

В. Д. Мягков

Допуски и посадки
Справочник. Часть 1

Москва
«Книга по Требованию»

УДК 621
ББК 34.4
В11

В11 **В. Д. Мягков**
Допуски и посадки: Справочник. Часть 1 / В. Д. Мягков – М.: Книга по Тре-
бованию, 2015. – 544 с.

ISBN 978-5-458-28014-3

ISBN 978-5-458-28014-3

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2015

© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2015

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



Серия Книжный Ренессанс

www.samizday.ru/reprint

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной задачей конструктора является создание новых и модернизация существующих изделий, подготовка чертежной документации, способствующей обеспечению необходимой технологичности и высокого качества изделий. Решение этой задачи, отвечающей целям 11-й пятилетки — повышению эффективности труда и качества выпускаемой продукции, — связано с выбором необходимой точности изготовления изделий, расчетом размерных цепей, выбором шероховатости поверхностей, а также выбором допусков отклонений от геометрической формы и расположения поверхностей.

Важным мероприятием, которое поможет упорядочить и облегчить работу конструкторов в этих направлениях, является переход отечественной промышленности на «Единую систему допусков и посадок» СЭВ (ЕСДП СЭВ) и «Основные нормы взаимозаменяемости» (ОНВ)¹.

Цель настоящего 6-го издания справочника, как и предыдущего, 5-го издания, — помочь конструктору в изучении и рациональном применении внедряемых систем. В справочнике приведены многочисленные расчеты, примеры и рекомендации, связанные с внедрением ЕСДП СЭВ и ОНВ, учтены новые стандарты СЭВ и государственные стандарты по взаимозаменяемости, новые рекомендации и инструкции ВНИИИзмерения (ранее Бюро взаимозаменяемости), ВНИИИзмаш и других базовых организаций по взаимозаменяемости, а также стандарты отраслей и предприятий.

Весь стандартно-нормативный материал справочника изложен по состоянию на январь 1982 г.

В целях преемственности в настоящем издании условные обозначения физических величин приняты такими же, как и в предыдущем издании, за исключением обозначений, обусловленных внедрением ЕСДП СЭВ и ОНВ.

Справочник состоит из двух частей. Часть 1 включает гл. 1 и 2, часть 2 — гл. 3—6. В подготовке настоящего издания принимали участие: канд. техн. наук М. А. Палей — гл. 1 (кроме расчетов посадок с зазором переходных и с натягом, написанных А. Б. Романовым), гл. 2; канд. техн. наук А. Б. Романов — гл. 3, пп. 4.2—4.11, 4.15—4.16, гл. 5; канд. техн. наук В. А. Брагинский — пп. 4.1, 4.12—4.14, гл. 6.

В настоящее издание справочника не включена глава, посвященная допускам и посадкам для приспособлений и штампов. Материал этой главы не требует сейчас переработки и им можно пользоваться по 5-му изданию.

Все предложения и замечания читателей, направленные на улучшение справочника, просим направлять по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, д. 10, издательство «Машиностроение».

¹ В соответствии с решением, принятым Постоянной комиссией СЭВ по стандартизации, у всех стандартов СЭВ, регламентирующих ряды номинальных размеров, номинальный геометрический профиль, а также допуски и посадки для типовых соединений, общий (групповой) заголовок «Единая система допусков и посадок СЭВ» заменяется на «Основные нормы взаимозаменяемости», а наименование «Единая система допусков и посадок» СЭВ сохранено лишь за системой допусков и посадок для гладких соединений.

ВВЕДЕНИЕ

В период с 1977 по 1980 гг. отечественная промышленность начала внедрение новой международной системы допусков и посадок, единой для стран — членов СЭВ, — ЕСДП СЭВ. В этот период были введены в действие в народном хозяйстве СССР стандарты СЭВ, определяющие ЕСДП СЭВ (СТ СЭВ 144—75, СТ СЭВ 145—75, СТ СЭВ 177—75, СТ СЭВ 179—75 и СТ СЭВ 302—76). Порядок введения этих стандартов предусмотрен в утвержденных Госстандартом СССР «Рекомендациях по внедрению СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 145—75 на допуски и посадки гладких соединений с размерами до 3150 мм» и пересмотренном и дополненном издании этих рекомендаций под названием «Рекомендации по внедрению стандартов СЭВ на допуски и посадки гладких соединений (ЕСДП СЭВ)» [31].

