

621.7
К 49

С.С. Клименков

**НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ
ИЗМЕРЕНИЯ**

Витебский государственный технологический университет

**Витебск
2002**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

**Учреждение образования "Витебский государственный
технологический университет"**

С.С. Клименков



НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Учебное пособие для высших учебных заведений

Допущено

**Министерством образования Республики Беларусь
в качестве учебного пособия для студентов машиностроительных
специальностей высших учебных заведений**

Библиотека ВГТУ



**Витебск
2002**

УДК 389
ББК 30.10
К49

Рецензенты: доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой
«Технология машиностроения» БГПА Пашкевич М.Ф.;
кандидат технических наук, доцент, декан машиностроительного
факультета МГТУ Шадуро Р.Н.;
доцент кафедры «Технология машиностроения БГПА Медведев А.И.

Клименков С.С.

К49 Нормирование точности и технические измерения.: Учеб. пособие для вузов/Клименков С.С. -
Витебск: УО «ВГТУ», 2001. - 130 с.
ISBN – 985-6655-60-9.

Рассматриваются общие принципы назначения параметров точности типовых соединений. Описаны наиболее распространенные средства контроля линейных размеров. Изложены методики решения размерных цепей. Учебное пособие составлено в соответствии с учебной программой «Нормирование точности и технические измерения» для студентов специальности Т.03.01.00 «Технология и оборудование машиностроительного производства» и Т.03.02.00 «Технология и оборудование высокоэффективных процессов обработки материалов». Для студентов высших учебных заведений.

УДК 389
ББК 30.10

ISBN 985-6655-60-9

© Клименков С.С. 2002 г.
© Издательство УО «ВГТУ»

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	05
1. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СОПРЯЖЕНИЯ.....	06
1.1. Термины и определения.....	06
1.2. Точность размеров.....	08
1.3. Образование полей допусков.....	09
1.4. Образование посадок.....	11
1.5. Выбор посадок.....	15
1.6. Сопряжения с подшипниками качения.....	18
1.7. Назначение посадок с подшипниками качения.....	20
1.8. Контроль калибрами.....	21
2. ОТКЛОНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ.....	24
2.1. Параметры шероховатости.....	24
2.2. Назначение параметров шероховатости.....	26
2.3. Контроль и измерение параметров шероховатости.....	28
2.4. Параметры волнистости.....	30
2.5. Отклонения формы. Основные определения.....	32
2.6. Отклонения и допуски формы плоских поверхностей.....	33
2.7. Отклонения и допуски формы цилиндрических поверхностей.....	35
2.8. Измерение отклонений формы.....	38
3. ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ РАСПОЛОЖЕНИЯ.....	42
3.1. Измерение отдельных видов отклонений расположения....	47
4. СУММАРНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПО- ЛОЖЕНИЯ.....	50
4.1. Измерение отдельных суммарных отклонений.....	52
4.2. Зависимые и независимые допуски.....	54
5. НАЗНАЧЕНИЕ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПО- ВЕРХНОСТЕЙ.....	56
6. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ УГЛОВ И КОНУСОВ.....	59
6.1. Допуски углов и конусов.....	61
6.2. Посадки конических соединений.....	63
6.3. Контроль углов и конусов.....	64
7. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ШПОНОЧНЫХ СОПРЯЖЕНИЙ.....	65
8. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ШЛИЦЕВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ.....	68
8.1. Условные обозначения шлицевых соединений.....	69
8.2. Контроль точности шлицевых сопряжений.....	70

9. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ РЕЗЬБОВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ.....	71
9.1. Номинальные параметры резьбы.....	71
9.2. Предельные контуры резьбы.....	72
9.3. Отклонение шага и угла профиля резьбы и их диаметр- ральная компенсация.....	73
9.4. Приведенный средний диаметр резьбы.....	75
9.5. Суммарный допуск среднего диаметра резьбы.....	76
9.6. Степени точности и допуски резьбы.....	76
9.7. Резьбовые сопряжения с зазором.....	77
9.8. Резьбовые сопряжения с натягом.....	77
9.9. Обозначение резьбовых сопряжений на чертежах.....	78
9.10. Контроль параметров резьбы.....	79
10. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.....	85
10.1. Кинематическая точность передач.....	86
10.2. Плавность работы передачи.....	90
10.3. Параметры контакта зубьев в передаче.....	92
10.4. Степени точности зубчатых колес.....	93
10.5. Виды сопряжений зубьев в передаче.....	95
10.6. Обозначение параметров зубчатых колес на чертежах.....	96
11. РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ.....	97
11.1. Основные термины и определения.....	97
11.2. Классификация размерных цепей.....	98
11.3. Цели расчета размерных цепей.....	100
11.4. Методы расчета.....	100
12. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ.....	104
12.1. Термины и определения.....	104
12.2. Меры.....	104
12.3. Измерительные приборы.....	105
12.4. Измерительные преобразователи.....	115
12.5. Автоматизированные измерительные системы.....	119

ВВЕДЕНИЕ

Современное машиностроительное производство базируется на использовании изготовленных и измеренных с высокой точностью взаимозаменяемых деталей. Кроме измерений формы и размеров, на стадии проектирования необходимо обоснованно нормировать параметры геометрической точности.

Курс «НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ» по своей сути представляет собой обширный свод нормативных документов, сведенных и обобщенных в отдельные разделы.

Много сведений накопилось в результате практической деятельности, которые не поддаются логическому осмыслению.

Большинство сведений излагается в официальных документах и их следует воспринимать так, как они изложены в документах.

Автор стремился не загромождать курс второстепенными деталями. По ходу изложения многие иллюстрации приведены в виде фрагментов конкретных числовых примеров, что позволяет проверять свое умение пользоваться справочными данными.

Особенностью курса является большое число терминов, определений, представлений, которые **надо не только понять и запомнить, но и научиться ими свободно пользоваться, не прибегая к справочной литературе, книгам, записям.**

Для инженера-механика, технолога четкие знания, навыки и умение пользоваться нормативно-техническими документами является необходимой составной частью специальной подготовки.

АВТОР

1. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СОПРЯЖЕНИЯ

1.1 Термины и определения

Номинальный размер — размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит началом отсчета отклонений. Размер, который указан на чертеже, и является номинальным. Номинальный размер определяется конструктором в результате расчетов габаритных размеров на прочность, жесткость, с учетом конструктивных и технологических соображений.

При назначении номинальных размеров используют **предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел**, т. е. значения, до которых должны округляться расчетные значения номинальных размеров. Обычно округляют до ближайшего большего. Такой подход дает возможность сократить количество типоразмеров деталей, узлов, количество режущего инструмента, технологической и контрольной оснастки.

Ряды предпочтительных чисел во всем мире приняты одинаковые и представляют собой геометрические прогрессии со знаменателями $\sqrt[5]{10}$; $\sqrt[10]{10}$; $\sqrt[20]{10}$; $\sqrt[40]{10}$, которые приблизительно равны 1,6; 1,25; 1,12; 1,06. Эти ряды условно названы R5; R10; R20; R40.

Предпочтительные числа широко используются в стандартизации, когда необходимо установить ряд значений нормируемых параметров или свойств в определенных диапазонах. Номинальные значения линейных размеров в существующих стандартах также назначаются из указанных рядов предпочтительных чисел с определенным округлением. Например, ряд по R5 (знаменатель 1,6) берутся значения 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; 630 и т. д.

Действительный размер — размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Размер только тогда называется действительным, когда он измеряется с погрешностью, которая может быть допущена каким-либо нормативным документом. Данный термин относится к случаю, когда измерение производится с целью определения годности размеров детали определенным требованиям. Когда же такие требования не установлены и измерения производятся не с целью приемки продукции, иногда используется термин **измеренный размер**, т. е. размер, полученный по результатам измерения, вместо термина «действительный размер». В этом случае точность измерения выбирается в зависимости от

поставленной цели перед измерением.

Предельные размеры — два предельно допустимых размера, между которыми находится или равен действительный размер. Эти значения имеют название—**наибольший предельный размер** D_{\max}, d_{\max} и **наименьший предельный размер** D_{\min}, d_{\min} (рис. 1.1).

Допуск $TD = D_{\max} - D_{\min}$ и $Td = d_{\max} - d_{\min}$ — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Особенностью допуска является то, что он не имеет знака. Это зона значений размеров, между которыми должен находиться действительный размер годной детали.

Отклонение — алгебраическая разность между предельными размерами и номинальным размером.

Верхнее отклонение $ES = D_{\max} - D$ и $es = d_{\max} - d$. **Нижнее отклонение** $EI = D_{\min} - D$ и $ei = d_{\min} - d$.

Поле допуска — поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера.

Нулевая линия — линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении. Нулевая линия располагается горизонтально, и положительные отклонения от номинала откладываются вверх, а отрицательные — вниз.



Рис. 1.1

1.2. Точность размеров

Диапазоны размеров. Используемые в машиностроении размеры разделяются на три диапазона: 1 ... 500 мм; 500 ... 3150 мм; 3150 ... 10000 мм.

Интервалы размеров. Для построения рядов допусков каждый из диапазонов размеров разделен на несколько интервалов. Для диапазона размеров 1...500 мм установлено 13 основных интервалов и 22 промежуточных интервала (см. табл. 1.1).

Таблица 1.1.

Основные интервалы		Промежуточные интервалы	
Свыше	До	Свыше	До
--	3	--	--
3	6	--	--
6	10	--	--
10	18	10	14
		14	18
		18	24
18	30	24	30
...
400	500	400	450
		450	500

Квалитет – это совокупность допусков, характеризуемых постоянной относительной точностью размеров одного диапазона. Точность в пределах одного квалитета зависит только от номинального размера. Установлено 20 квалитетов: 01, 0, 1...18. Самые точные квалитеты 01 и 0 введены дополнительно к основной системе квалитетов 1...18. Квалитеты точности обозначаются IT01, IT0, IT1 и т.д.

Единица допуска – это мера точности, отражающая влияние технологических, метрологических, конструктивных факторов на величину допуска. Единица допуска определяется экспериментально и устанавливает соотношение между допуском и номинальным размером.

Для размеров до 500 мм единица допуска вычисляется по формуле:

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D; \quad (1.1)$$

для размеров 500...10000 мм – по формуле:

$$i = 0,004\sqrt{D} + 2,1 \quad (1.2)$$

Второй член в формулах (1.1) и (1.2) учитывает погрешность измерения.

D – среднегеометрическое значение интервала номинальных размеров,

$$D = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}$$

Числовое значение допуска для любого квалитета вычисляется по формуле:

$$T = ai, \quad (1.3)$$

где a – число единиц допуска, определяемое квалитетом (таблица 1.2).

