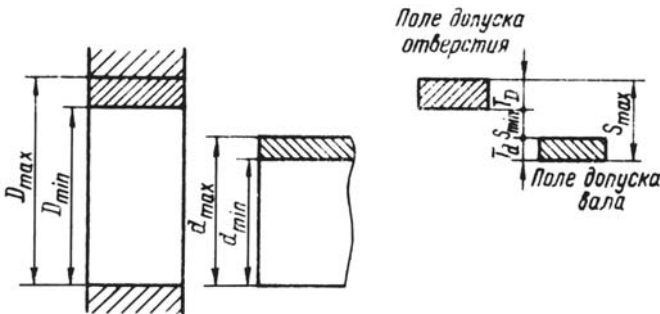


Рис. 1.8

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Принятые обозначения	7
Глава 1. Допуски и посадки гладких цилиндрических и плоских соединений	8
1.1. Основные понятия и терминология	8
Соединение. Отверстие и вал. Посадка. Зазор. Натяг . .	8
Точность и погрешности изготовления деталей машин.	
Основной закон распределения погрешностей	10
Действительный и предельные размеры. Допуск размера	14
Номинальный размер. Отклонения. Поле допуска	17
Типы посадок. Предельные зазоры и натяги. Допуск посадки	20
Вероятностные характеристики посадок	24
Система допусков и посадок. Степени точности. Система отверстия. Система вала	25
Примеры определения допусков и посадок по заданным предельным отклонениям	28
Взаимозаменяемость и ее значение в машиностроении	33
1.2. Нормальные линейные размеры	38
Выбор размеров	38
Ряды предпочтительных чисел	38
Основные ряды нормальных линейных размеров	40
Дополнительные размеры ограниченного применения .	44
1.3. Единая система допусков и посадок	44
Значение ЕСДП	44
Общие сведения о стандартах ЕСДП	47
Система допусков и посадок ИСО — основа ЕСДП	48
Основы построения ЕСДП	49
Интервалы номинальных размеров	50
Допуски	50
Основные отклонения	52
Образование и обозначение полей допусков	71
Образование и обозначение посадок	73
Поля допусков	73
Поля допусков для сопрягаемых размеров	74

Поля допусков для несопрягаемых размеров . . .	75
Посадки	89
Таблицы предельных отклонений отверстий и валов . .	90
Предельные отклонения в системе отверстия при размерах до 500 мм	91
Предельные отклонения в системе отверстия при размерах свыше 500 до 10 000 мм	115
Предельные отклонения в системе вала при размерах до 500 мм	126
Предельные отклонения в системе вала при размерах свыше 500 до 10 000 мм	147
Предельные отклонения размеров с большими допусками	155
Таблицы предельных зазоров и натягов	158
Предельные зазоры и натяги в посадках при размерах менее 1 мм	159
Предельные зазоры и натяги в посадках при размерах от 1 до 500 мм	162
Предельные зазоры и натяги в посадках при размерах свыше 500 до 3150 мм	175
Предельные зазоры и натяги в посадках при размерах свыше 3150 до 10 000 мм	183
Неуказанные предельные отклонения размеров	186
Допуски для нежестких деталей	199
Контроль размеров	201
Температурный режим	205
1.4. Система допусков и посадок ОСТ	211
Основные положения системы ОСТ	211
Интервалы номинальных размеров	212
Допуски	213
Посадки и поля допусков	214
Замена допусков и посадок по системе ОСТ на ЕСДП . .	215
Замена полей допусков	215
Замена посадок	219
1.5. Нанесение предельных отклонений (полей допусков) в чертежах	227
Нанесение предельных отклонений размеров в чертежах деталей	228
Нанесение предельных отклонений размеров в сборочных чертежах	238
1.6. Применение системы допусков и посадок	240
Выбор системы посадок	240
Выбор допусков для сопрягаемых размеров	240
Методы выбора посадок. Типизация посадок	247
Выбор посадок с зазором	252
Назначение посадок с зазором	252
Расчет посадок с зазором для подшипников жидкостного трения	253

Применение посадок с зазором	270
Выбор переходных посадок	293
Назначение переходных посадок	293
Расчет переходных посадок на вероятность полу- чения натягов и зазоров	295
Применение переходных посадок	297
Выбор посадок с натягом	307
Назначение посадок с натягом	307
Расчет посадок с натягом	310
Применение посадок с натягом	318
Особенности выбора посадок для изделий, эксплуатиру- емых в районах с холодным климатом	325
Список литературы	330
Глава 2. Допуски формы и расположения поверхностей. Шерохо- ватость поверхностей	331
2.1. Общие сведения о допусках формы и расположения по- верхностей	331
Влияние отклонений формы и расположения поверх- ностей на качество изделий	331
Нормативные документы на допуски формы и распо- ложения поверхностей. Классификация геометрических отклонений и допусков	332
Отклонения и допуски формы поверхностей	333
Отклонения и допуски расположения поверхностей	338
Зависимые и независимые допуски	342
Суммарные отклонения и допуски формы и распо- ложения поверхностей	347
Стандартизация числовых значений допусков формы и расположения поверхностей	347
Указание допусков формы и расположения поверхностей в чертежах	348
Неуказанные допуски формы и расположения поверхно- стей	356
Обозначение общих допусков (неуказанные допуски) в чертежах	364
2.2. Отклонения и допуски формы поверхностей	364
Отклонения и допуски формы плоских поверхностей	364
Отклонения и допуски формы цилиндрических поверх- ностей	374
Отклонения и допуски формы конических поверх- ностей	389
Отклонения и допуски формы криволинейных поверхно- стей	390
Волнистость поверхности	394
2.3. Отклонения и допуски расположения поверхностей	397
Отклонения и допуски параллельности	397
Отклонения и допуски перпендикулярности. Торцовое биение	409

Отклонения и допуски наклона	419
Отклонения и допуски соосности, симметричности, пересечения осей. Радиальное биение	423
Позиционные отклонения и допуски	442
2.4. Допуски расположения осей отверстий под крепежные детали	448
Типы соединений и виды расположения отверстий	448
Сквозные отверстия	449
Допуски расположения осей отверстий	449
Схемы простановки размеров и допусков (предельных отклонений) расположения осей	484
2.5. Шероховатость поверхностей	493
Шероховатость и ее влияние на качество поверхностей	493
Параметры для нормирования и обозначения шероховатости поверхностей	494
Выбор шероховатости поверхности	504
Список литературы	526