Постановлением Госстандарта, принятым в 1980 г., предусмотрено переформить стандарты СЭВ на ЕСДП СЭВ¹ и ОНВ в государственные стандарты и разрешено применять в изделиях, спроектированных до перехода на ЕСДП СЭВ, систему допусков и посадок ОСТ. В связи с этим продлено действие стандартов на систему допусков и посадок ОСТ с внесением в них указания о запрещении применения при новом проектировании.

На ЕСДП СЭВ переведены в первую очередь государственные стандарты, содержащие указания о допусках и посадках, а также соответствующая отраслевая нормативно-техническая документация и документация на новые разработки машин и приборов. Вопрос о переводе на ЕСДП СЭВ конструкторской и технологической документации на ранее спроектированные и находящиеся в производстве изделия решается отраслями и предприятиями с учетом технической и экономической целесообразности. В ряде случаев такой перевод возможен и целесообразен для сокращения переходного периода, в течение которого в промышленности будут применяться две системы допусков и посадок (ЕСДП СЭВ и ОСТ). В необходимых случаях перевод ранее спроектированных изделий с системы ОСТ на ЕСДП СЭВ должен быть согласован с потребителями этих изделий.

Для снижения затрат при переводе изделий на ЕСДП СЭВ рекомендуется: совмещать корректировку технической документации с очередной модернизацией изделия;

не переводить на ЕСДП СЭВ изделия, подлежащие снятию с производства; увязывать сроки перевода производства на ЕСДП СЭВ со сроками доиспользования имеющихся запасов размерных инструментов, калибров и другой оснастки и полуфабрикатов, выполненных по системе ОСТ (доиспользование возможно и при изготовлении изделий по ЕСДП СЭВ; соответствующие таблицы доиспользования калибров приведены в работе [31], см. также стр. 253).

В первую очередь рекомендуется рассмотреть вопрос о переводе на ЕСДП СЭВ изделий, поставляемых на экспорт.

Ранее спроектированные изделия вспомогательного производства, запасные части к ранее изготовлявшимся изделиям и архивные чертежи изделий, выпуск которых временно прекращен, переводятся на ЕСДП СЭВ по усмотрению отрасли (предприятия) лишь при необходимости и экономической целесообразности.

¹ В период подготовки настоящего издания стандарты СЭВ на ЕСДП СЭВ были переформлены в следующие государственные стандарты: ГОСТ 25316—82 (СТ СЭВ 145—75), ГОСТ 25311—82 (СТ СЭВ 144—75), ГОСТ 25348—82 (СТ СЭВ 177—75), ГОСТ 25349—82 (СТ СЭВ 179—75).

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначения		Наименование обозначений
основные	дополнительные	
$d_{п.с}$	—	Номинальный размер соединения
D_H	—	Размер, используемый при расчетах стандартных допусков и отклонений для данного интервала номинальных размеров
D	$D_H, D_{max}, D_{min}, D_d, D_c$	Размеры отверстия [номинальный, наибольший (максимальный), наименьший (минимальный), действительный, средний]
d	$d_H, d_{max}, d_{min}, d_d, d_c$	Размеры вала [номинальный, наибольший (максимальный), наименьший (минимальный), действительный, средний]
L	$L_H, L_{max}, L_{min}, L_d, L_c$	Длина элемента или координирующий размер [номинальная, наибольшая (максимальная), наименьшая (минимальная), действительная, средняя]
E	ES, EI, E_d, E_c	Отклонение размера отверстия (верхнее, нижнее, действительное, среднее)
e	es, ei, e_d, e_c	Отклонение размера вала (верхнее, нижнее, действительное, среднее)
Δ	$\Delta S, \Delta I, \Delta_d, \Delta_c$	Отклонение размера (верхнее, нижнее, действительное, среднее)
S	$S_{max}, S_{min}, S_d, S_c$	Зазор [наибольший (максимальный), наименьший (минимальный), действительный, средний]
N	$N_{max}, N_{min}, N_d, N_c$	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 качеству