Таблица 1.2

IT	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
a	1	1,4	2	2,7	3,7	5,1	7	10	16	25	40	64	100	110	250	400	640	1000	1600	2500

Для квалитетов от IT6 и грубее значения « a » образуют геометрическую прогрессию. При переходе от одного квалитета к следующему допуски увеличиваются в 1,6 раза, а через каждые пять квалитетов допуски увеличиваются в 10 раз.

1.3. Образование полей допусков

Основное отклонение — одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее к нулевой линии.

Для образования полей допусков предусмотрено 27 вариантов основных отклонений валов и отверстий (Рис. 1.2). Основные отклонения отверстий обозначаются прописными буквами, валов – строчными. Каждая буква обозначает ряд основных отклонений, значение которых зависит от номинального размера.

Основные отклонения отверстий равны по абсолютному значению и противоположны по знаку основным отклонениям валов, т.е.

$$EI = -es \text{ для основных отклонений от } A \text{ до } H;$$

$$ES = -ei \text{ для основных отклонений от } J \text{ до } ZC.$$

Поле допуска образуется сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одному из квалитетов.

$$\text{Для вала } ei = es - IT;$$

$$\text{Для отверстия } EI = ES - IT.$$

Если основное отклонение нижнее, то верхнее отклонение:

$$\text{для вала } es = ei + IT;$$

$$\text{для отверстия } ES = EI + IT.$$

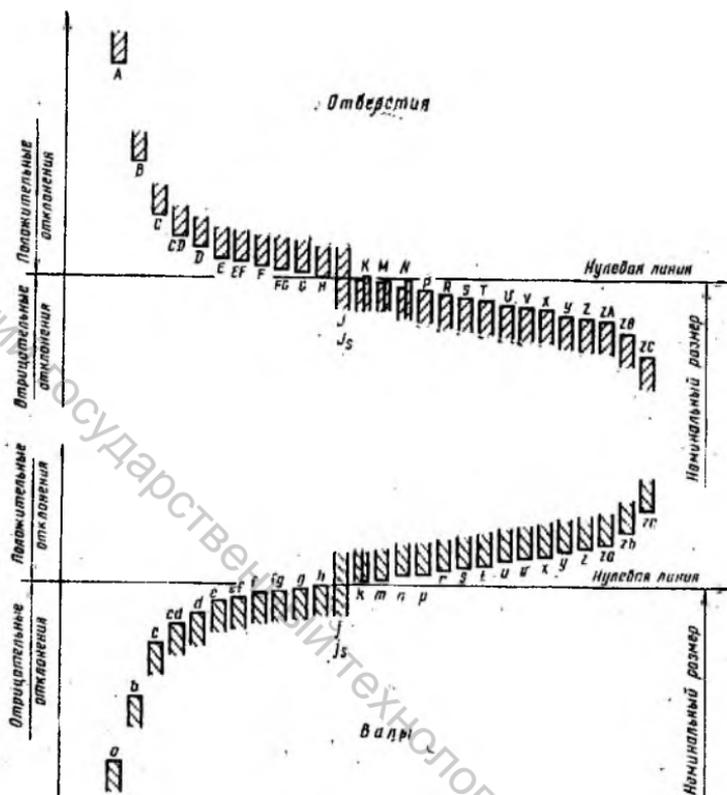


Рис. 1.2

Двадцать семь основных отклонений в сочетании с двадцатью качествами образуют в общей сложности по 540 полей допусков соответственно для отверстия и вала. Для размеров до 500 мм рекомендуются для применения поля основного отбора и дополнительные поля допусков (117 - для вала и 99 - для отверстий). С целью уменьшения количества типоразмеров деталей, режущего и мерительного инструмента выделены предпочтительные поля допусков (16 полей валов и 10 полей отверстий). Они обеспечивают 90...95% сопряжений. Предпочтительные поля допусков рекомендованы для применения во всех странах мира.

Предусмотрено три способа условного обозначения полей допусков на чертежах:

- ♦ в обозначении указывается номинальный размер, основное отклонение (одна или две буквы) и порядковый номер качества. Например, $\text{Ø}20\text{F}6$, $\text{Ø}20\text{f}6$;
- ♦ числовыми значениями номинального размера и обоих отклонений.

Например, $\text{Ø}40^{+0,050}_{-0,034}$

- ♦ буквенно-числовыми обозначениями поля допуска слева и числовыми отклонениями справа.

Например, $\text{Ø}40\text{f}6^{(+0,050}_{+0,034)}$

Третий способ обозначения полей допусков является предпочтительным.

1.4. Образование посадок

Посадка – это характер соединения деталей, определяемый величиной зазора или натяга (рис. 1.3).

Зазор S – это разность размеров отверстия и вала

$$S = D - d \quad (1.4)$$

Наибольший S_{\max} (наименьший S_{\min}) зазор равен разности предельных размеров отверстия и вала

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \quad (1.5)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es \quad (1.6)$$

Натяг N – это разность размеров вала и отверстия

$$N = d - D \quad (1.7)$$

Наибольший N_{\max} (наименьший N_{\min}) натяг равен разности предельных размеров вала и отверстия

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI \quad (1.8)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES \quad (1.9)$$

Для оценки точности соединения используют понятие **допуск посадки**

$$TS = S_{\max} - S_{\min} \quad (1.10)$$

$$TN = N_{\max} - N_{\min} \quad (1.11)$$

Из рис. 1.3 следует, что допуск посадки равен

$$TS(N) = TD + Td \quad (1.12)$$

Внесистемные посадки

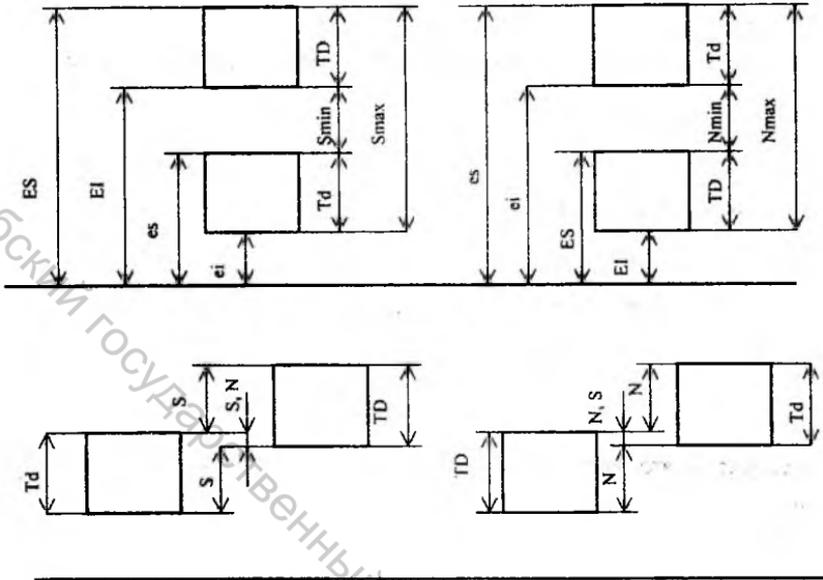


Рис. 1.3

Схемы посадок с зазором, натягом и переходные отличаются относительным положением полей допусков отверстия и вала. Схемы посадок с зазором характеризуются расположением полей допусков отверстий над полями допусков валов и, наоборот, поля допусков валов располагаются над полями допусков отверстий в схемах посадок с натягом. Поля переходных посадок частично перекрываются и в зависимости от положения полей допусков отверстия и вала будут преобладать посадки с зазором или натягом (рис. 1.3).

Для унификации деталей и инструмента наиболее рациональным является такой способ образования посадок, когда одна деталь (отверстие или вал) в различных посадках имеет постоянное расположение поля допуска, а требуемый характер посадки обеспечивается подбором расположений поля допуска другой детали соединения. Деталь, имеющая постоянное расположение поля допуска, является базовой в системе образования посадок. В качестве базовых элементов приняты основное отверстие и основной вал.

Основное отверстие – это отверстие, основное отклонение которого равно нулю, т.е. $D_{min} = D$, а $EI = 0$ (Рис. 1.4).

Основной вал – это вал, основное отклонение которого равно нулю, т.е. $d_{max} = d$, а $es = 0$ (Рис. 1.4).

Системные посадки



Рис. 1.4

По виду основной детали различают посадки в системе отверстия и системе вала.

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием.

Посадки в системе вала – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом.

Посадки, в которых не используются основное отверстие или основной вал называются **внесистемными**.

Различные посадки могут быть осуществлены в системе отверстия или системе вала. Обе системы находят применение, но в разной степени. Система отверстия применяется чаще по ряду технологических и других причин, главнейшей из которых является уменьшение потребности производства в размерном

(нерегулируемом) режущем и мерительном инструменте (зенкеры, развертки, протяжки, калибры-пробки и др.)

Система вала применяется:

- В конструкциях машин и механизмов, когда детали могут быть изготовлены из пруткового калиброванного материала без обработки резанием сопрягаемых поверхностей;
- На участках валов одного номинального размера, но сопрягаемых по разным посадкам;
- В случае применения стандартных деталей, например, в соединениях подшипников качения по наружному кольцу с отверстиями в корпусе.

В системе отверстия для образования посадок с зазором используются поля допусков валов $a - h$; для образования переходных посадок используются поля допусков валов $js - n$ и для образования посадок с натягом используются поля допусков валов $p - zc$.

Аналогично в системе вала. Для образования посадок с зазором применяются поля допусков отверстий $A - H$; переходных посадок $JS - N$; посадок с натягом $P - ZC$.

Обозначение посадки на сборочном чертеже состоит из обозначения полей допусков сопрягаемых деталей. Обозначение оформляется в виде дроби. Вначале записывается номинальный размер соединения, затем над чертой (в числителе) указывается поле допуска отверстия, а под чертой (в знаменателе) - поле допуска вала. Например, $\varnothing 80 \frac{H7}{h6}$, или $\varnothing 80 H7/h6$; $\varnothing 80 \frac{F9}{h8}$, или $\varnothing 80 F9/h8$, $\varnothing 80 \frac{K8}{k8}$, или $\varnothing 80 K8/k8$.

В соответствии со стандартом "Рекомендуемые посадки" для размеров 1...500 мм рекомендуется 70 посадок в системе отверстия и 61 посадка в системе вала. Посадки разделяются на основные и комбинированные.

Основные посадки – это посадки, поля допусков которых одного качества

$$\left(\frac{H7}{f7}, \frac{H8}{e8}, \frac{H8}{f8} \right).$$

Комбинированные – посадки, образованные сочетанием полей допусков различных качеств ($\frac{H7}{g6}, \frac{H7}{js6}, \frac{N7}{h6}$). Как правило, более точным является поле допуска более технологичного элемента – вала.

Для предпочтительного применения выделены 17 основных и комбинированных посадок в системе отверстия и 10 посадок в системе вала (таблица 1.3.)

Таблица 1.3

Предпочтительные посадки для размеров от 1 до 500 мм

Система отверстия										Система вала					
$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$F8$	$H7$	$JS7$	$K7$	$N7$	$P7$
$e8$	$f7$	$g6$	$h6$	$js6$	$k6$	$n6$	$p6$	$r6$		$h6$	$h6$	$h6$	$h6$	$h6$	$h6$
$H7$	$H8$	$H8$	$H8$	$H8$	$H9$	$H11$	$H11$			$H8$	$E9$	$H8$	$H11$		
$s6$	$e8$	$h7$	$h8$	$d9$	$d9$	$d11$	$h11$			$h7$	$h8$	$h8$	$h11$		

1.5. Выбор посадок

Существуют три способа выбора посадок: способ аналогов, способ подобия и расчетный.

Способ аналогов – заключается в том, что конструктор отыскивает в однотипных машинах, находящихся в эксплуатации, аналогичный узел проектируемому и назначает посадку.

Способ подобия – возник в результате классификации деталей и узлов машин по конструктивным и эксплуатационным признакам и выпуска справочной литературы с примерами применения посадок. Для выбора посадки необходимо установить аналогию между проектируемым узлом и имеющимся в литературе.

Расчетный способ - посадки с зазором рассчитывают для вращательного движения наиболее ответственных подшипников скольжения двигателей, станков, турбин, компрессоров, а также для возвратно-поступательного движения поршней, пружинных пар и т.д. Расчеты основаны на использовании теории гидродинамической смазки и сводятся к расчету минимального и максимального зазора.

При расчете посадок с натягом определяют минимально необходимый натяг, обеспечивающий прочность соединения в условиях максимально возможного нагружения и максимально возможный натяг, определяемый прочностью деталей.

Расчет переходных посадок сводится к определению средне вероятного значения натяга или зазора и ожидаемого процента получения соединений с

натягом или зазором при заданных условиях производства и применяется для условий массового производства.

Примеры применения посадок.

Посадки $\frac{H7}{h6}$, $\frac{H8}{h7}$ имеют зазор. Они находятся на грани между подвижными

и переходными посадками. При хорошей смазке детали перемещаются относительно друг друга свободно (например, направляющие и пиноли в станках, поршневые штоки в цилиндрах насосов и поршневых машин, центрирующие поверхности фланцев и крышек).

Посадки типа $\frac{H7}{g6}$, $\frac{H7}{g5}$ имеют малый гарантированный зазор, что создает

хорошее центрирование деталей и отсутствие ударов при перемене нагрузки. При хорошей смазке посадки применяют для сопряжения шейки коленчатого вала с шатуном в поршневом двигателе, вала ротора турбины и шпинделей станков, клапанов.

Посадки $\frac{H7}{f7}$, $\frac{H7}{f6}$ применяют для соединения деталей, которые работают в

основном при умеренных и постоянных скоростях и при безударной нагрузке (например, вращающихся в подшипниках валы и шпиндели).

Посадки $\frac{H8}{e8}$, $\frac{H8}{e7}$, $\frac{H7}{e8}$ имеют относительно большие зазоры и

применяются для подвижных соединений при большой длине втулки и частоте вращения 1000 мин^{-1} (например, цапф валов с втулками подшипников в центробежных насосах, в приводах шлифовальных станков и турбогенераторах, валов холостых шкивов и свободно вращающихся колес).

Посадки $\frac{H8}{d9}$, $\frac{H9}{d9}$ характеризуются относительно большими зазорами и

применяются для соединения деталей, работающих с большими скоростями, когда по условиям работы деталей допускается неточное центрирование (например, в сельскохозяйственных, дорожных и других машинах).

Посадка $\frac{H7}{c8}$ применяется для деталей, работающих при высокой

температуре (например, в тепловых двигателях).

Посадки $\frac{H7}{k6}$, $\frac{K7}{h6}$ дают хорошую точность центрирования и обеспечивают

быструю сборку. Их применяют для быстроходных шкивов, колес редукторов, маховичков, рукояток, муфт, установочных колес.

Посадки с натягом.

Посадки $\frac{H7}{p6}$, $\frac{P7}{h6}$, характеризуются минимальным гарантированным натягом.

Применяются в тех случаях, когда крутящие моменты или осевые силы малы; для соединения тонкостенных деталей.

Посадки $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{s6}$, характеризуются умеренными гарантированными натягами, обеспечивающими передачу нагрузок средней величины. Сборка соединений возможна под прессом в холодном состоянии, а также способом термических деформаций.

1.6. Сопряжения с подшипниками качения

Сопряжения с подшипниками качения являются частным случаем гладких цилиндрических сопряжений, но имеют свои специфические особенности. Эти особенности определяются централизованным изготовлением подшипников качения, требующих унификации и стандартизации их присоединительных размеров и особым влиянием посадки подшипников на условия монтажа и эксплуатации. Требуемый характер посадки обеспечивается выбором соответствующего поля допуска вала или отверстия корпуса при неизменных полях допусков колец подшипников. Поэтому посадки подшипников качения на вал выполняются в системе отверстия, а в корпус -- в системе вала.

В зависимости от точности присоединительных размеров, точности сборки установлены следующие классы точности подшипников качения (в порядке повышения точности): 0, 6, 5, 4, 2. С повышением класса точности возрастают точностные требования ко всем элементам, обеспечивающим точность вращения и точность посадки. Для наглядности приведены значения допусков (мкм) радиально-упорных подшипников с номинальным размером присоединительного диаметра $d=18...30$ мм (таблица 1.4)

Таблица 1.4

Класс точности	0	6	5	4	2
Колебание ширины кольца	20	10	5	2,5	2
Торцовое биение	20	10	8	4	2
Радиальное биение	13	10	4	3	2,5
Осевое биение дорожки качения	40	20	8	4	2,5

Как следует из таблицы, отдельные параметры 0 и 2 классов точности отличаются более чем в 10 раз.

С повышением точности подшипников возрастают требования к точности посадочных отверстий и валов, точность которых определяется квалитетами. Между классами точности подшипников качения и квалитетами посадочных мест существует соотношение:

Класс точности подшипников	Квалитеты посадочных мест
2	IT3, IT4, IT5
5, 4	IT5, IT6
0,6	IT6, IT7

Класс точности подшипника выбирают, исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизма. Для большинства механизмов общего назначения применяют подшипники класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности применяют при больших частотах вращения (шпиндели шлифовальных станков, авиационные двигатели, приборы). В гироскопических и других прецизионных приборах используют подшипники 2 класса точности.

Диаметры наружного кольца D и внутреннего кольца d приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия. В силу тонкостенности колец подшипников стандартные посадки с натягом по внутреннему диаметру применять не представляется возможным. Поэтому поля допусков подшипников качения по внутреннему кольцу относительно номинального размера расположены не в "тело" кольца, как обычного основного отверстия, а вниз, относительно номинального размера (рис. 1.5).

При таком перевернутом расположении полей допусков не нужно прибегать к специальным посадкам для создания небольших натягов. Небольшие натяги можно получать, используя для вала допуски 4, 5, 6 квалитетов и основные отклонения p , m , k , j .

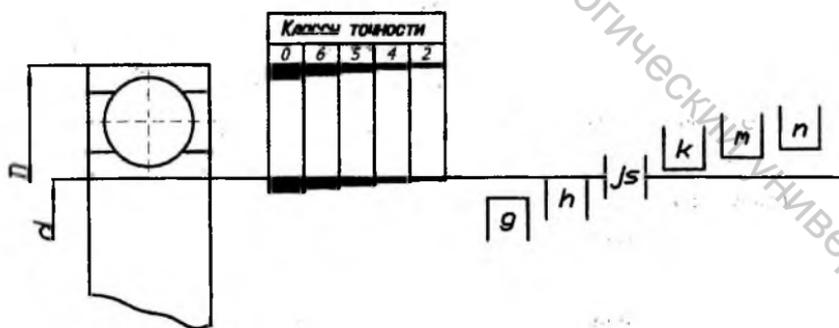


Рис. 1.5

Стандартные поля допусков для валов и отверстий приведены в таблице

Таблица 1.5

КЛАСС ТОЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ					
0 и 6		5 и 4		2	
Вал	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	Отверстие
r6, r7	P7	p5	P6	p4	N5
p6	N7	m5	N6	m4	M5
p6	M7	k5	M6	k4	K5
m6	K7	js5	K6	js4, js3	Js5, Js4
k6	Js7	h5	Js6	h4, h3	H5, H4
js6	H7	g5	G6	g4	G6
h6, h7	G7				
g6					
f6					

1.7. Назначение посадок с подшипниками качения

Классифицировано три вида нагружения: *местное, циркуляционное и колебательное*. При *местном нагружении* постоянная по величине радиальная нагрузка воздействует на один и тот же ограниченный участок дорожки качения (преимущественно наблюдается на неподвижном кольце подшипника) и вызывает местный износ. Поэтому идея присоединения таких колец к соответствующей детали в изделии заключается в получении посадки с небольшим средневероятным зазором, вследствие чего кольцо в процессе работы под воздействием отдельных толчков, сотрясений и других факторов периодически проворачиваться, износ дорожки станет более равномерным и долговечность кольца значительно возрастет.

Циркуляционный вид нагружения создается на кольце при постоянно направленной радиальной нагрузке, когда место нагружения последовательно перемещается по окружности кольца со скоростью его вращения. Посадка вращающегося циркуляционно нагруженного кольца должна обеспечивать гарантированный натяг, исключающий возможность относительных смещений или проскальзываний этого кольца и детали, так как их появление приведет к развальцовке поверхностей сопряжения, потере точности, перегреву и быстрому выходу узла из строя.

Колебательное нагружение имеет место при одновременном действии на кольцо двух радиальных нагрузок: постоянной по направлению и вращающейся

вокруг оси. В результате на одном участке дорожки качения они усиливают друг друга, а на другом ослабляют. Если одна из нагрузок значительно превышает другую, то действием меньшей можно пренебречь и считать схему нагружения местной или циркуляционной.

В зависимости от характера нагружения колец подшипников для вала и отверстия могут быть рекомендованы поля допусков, представленные в таблице 1.6.