Глава 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 сообра-

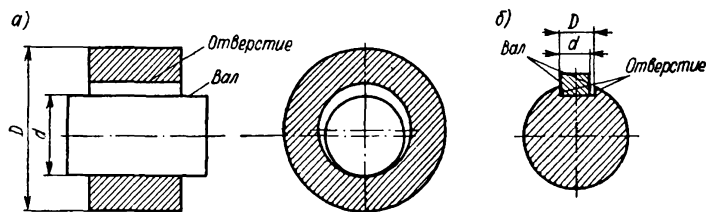


Рис. 1.1

жениями, 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 (охватываемым), другой — наружным (охватывающим). 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.

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 ($N = -S$).

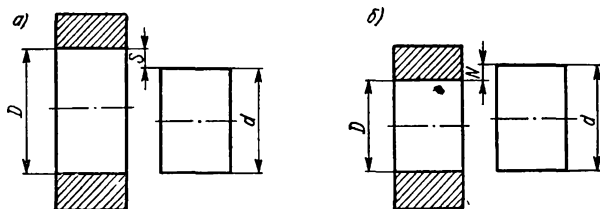


Рис. 1.2

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 машины 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:

- 1) точности размеров элементов;
- 2) точности формы поверхностей элементов (макрогеометрии поверхности);
- 3) точности по шероховатости поверхности (микрогеометрии);
- 4) 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 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 потребоваться 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 [37], среди которых следует отметить:

- 1) погрешности станка;
- 2) погрешности обрабатывающего инструмента и приспособлений;
- 3) износ 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 выключение из него носят случайный характер [37].

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 из 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

$$\bar{d} = \frac{d_{d1} + d_{d2} + \dots + d_{dn}}{n}, \quad (1.3)$$

где d_{d1} , d_{d2} — действительные размеры деталей; n — число деталей;

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

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

где x_i — отклонение случайного значения от центра группирования: $x_1 = d_{д1} - \bar{d}$; $x_2 = d_{д2} - \bar{d}$ и т. д.

Закон распределения случайных погрешностей в виде уравнения и соответствующей кривой устанавливает зависимость между значением случайной

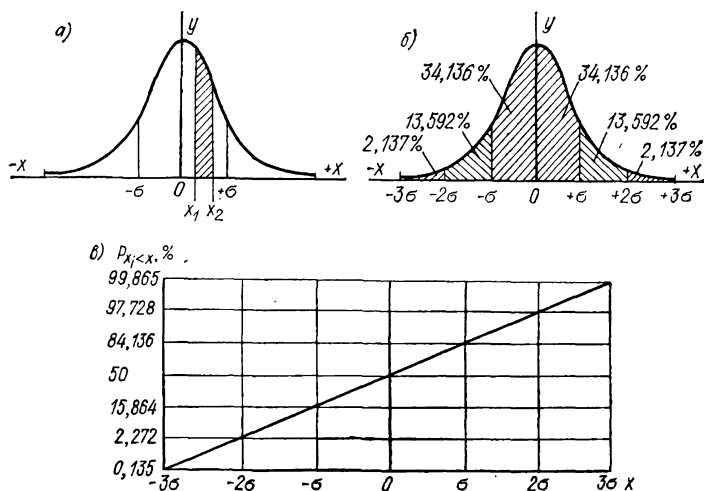


Рис. 1.3

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 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

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

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.

$$1.1. \text{ Значения функции } \Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp -\frac{z^2}{2} dz \quad [11]$$

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		

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 $\pm\sigma$ относительно центра группирования. Вероятность появления погрешностей со значениями, превышающими $\pm 3\sigma$, составляет всего 0,27%. Этой величиной 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 удобно определять с помощью специальных номограмм [5]. По оси абсцисс (рис. 1.3, в), имеющей равномерную шкалу, откладываются 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 равна: $97,728 - 2,272 = 95,456\%$.