Таблица 1.6

Вид нагружения кольца	Поля допусков	
	валов	отверстий
	при нагружении	
	внутреннего кольца	наружного кольца
Местное	h6, f6, f5	H7, H8, J7, J6
Циркуляционное	k6, m6, n6, k5, m5, n5	K7, M7, N7, K6, M6, N6, P7
Колебательное	f6, f5	J7, J6

Обозначение посадок подшипников качения выполняется по аналогии с обычными посадками, т.е. в виде дроби. В соединении внутреннего кольца подшипника с валом в числителе указывают точность подшипника L0...L2, а в знаменателе поле допуска вала. *Например, L0/p6, L5/k5, L2/n4.*

В соединении наружного кольца подшипника с отверстием в числителе указывают поле допуска отверстия, а в знаменателе — точность подшипника. *Например: H6/10, H4/12.*

1.8. Контроль калибрами

Калибр — инструмент, предназначенный для оценки годности детали или сопряжения. Калибры можно разделить на две группы: *нормальные и предельные.*

К *нормальным* относятся калибры, размеры которых соответствуют номинальным размерам контролируемого объекта (шаблоны, щупы, калибры конусные).

К *предельным* относятся калибры, размеры которых соответствуют предельным размерам контролируемой детали (рис. 1.6).

Принцип использования предельных калибров заключается в том, что их номинальные размеры соответствуют наибольшему или наименьшему допустимому размеру детали. Один из калибров называют проходным, а другой непроходным.

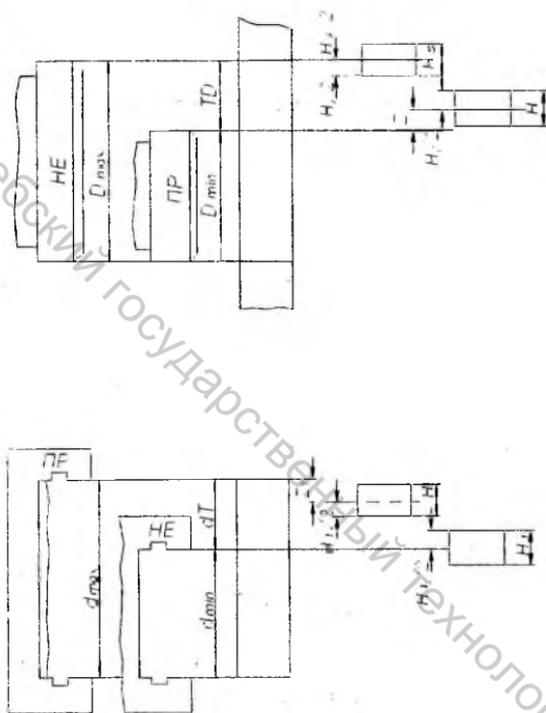


Рис. 1.6

Проходной калибр (PP) контролирует предельный размер, соответствующий максимальному содержанию материала проверяемой детали. При контроле *отверстий* проходной калибр контролирует *наименьший (Dmin) предельный размер*, а при контроле *валов* – *наибольший (dmax) предельный размер*.

Непроходной калибр (HE) контролирует предельные размеры, соответствующие минимальному содержанию материала. При контроле *отверстий* непроходные калибры контролируют *наименьший (dmin) размер вала и наибольший (Dmax) размер отверстия* (границы неисправимого брака).

Отклонения размеров всех калибров задаются от предельных размеров изделий. Размеры предельных калибров для контроля *отверстий* (калибров-пробок) в соответствии со схемой расположения полей допусков (рис. 1.5) определяются по

следующим зависимостям:

$IP_{\max} = D_{\min} + Z + H/2$	$PP_{\min} = D_{\min} + Z - H/2$
$HE_{\min} = D_{\max} + H/2$	$HE_{\max} = D_{\max} - H/2$

Аналогично, размеры предельных калибров для контроля валов (калибров-скоб):

$IP_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_1/2$	$PP_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_1/2$
$HE_{\max} = d_{\min} + H_1/2$	$HE_{\min} = d_{\min} - H_1/2$

Размеры калибров и допуски на изготовление зависят от допуска детали.

Недостатки применения калибров.

Традиционное использование предельных калибров в качестве основного контрольного средства вошло в противоречие с повышением требований к точности обработки размера и геометрической формы детали. Отсутствие данных о погрешностях формы при контроле в большой мере оказывает влияние на надежность и долговечность продукции.

За счет допуска на изготовление и износ калибров номинальный допуск изделия может значительно изменяться, особенно точных квалитетов для малых номинальных размеров. Так, например, для IT5 допуск уменьшается на 60%.

Квалитеты изделий связаны с допусками калибров (см. таблицу 1.7)

Таблица 1.7

Квалитет изделия	5	6	7	8 - 10	11 - 12	13 - 18
Квалитет скоб	2	3	3	4	5	7
Квалитет пробок	-	2	3	3	5	7

При производстве высокоточной продукции (IT7, IT6 и выше) необходимо отказаться от применения калибров и переходить на измерения деталей шкальными приборами. При использовании калибров необходима дополнительная проверка отклонений геометрической формы.

Маркировка калибров.

При маркировке на калибр наносят номинальный размер контролируемой детали, буквенное обозначение поля допуска детали, числовые значения предельных отклонений, тип калибра (ПР, HE) и товарный знак завода изготовителя.

2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ОТКЛОНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ

2.1. Параметры шероховатости

Шероховатость поверхности — совокупность неровностей с относительно малыми шагами.

Базовая линия – это линия заданной геометрической формы, проведенная относительно профиля и предназначенная для оценки геометрических параметров поверхности.

Базовая длина l – длина базовой линии, используемая для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности.

Длина оценки L – длина, на которой оценивают шероховатость. Она может содержать одну или несколько базовых длин l . Числовые значения базовой длины выбирают из ряда: 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,80, 2,5; 8; 25 мм.

Средней линией профиля m – называется базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля от этой линии минимально.

В качестве критериев для оценки шероховатости принято семь параметров, из которых три характеризуют высоту неровности (вертикальные параметры) и четыре – шаговые размеры неровностей (горизонтальные параметры).

Вертикальные параметры:

- Среднее арифметическое отклонение профиля R_a – среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (2.1)$$

где y_i – расстояние между точкой профиля и средней линией.

Нормируется величина R_a от 0,008 до 100 мкм.

- Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z – это сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов y_{\max} и пяти глубин наибольших впадин y_{\min} в пределах базовой длины

$$R_z = \frac{1}{5} \left[\sum_{i=1}^5 |y_{i\max}| + \sum_{i=1}^5 |y_{i\min}| \right] \quad (2.2)$$

Нормируется R_z от 0,025 до 1000 мкм.

- Наибольшая высота неровностей профиля R_{\max} – это расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины (Рис. 2.1). Нормируется R_{\max} от 0,025 до 1000 мкм.

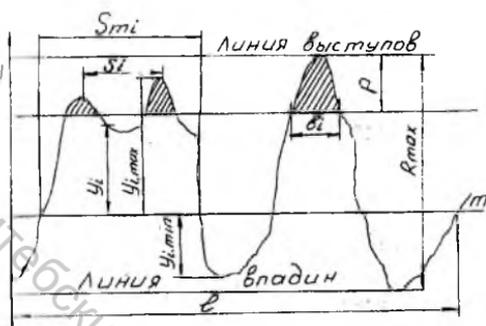


Рис. 2.1

Горизонтальные параметры:

- Средний шаг неровностей профиля S_m – среднее арифметическое значение шага неровностей профиля по средней линии в пределах базовой длины

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{m.i} \quad (2.3)$$

Нормируется от 0,002 до 12,5 мм.

- Средний шаг местных выступов профиля S – среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i \quad (2.4)$$

- Опорная длина профиля η_p – сумма длин отрезков b_i , отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией, эквидистантной средней линии m в пределах базовой длины

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i \quad (2.5)$$

Опорную длину профиля η_p определяют на уровне сечения профиля p , т.е. на заданном расстоянии между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль эквидистантно линии выступов. Значение уровня сечения профиля p отсчитывают от линий выступов и выбирают из ряда 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90% от R_{max} .

- Относительная опорная длина профиля t_p – отношение опорной длины профиля к базовой длине.

$$t_p = \frac{\eta_p}{l} \cdot 100\% \quad (2.6)$$

Относительная опорная длина профиля t_p может быть равна: 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90%.

В дополнение к количественным параметрам шероховатости предусмотрено нормирование качественной характеристики – направления неровностей. Типы направления неровностей представлены в таблице 2.1.

Тип направления неровностей	Схематическое изображение	Обозначение
Параллельное		
Перпендикулярное		
Перекрещивающиеся		
Произвольное		
Кругообразное		
Радialное		
Точечное		

2.2. Назначение параметров шероховатости

Параметры шероховатости поверхностей назначают, исходя из функционального применения и конструктивных особенностей деталей машин. В большинстве случаев основными параметрами являются высотные, из которых наиболее информативным является параметр R_a . Этот параметр определен как предпочтительный.

Параметр R_z применяется, когда прямой контроль параметра R_a по техническим причинам не представляется возможным.

Износостойкость, контактная жесткость, прочность посадок с натягом и другие эксплуатационные свойства сопрягаемых поверхностей связаны с фактической площадью контакта, выражаемой через параметр t_p .

Эксплуатационные свойства поверхности и назначаемые параметры шероховатости приведены в таблице 2.2.

Примеры назначения параметров шероховатости приведены в таблице 2.3.

Условные обозначения параметров шероховатости поверхности приведены в таблице 2.4

Таблица 2.2.

Эксплуатационное свойство поверхности	Параметры шероховатости и характеристики, определяющие эксплуатационное свойство
Износоустойчивость при всех видах трения	R_a , (R_z), t_p , направление неровностей
Виброустойчивость	R_a , (R_z), S_m , S , направление неровностей
Контактная жесткость	R_a , (R_z), t_p
Прочность соединения	R_a , (R_z)
Прочность конструкции при циклических нагрузках	R_{max} , S_m , S , направление неровностей
Герметичность соединений	R_a , (R_z), R_{max} , t_p
Сопrotивление в волноводах	R_a , S_m , S

Таблица 2.3

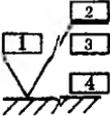
	Характеристика поверхности		Значение параметра R_a , мкм, не более
	Квалитет	Поверхность	
Посадки с зазором	5	Вал	0,2
		Отверстие	0,4
	6	Вал	0,4
		Отверстие	0,4 – 0,8
	7	Вал	0,4 – 0,8
		Отверстие	0,8
8	Вал	0,8	
	Отверстие	0,8-1,6	
Посадки с натягом	5	Вал	0,1 – 0,2
		Отверстие	0,2 – 0,4
	6 - 7	Вал	0,4
		Отверстие	0,8
	8	Вал	0,8
		Отверстие	1,6
Поверхности цилиндров, поршней, золотников гидравлических систем	Поверхность	Высокое давление	
		Диаметр, мм	
		До 10	Св. 10
	Вал	0,025	0,05
	Отверстие	0,05	0,1

2.3. Контроль и измерение параметров шероховатости

Контроль шероховатости может осуществляться сравнением реальной поверхности изделия с рабочими образцами шероховатости, которые имеют стандартные значения параметров R_a , R_z и изготавливаются для определенных способов обработки. Вместо образцов шероховатости могут применяться аттестованные образцовые детали.

Измерение параметров шероховатости может осуществляться оптическими приборами или щуповыми. Числовые значения параметров шероховатости определяются по увеличенному изображению профиля, совмещенного с оптической шкалой (оптические приборы), непосредственно по шкале (профилометры), либо по профилограмме (профилографы).

Таблица 2.4

Элементы обозначения	Графическое изображение	Пояснение
1	2	3
Знак, применяемый для обозначения шероховатости на чертеже		Знак условного обозначения шероховатости поверхности: распределение информации по зонам: 1 — параметры шероховатости и их значения; 2 — вид обработки поверхности или другие дополнительные указания; 3 — значение базовой длины; 4 — обозначение направления неровностей (зоны 2...4 используют при необходимости)
		Знак, соответствующий условию нормирования шероховатости, когда метод образования поверхности чертежом не регламентируется; применение предпочтительно
		Знак, соответствующий конструкторскому требованию, чтобы поверхность была образована полным удалением поверхностного слоя материала (например, точением, шлифованием, полированием и т.п., конкретный вид обработки может не указываться). Следы необработанной поверхности («черновины») не допускаются
		Знак, соответствующий конструкторскому требованию, чтобы поверхность была образована без удаления поверхностного слоя материала (например, литьем, штамповкой, прессованием, конкретный вид образования поверхности может не указываться). Следы зачистки поверхности не допускаются
Указание нормируемого параметра шероховатости		Если буквенное обозначение параметра не указано, числовое значение относится к параметру Ra
		Буквенные обозначения параметров Rz , R_{max} , S , S_m и t_p указывают перед их числовыми значениями

1	2	3
Единицы числовых значений параметров шероховатости в условном обозначении	$\begin{array}{c} Rz40 \\ Sm0,063 \\ t_{50}50 \\ \swarrow \searrow \\ \hline \end{array}$	Значения параметров Ra , Rz , и $Rmax$ указывают в микрометрах, параметров Sm и S — в миллиметрах, параметров t_p — в процентах от l , уровня сечения p для параметра t_p — в процентах от $Rmax$
Способ нормирования числовых значений параметров шероховатости	$\begin{array}{cc} 0,4 / Sm0,063 / & \\ \swarrow \searrow & \swarrow \searrow \\ \hline & \hline \\ Rz40 / & t_{50}50 / \\ \swarrow \searrow & \swarrow \searrow \\ \hline & \hline \end{array}$	Указано числовое значение параметра, соответствующее наиболее грубой допускаемой шероховатости, т.е. наибольшему предельному значению для параметров Ra , Rz , $Rmax$, S , Sm и наименьшему предельному значению параметра t_p
	$\begin{array}{c} 1,0 \\ 0,63 \\ \swarrow \searrow \\ \hline \\ Rz0,080 \\ 0,032 \\ \swarrow \searrow \\ \hline \end{array}$	Указаны числовые значения, соответствующие наибольшему и наименьшему предельным значениям нормируемого параметра. Значение, указываемое сверху, относится к более грубой допускаемой шероховатости
	$\begin{array}{cc} 1\pm 20\% / t_{50}70\pm 10\% / & \\ \swarrow \searrow & \swarrow \searrow \\ \hline & \hline \\ Rz40_{-10\%} / & \\ \swarrow \searrow & \\ \hline & \hline \end{array}$	Указано номинальное значение параметра с предельными отклонениями от него (в процентах от номинального значения). Предельные отклонения выбираются из ряда 10, 20, 40 и могут быть односторонними (в плюс или минус) или симметричными (\pm).
Одновременное нормирование двух и более параметров шероховатости для одной и той же поверхности	$\begin{array}{c} 0,1 \\ Sm0,063 \\ t_{50}50 \\ \swarrow \searrow \\ \hline \end{array}$	Числовые значения записывают сверху вниз в следующем порядке: параметр высоты неровностей, параметр шага неровностей, параметр t_p
Дополнительные данные (вносятся при необходимости): базовая длина,	$\begin{array}{c} 0,8 \sqrt{\quad} 0,25 \\ \swarrow \searrow \\ \hline \end{array}$	Указывается в случаях, когда требуется нормировать значение параметра шероховатости на базовой длине, отличающейся от рекомендуемой стандартом
направление неровностей	$\begin{array}{c} 0,1 / \\ \swarrow \searrow = \\ \hline \end{array}$	Указывается в случаях, когда нормируется направление неровностей

1	2	3
вид обработки поверхности	 <p>Калибровать</p> <p>Полировать</p>	<p>Указывается в случаях, когда назначенный вид обработки является единственным, обеспечивающим требуемое качество поверхности. При этом в зависимости от вида обработки может быть применен либо знак обязательного удаления слоя, либо знак обязательного сохранения поверхностного слоя</p>

2.4. Параметры волнистости

Под волнистостью понимают совокупность периодически повторяющихся неровностей, у которых расстояние между смежными возвышенностями или впадинами превышает базовую длину l .

- **Высота волнистости W_z** — среднее арифметическое из пяти ее значений, определенных на длине участка L_w , равной не менее пяти действительным наибольшим шагам S_w волнистости (Рис. 2.2, а).

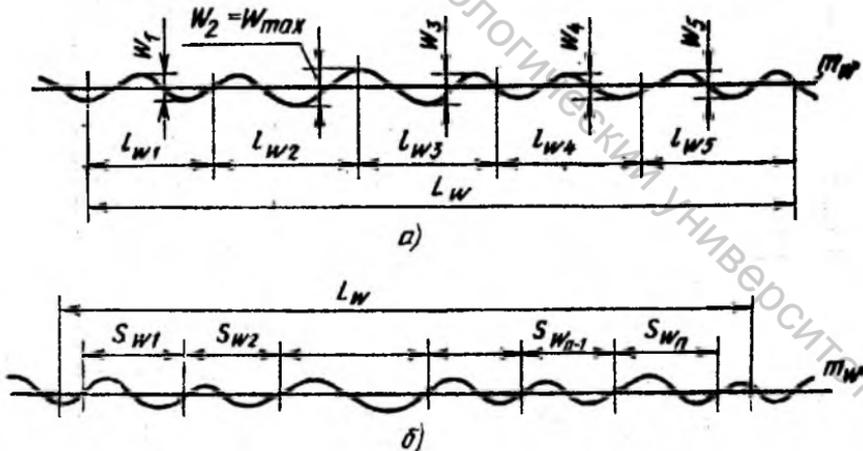


Рис. 2.2

$$W_z = (W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5) / 5 \quad (2.7)$$

Предельные числовые значения **Wz** следует выбирать из ряда: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм.

- **Средний шаг волнистости Sw** – среднее арифметическое значение длин отрезков средней линии Sw_i , ограниченных точками их пересечения с соседними участками профиля волнистости (Рис. 2.2, б).

$$Sw = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Sw_i \quad (2.8)$$

Условно границу между порядками отклонений поверхности можно установить по значению отношения **Sw** к высоте неровностей **Wz**.

При $Sw / Wz < 40$ – отклонение относят к шероховатости поверхности.

При $1000 \geq Sw / Wz \geq 40$ – к волнистости.

При $Sw / Wz > 1000$ к отклонениям формы.

2.5. Отклонения формы. Основные определения

Отклонение формы – это отклонение реальной поверхности от формы номинальной поверхности. Под *номинальной поверхностью* понимается идеальная поверхность, форма которой задана чертежом. Отклонения формы могут рассматриваться и применительно к профилю (линии пересечения поверхности плоскостью или заданной поверхности).

Прилегающая прямая (рис. 2.3) – это прямая, соприкасающаяся с реальным профилем и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реального профиля в пределах нормируемого участка имело минимальное значение (Δ).



Рис. 2.3

Прилегающая плоскость – это плоскость, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение.

Прилегающая окружность (для вала) (рис. 2.4) – это окружность минимального диаметра ($2r$), описанная вокруг реального профиля наружной поверхности вращения.



Рис. 2.4

Прилегающая окружность (для отверстия) (рис. 2.5) – это окружность максимального диаметра ($2r$), вписанная в реальный профиль внутренней поверхности вращения.



Рис. 2.5

Прилегающий цилиндр (для вала) – цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности.

Прилегающий цилиндр (для отверстия) – цилиндр максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность.

Прилегающий профиль продольного сечения цилиндрической поверхности (рис. 2.6) – две параллельные прямые, соприкасающиеся с реальным профилем (двумя реальными образующими, лежащими в продольном сечении) и расположенные вне материала детали так, чтобы наибольшее отклонение точек, образующих профиля от соответствующей стороны прилегающего профиля имело минимальное значение (Δ).



Рис. 2.6

Общая ось двух поверхностей (рис. 2.7) – прямая, проходящая через оси рассматриваемых поверхностей вращения в их средних сечениях ($a/2$ и $b/2$).

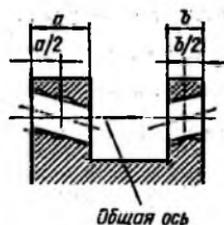


Рис. 2.7

Допуском формы называется наибольшее допустимое значение отклонения формы.

Поле допуска формы – это область в пространстве или на плоскости, внутри которой должны находиться все точки реальной поверхности или реального профиля в пределах нормируемого участка.

2.6. Отклонения и допуски формы плоских поверхностей

Отклонение от плоскостности (неплоскостность) (рис. 2.8) – наибольшее расстояние от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка



Допуск плоскостности T

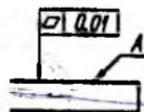
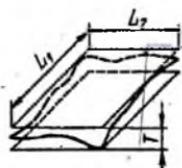


Рис. 2.8

Отклонение от прямолинейности (непрямолинейность) (рис. 2.9) – наибольшее расстояние от точек реального профиля до прилегающей прямой в пределах нормируемого участка L .

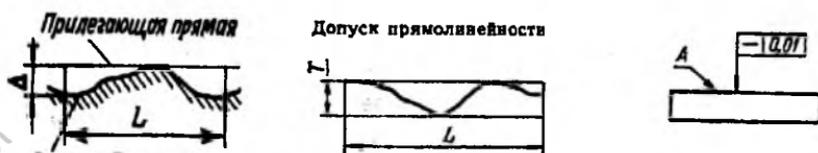


Рис. 2.9

Частные виды отклонений от плоскостности и прямолинейности

Выпуклость (рис. 2.10) – отклонение от плоскостности (прямолинейности), при котором удаление точек реальной поверхности (реального профиля) от прилегающей плоскости (прямой) уменьшается от краев к середине.