Подробная методика и примеры применения номограмм для определения вероятности получения зазоров или натягов посадок в различных, интересующих конструктора границах, приведены в работе [5].

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ И ПРЕДЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ. ДОПУСК РАЗМЕРА

Действительным размером (D_d, d_d) называется размер, установленный измерением детали с допускаемой погрешностью¹. Два предельно допускаемых размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали, называются *предельными размерами*. Деталь считается годной и в том случае, если действительный размер равен предельному. Больший 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

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

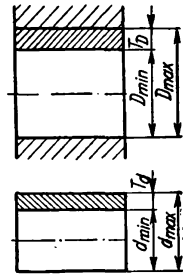


Рис. 1.4

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 зависит выбор оборудования и средств контроля, разрядность рабочей силы, производительность обработки (о выборе допуска см. п. 1.6).

Для предельных размера детали в ряде случаев целесообразно подразделять на *проходной* и *непроходной* пределы. *Проходной предел* — это определение, применимое к тому из двух предельных размеров, который соответствует максимальному количеству материала детали: к нижнему пределу для отверстия ($D_{\min}$) и верхнему пределу для вала ($d_{\max}$). В случае контроля деталей предельными калибрами (см. п. 1.3) проходной предел соответствует предельному размеру, проверяемому проходным калибром. *Непроходной предел* — определение, применяемое к тому из двух предельных размеров, который соответствует минимальному

¹ О допускаемой погрешности измерения см. п. 1.3.

количеству материала детали и проверяется непроходным калибром: к верхнему пределу для отверстия ($D_{\max}$) и нижнему пределу для вала ($d_{\min}$).

Понятия о действительном и предельном размерах требуют дополнительных разъяснений, которые учитывали бы неизбежные отклонения формы реальных поверхностей. Отклонения формы приводят к тому, что действительный размер (который определяется как расстояние между диаметрально противоположными точками поверхности в нормальном сечении, проверяемое 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 размеров. Предельными размерами должны быть ограничены все действительные размеры рассматриваемого элемента. Для сопрягаемых элементов и этого условия недостаточно, поскольку могут быть такие отклонения формы (например, изогнутость, — см. п. 2.2), при которых ни один из действительных размеров не характеризует воз-

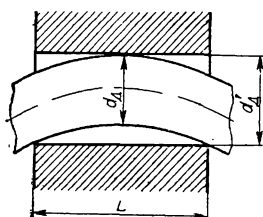


Рис. 1.5

можностей соединения с сопрягаемой деталью и получающихся в соединении зазоров или натягов. Например, изогнутый валик, показанный на рис. 1.5, нельзя свободно ввести в отверстие правильной формы с таким же диаметром ($D_d = d_d$). Сборка без усилия с сохранением возможности взаимного перемещения вала и отверстия в данном случае может быть при условии, что $D_d \geq d'_d$, где d'_d — диаметр описанного вокруг вала цилиндра с длиной L , равной осевой длине соединения. Этот цилиндр имитирует сопрягаемую деталь — отверстие правильной формы, находящееся в плотном соединении (с нулевым зазором и натягом) с данным валом. Поэтому

применительно к цилиндрическим сопрягаемым отверстиям и валам предельные размеры должны истолковываться следующим образом. Для отверстий диаметр наибольшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть вписан в отверстие так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками его поверхности, не должен быть меньше, чем проходной предел размера ($D_{\min}$), а наибольший действительный диаметр отверстия в любой точке не должен быть больше, чем непроходной предел размера ($D_{\max}$). Для валов диаметр наименьшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть описан вокруг вала так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками его поверхности, не должен быть больше, чем проходной предел размера ($d_{\max}$), а наименьший действительный диаметр вала в любой точке не должен быть меньше, чем непроходной предел размера ($d_{\min}$). Такое истолкование предельных размеров, известное как принцип подобия, или правило Тейлора, позволяет ограничить пределами допуска размера любые отклонения формы сопрягаемых поверхностей и положено в основу проектирования предельных калибров (см. п. 1.3).

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 отклонений 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.