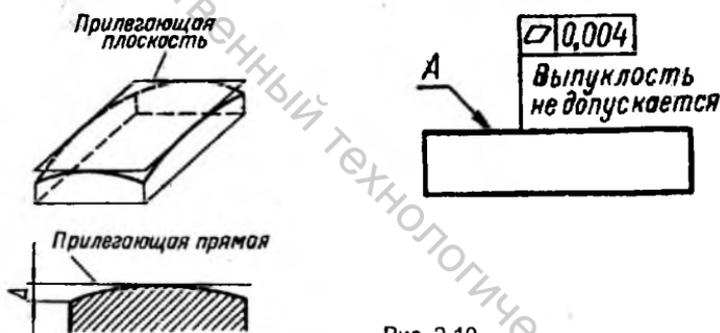


Рис. 2.10

Вогнутость (рис. 2.11) – отклонение от плоскостности (прямолинейности), при котором удаление точек реальной поверхности (реального профиля) от прилегающей плоскости (прямой) увеличивается от краев к середине.

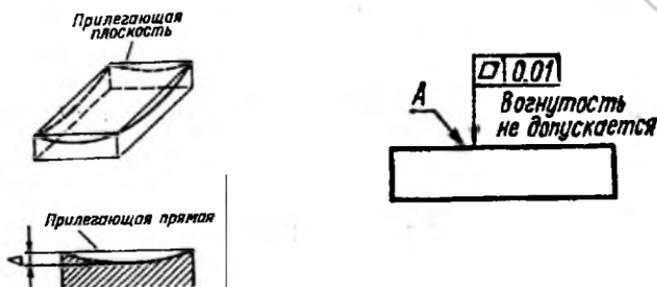
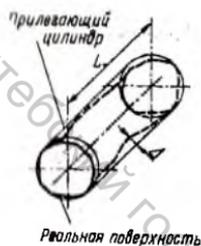


Рис. 2.11

2.7. Отклонения и допуски формы цилиндрических поверхностей

Отклонение от цилиндричности (нецилиндричность) (рис. 2.12) – наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра в пределах нормируемого участка L .



Допуск цилиндричности T

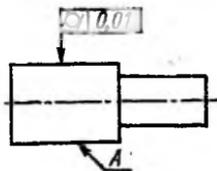
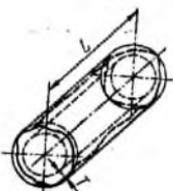


Рис. 2.12

Отклонение от круглости (некруглость) (рис. 2.13) – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности.



Допуск круглости T

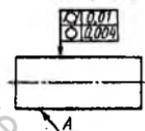
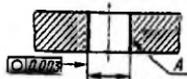
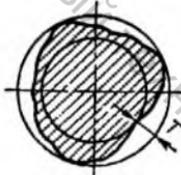
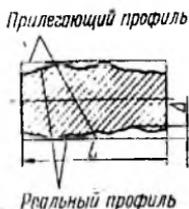


Рис. 2.13

Отклонение профиля продольного сечения (рис. 2.14) – наибольшее расстояние Δ от точек образующих реальной поверхности, лежащих в плоскости, проходящей через ее ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля в пределах длины нормируемого участка L .



Допуск профиля продольного сечения T

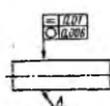
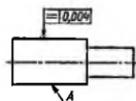
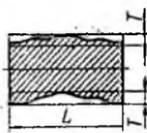
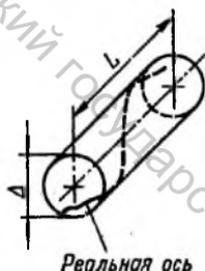


Рис. 2.14

Отклонение от прямолинейности оси (изогнутость) (рис. 2.15) – минимальное значение диаметра Δ цилиндра, внутри которого располагается реальная ось поверхности в пределах нормируемого участка. За реальную ось принимается геометрическое место центров прилегающих окружностей в сечениях поверхности, перпендикулярных оси прилегающего цилиндра.



Допуск прямолинейности
оси T

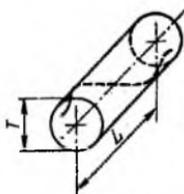


Рис. 2.15

Отклонение от прямолинейности образующей (рис. 2.16)

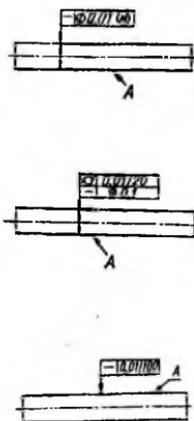


Рис. 2.16

Частные виды отклонений формы цилиндрических поверхностей

Огранка (рис. 2.17) – отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой многогранную фигуру /ПРИМЕЧАНИЕ. Огранка подразделяется по числу граней. В частности, огранка с нечетным числом граней характеризуется тем, что диаметры поперечного сечения во всех направлениях одинаковы

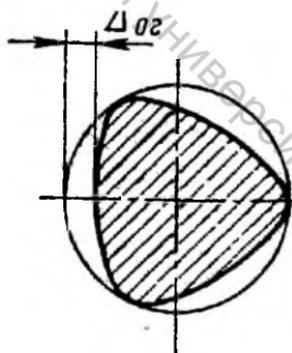


Рис. 2.17

Овальность (рис. 2.18) –

отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру, наибольший и наименьший диаметр которой находятся во взаимно перпендикулярных направлениях

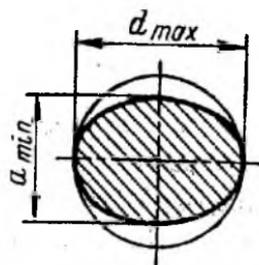


Рис. 2.18

Конусообразность (рис. 2.19) –

отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны

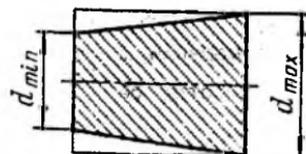


Рис. 2.19

Бочкообразность (рис. 2.20) –

отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие не прямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения



Рис. 2.20

Седлообразность (рис. 2.21) –

отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие не прямолинейны и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения

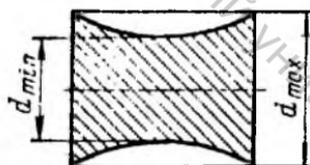


Рис. 2.21

Для частных случаев $\Delta = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2}$

2.8. Измерение отклонений формы

Измерение отклонений от плоскостности

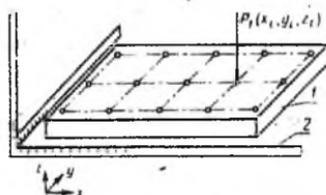
Существующие методы измерения отклонений от плоскостности в основном являются дискретными: поверхность измеряется в отдельных точках. Чем больше число измеряемых точек, тем точнее результат измерений соответствует стандартному определению отклонения от плоскостности.

Для прямоугольных поверхностей точки измерения располагают на продольных, поперечных и диагональных сечениях. Оценка отклонений от плоскостности производится на основе математической модели измеренной поверхности – значений расстояний измеренных точек от плоскости, принятой за базу при измерении, с учетом координат этих точек в базовой плоскости.

Обработка результатов измерений по математической модели может осуществляться графическим методом построения прилегающей плоскости и расчетными методами с применением вычислительной техники.

Измерения на трехкоординатной измерительной машине (КИМ) (рис. 2.22)

На детали, установленной на столе КИМ, измеряют координаты отдельных точек P_i поверхности, по которым с помощью ЭВМ рассчитывают отклонение от плоскостности.

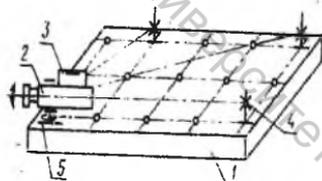


1 – измеряемая деталь с расположением точек измерения; 2 – трехкоординатная измерительная машина

Рис. 2.22

Измерения с применением зрительной трубы (рис. 2.23)

Измеряемую деталь ориентируют горизонтально. Зрительную трубу с помощью специальной стойки поворачивают и наклоняют так, чтобы ее оптическая ось была горизонтальной (по уровню на трубе). Визирную марку поочередно устанавливают на точках измерения и измеряют ее высоту относительно оптической оси зрительной трубы. Эти значения образуют математическую модель поверхности относительно горизонтальной оси.

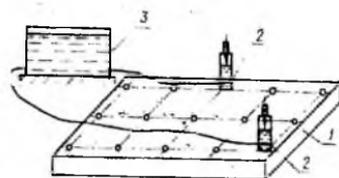


1 – измеряемая деталь; 2 – измерительная зрительная труба; 3 – уровень; 4 – визирная марка; 5 – стойка

Рис. 2.23

Измерение с помощью гидростатических уровней (рис. 2.24)

Измеряемую поверхность располагают приблизительно горизонтально. Базовой плоскостью для математической модели является уровень жидкости в уравнительном сосуде. С помощью гидростатических уровней, устанавливаемых в точках измерения, определяют положение этих точек относительно уровня жидкости в сосуде, т.е. математическую модель поверхности.



1 – измеряемая деталь; 2 – гидростатический уровень; 3 – уравнительный сосуд

Рис. 2.24

Измерение отклонений от прямолинейности

В зависимости от количества измеренных точек методы измерения подразделяются на непрерывные и дискретные. Оценка отклонений от прямолинейности осуществляется одним из следующих способов.

Непосредственно по показаниям отсчетного устройства.

Предварительно деталь выверяется так, чтобы показания на концах измеряемого участка были одинаковыми. За отклонение от прямолинейности принимается алгебраическая разность между наибольшим и наименьшим показаниями.

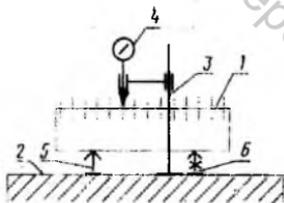
По профилограмме измеренного профиля.

Отклонение от прямолинейности определяется как наибольшее в направлении оси ординат отклонение от прилегающей прямой до наинизшей точки профилограммы.

С применением ЭВМ, которая пересчитывает результаты измерений на отклонения относительно прилегающей прямой.

Измерение с применением измерительной головки (рис. 2.25)

Измеряемая деталь устанавливается на опорах. Измерительная головка на стойке перемещается по поверочной плите вдоль профиля детали. По показаниям головки строится профилограмма.

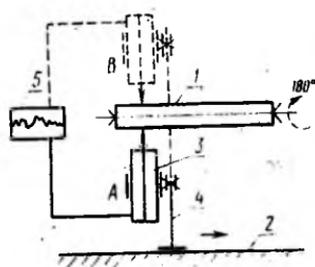


1 – измеряемая деталь; 2 – поверочная плита; 3 – измерительная стойка; 4 – измерительная головка; 5, 6 – опоры

Рис. 2.25

Измерение с помощью прямомера (рис. 2.26)

Измеряемую деталь ориентируют по направлению перемещения. Измерительный преобразователь закрепляется на каретке прибора (или суппорте станка). Вначале деталь измеряют в положении преобразователя А. Записанная профилограмма включает погрешности направляющей. Для их исключения деталь поворачивают на 180° и в положении измерительного преобразователя В измеряется и регистрируется профиль.



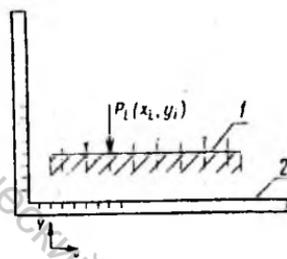
1 – измеряемая деталь; 2 – направляющая прибора; 3 – измерительный преобразователь; 4 – измерительная стойка; 5 – самописец

Рис. 2.26

Вторая профилограмма включает погрешности направляющей с обратным знаком. Среднее значение по профилограммам в положениях А и В дает измеренный профиль, из которого исключены погрешности направляющих.

Измерения на координатно-измерительной машине (КИМ) (рис. 2.27)

Измеряемая деталь устанавливается на столе КИМ, и измеряются координаты отдельных точек профиля. Измеренные значения вводятся в ЭВМ для математической обработки.



1 – измеряемая деталь; 2 – КИМ

Рис. 2.27

Измерение отклонений от цилиндричности

Измерение отклонений от цилиндричности осуществляется путем измерения ограниченного количества отдельных точек или профилей проверяемой поверхности. Различают следующие методы измерения отклонений от цилиндричности:

- Метод поперечных сечений;
- Метод винтовой линии;

- Метод экстремальных значений.

Измерение с помощью цилиндромера

(рис. 2.28)

Конструкция прибора предусматривает вращение детали, установленной на столе и поступательное перемещение измерительного преобразователя по прецизионной направляющей. Перед измерением деталь центрируют и нивелируют по двум сечениям, находящимся на границах нормируемого участка. С помощью измерительного преобразователя поверхность измеряется по отдельным линиям и записываются профилограммы измеренных сечений.

Возможно применение любого из описанных выше методов измерения. Если цилиндромер снабжен ЭВМ, то измерение в каждом выбранном сечении производится дискретно и по координатам измеренных точек в соответствии с программой вычисляется отклонение от цилиндричности. Такой метод измерения является наиболее точным.

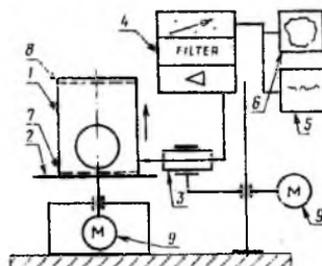
Измерение отклонений от круглости

Измерение с применением кругломера

(рис. 2.29)

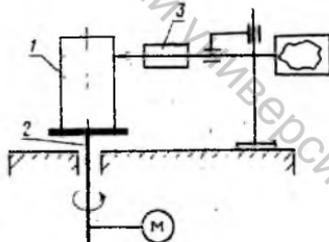
При измерении реальный профиль сравнивается с траекторией точного вращения шпинделя прибора (кругломера). Различают кругломеры с вращающимся измерительным преобразователем при неподвижном столе и детали, и с вращающимся предметным столом при неподвижном преобразователе.

Перед измерением деталь центрируют и нивелируют относительно оси шпинделя прибора. Измеряется изменение радиусов профиля относительно оси



1 – измеряемая деталь; 2 – точный преобразователь; 4 – электронный блок; 5, 6 – самописцы; 7 – плоскость центрирования; 8 – плоскость нивелирования; 9 – электродвигатель

Рис. 2.28



1 – измеряемая деталь; 2 – точный шпиндель; 3 – измерительный преобразователь

Рис. 2.29

вращения за один оборот. Измеренный профиль регистрируется на полярной диаграмме. Возможно применение ЭВМ для автоматического определения базовой окружности (средней или прилегающей) и отклонения от круглости. Данный метод измерения является наиболее точным и позволяет измерять отклонение от круглости в соответствии с его стандартным определением.

Измерение отклонения профиля продольного сечения

Измерение осуществляется с помощью трехкоординатной измерительной машины. Поверхность выверяется вдоль одного из координатных направлений КИМ. Пара образующих продольного сечения ощупывается головкой КИМ. Отклонение профиля продольного сечения вычисляется с помощью ЭВМ.

3. ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ РАСПОЛОЖЕНИЯ

Отклонение от параллельности плоскостей – разность Δ наибольшего a и наименьшего b расстояний между плоскостями (прилегающими) в пределах нормируемого участка (РИС. 3.1).



Рис. 3.1

Отклонение от параллельности оси относительно плоскости или плоскости относительно оси – разность Δ наибольшего a и наименьшего b расстояний между осью и плоскостью на длине нормируемого участка L (рис. 3.2).



Рис. 3.2

Отклонение от параллельности осей или прямых в пространстве – геометрическая сумма Δ отклонений от параллельности осей (Δ_x, Δ_y) и двух взаимно перпендикулярных, одна из которых является общей плоскостью осей (рис. 3.3). Общей плоскостью осей в пространстве называется плоскость, проходящая через базовую ось и точку другой оси.

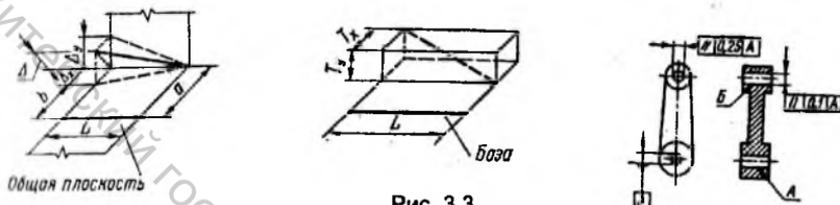


Рис. 3.3

Отклонение от параллельности осей в общей плоскости – отклонение от параллельности Δ_x проекций осей на их общую плоскость (рис. 3.4).



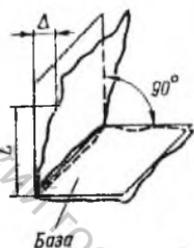
Рис. 3.4

Отклонение наклона плоскости – отклонение угла между плоскостью (прилегающей) и базой (базовой плоскостью или базовой осью) от номинального угла α , выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка L (рис. 3.5).



Рис. 3.5

Отклонение от перпендикулярности плоскостей – отклонение угла между плоскостями от прямого угла (90°), выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка L (рис. 3.6).



Допуск перпендикулярности плоскостей T

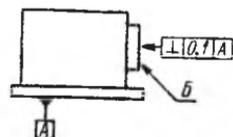
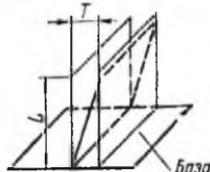


Рис. 3.6

Отклонение от соосности относительно оси базовой поверхности – наибольшее расстояние Δ между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности на длине нормируемого участка L (рис. 3.7).

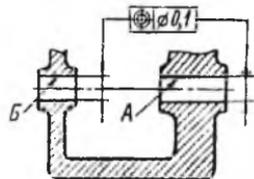
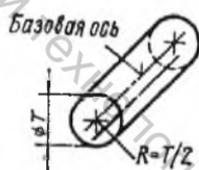
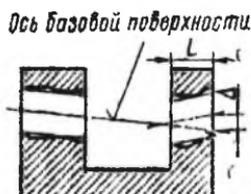


Рис. 3.7

Отклонение от соосности относительно общей оси – наибольшее расстояние Δ (Δ_1 , Δ_2) между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей осью двух или нескольких поверхностей вращения на длине нормируемого участка L (L_1 , L_2) (рис. 3.8).

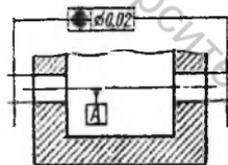
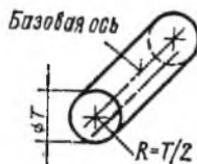
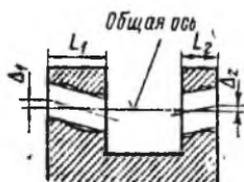


Рис. 3.8

Отклонение от концентричности – расстояние Δ в заданной плоскости между центрами профилей (линий), имеющих номинальную форму окружности (рис. 3.9).

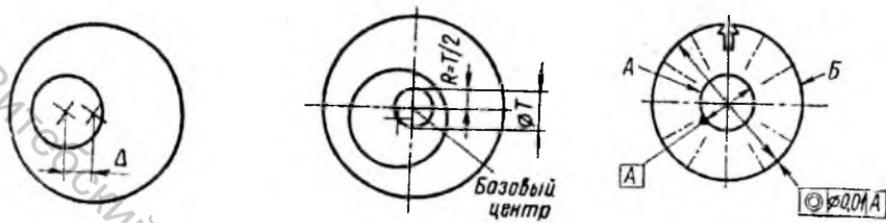


Рис. 3.9

Отклонение от симметричности относительно плоскости симметрии базового элемента – наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии (осью) рассматриваемого элемента и плоскостью симметрии базового элемента (элементов) в пределах нормируемого участка (рис. 3.10).

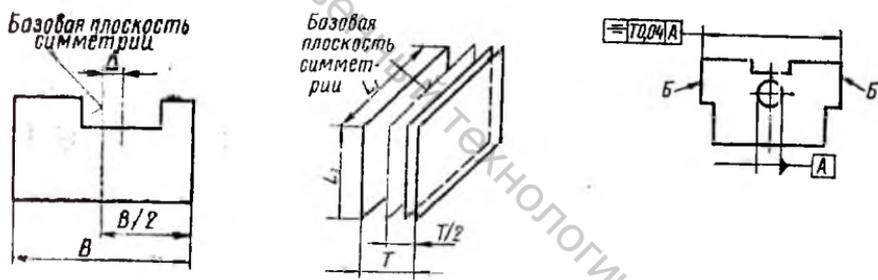


Рис. 3.10

Отклонение от симметричности относительно общей плоскости симметрии - наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии (осью) рассматриваемого элемента и общей плоскостью симметрии двух или нескольких элементов в пределах нормируемого участка (рис. 3.11).

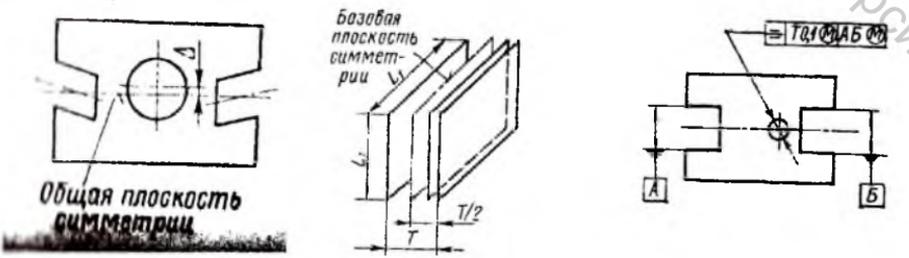


Рис. 3.11

Отклонение от пересечения осей – наименьшее расстояние Δ между осями, номинально пересекающимися (рис. 3.12).

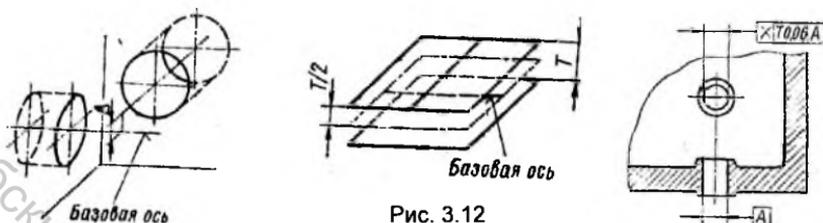


Рис. 3.12

Позиционное отклонение (смещение от номинального расположения) – наибольшее расстояние Δ между реальным расположением элемента (его оси, центра или плоскости симметрии) и его номинальным расположением в пределах нормируемого участка (рис. 3.13).

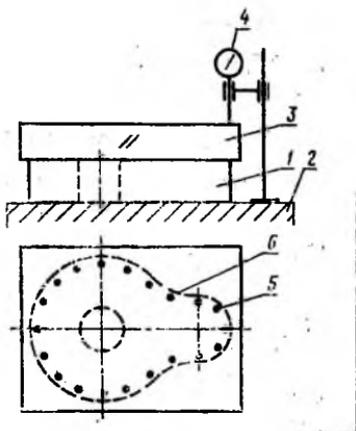


Рис. 3.13

3.1. Измерение отдельных видов отклонений расположения

Измерение отклонений от параллельности плоскостей

Измерение по разности расстояний приборами для линейных измерений с использованием плоскопараллельной пластины (рис. 3.14). Деталь базовой поверхности устанавливается на поверочную плиту. Для исключения влияния отклонений формы измеряемой поверхности на нее накладывают плоскопараллельную пластину. С помощью измерительной головки, базирующейся в стойке на плиту, производят непрерывное измерение или по отдельным точкам свободной поверхности пластины по контуру измеряемой поверхности. Если этот контур прямоугольный, то достаточно измерить четыре угловые точки. Отклонение от параллельности определяют как разность наибольшего и наименьшего показаний измерительной головки.

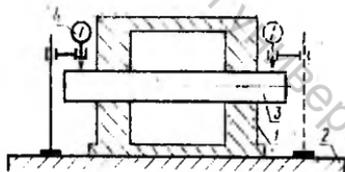


1 – измеряемая деталь; 2 – плоскость сравнения; 3 – плоскопараллельная пластина; 4 – измерительная головка; 5 – точка измерения; 6 – намеченный контур детали

Рис. 3.14

Измерение отклонений от параллельности оси и плоскости

Измерение с применением приборов для линейных измерений (рис. 3.15). Измеряемая деталь базовой поверхностью и стойка измерительной головки устанавливаются на поверочную плиту. Ось измеряемого отверстия (отверстий) материализуется оправкой: цилиндрической или с малой конусностью. Возможно использование бесконтактных оправок на азростатической опоре. Положение оправки измеряется в двух точках на расстоянии L_1 .



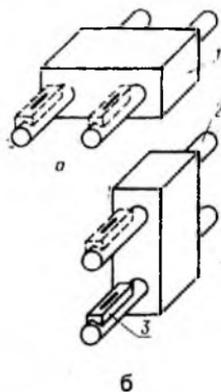
1 – измеряемая деталь; 2 – плоскость сравнения; 3 – цилиндрическая оправка; 4 – измерительная головка

Рис. 3.15

Разность расстояний измерительной головки A_1 и A_2 – есть отклонение от параллельности на длине L_1 .

Измерение отклонений от параллельности осей в пространстве

Измерение с применением уровней (рис. 3.16). Измеряемую деталь устанавливают так, чтобы общая плоскость осей располагалась горизонтально. Оси отверстий материализуются контрольными оправками, выступающими так, чтобы можно было установить уровень. При помощи уровней определяют наклоны оправок, разность которых является мерой перекоса осей. Затем деталь поворачивают на 90° . Разность наклонов оправок, измеренных уровнями в этом положении, определяет отклонение от параллельности осей в их общей плоскости.



а – перекося осей; б – отклонение в общей плоскости осей; 1 – измеряемая деталь; 2 – контрольная оправка; 3 – уровень

Рис. 3.16

Измерение отклонений наклона

Может производиться любыми средствами, применяемыми для измерения углов. Наиболее удобны те, которые позволяют отсчитывать результаты измерений в линейных единицах, например, синусные линейки, индикаторные устройства. Для контроля наклона осей отверстий или валов могут применяться также комплексные калибры.

Измерение отклонений от перпендикулярности (рис. 3.17, 3.18)

Измерение осуществляют чаще всего угольником со щупом, измерительной головкой, угольниками и контрольными оправками и угольником со специальными приспособлениями.

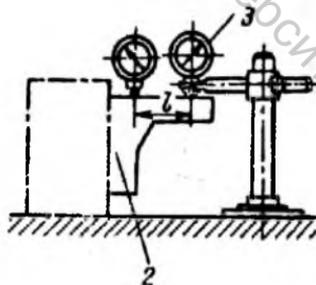
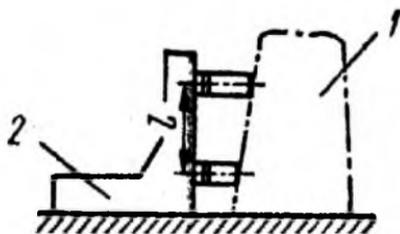


Рис. 3.17

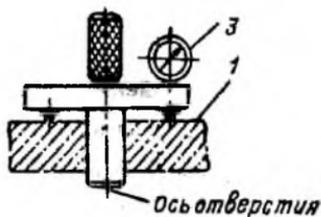
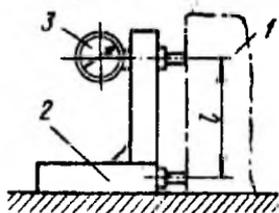


Рис. 3.18

ПРИМЕЧАНИЕ. На схемах измерения: 1 – проверяемая деталь, 2 – угольник, 3 – измерительная головка.

Измерение соосности и симметричности (рис. 3.19)

Измерение осуществляется с помощью ножевых опор, контрольных оправок, специальных приспособлений.

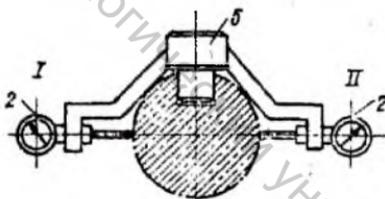
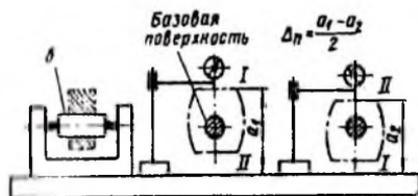
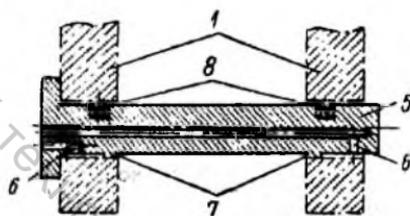
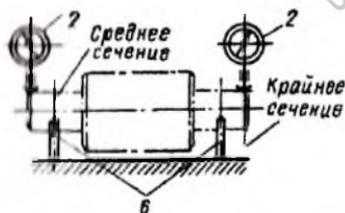


Рис. 3.19

ПРИМЕЧАНИЕ. На схемах измерения: I, II – различные положения детали и индикаторного приспособления при контроле; 1 – проверяемая деталь, 2 – измерительная головка, 5 – оправка, 6 – ножевые опоры, 7 – жесткие упоры.

4. СУММАРНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

Радиальное биение (рис. 4.1) – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси (оси базовой поверхности или общей оси) в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси. ПРИМЕЧАНИЕ. Радиальное биение является результатом совместного проявления отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонения его центра относительно базовой оси.

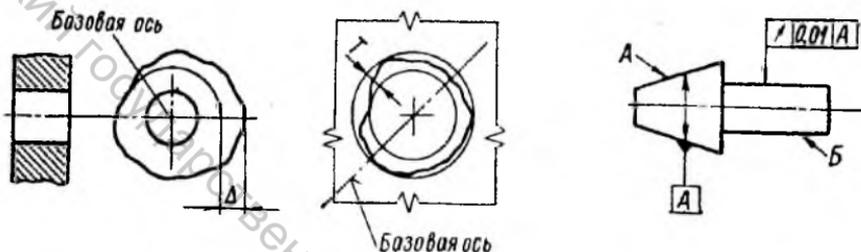


Рис. 4.1

Полное радиальное биение (рис. 4.2) – разность Δ наибольшего R_{max} и наименьшего R_{min} расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка L до базовой поверхности. ПРИМЕЧАНИЕ. Данная характеристика применяется только к поверхностям с номинальной цилиндрической формой и является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности рассматриваемой поверхности и отклонения от ее соосности относительно базовой оси.

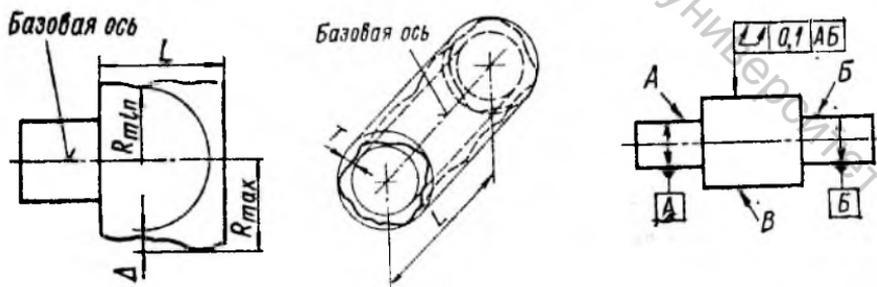


Рис. 4.2

Биеие в заданном направлении (рис. 4.3) – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения в сечении рассматриваемой поверхности конусом, ось которого совпадает с базовой осью, а образующая имеет заданное направление, до вершины этого конуса.

ПРИМЕЧАНИЕ. Биеие является результатом совместного проявления в заданном направлении отклонений формы профиля рассматриваемого сечения и отклонений расположения оси рассматриваемой поверхности относительно базовой оси.



Рис. 4.3

Торцовое биеие (рис. 4.4) - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси. Определяется на заданном диаметре d или любом (в том числе и наибольшем) диаметре торцевой поверхности.



Рис. 4.4

Полное торцовое биеие (рис. 4.5) - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной к базовой оси.

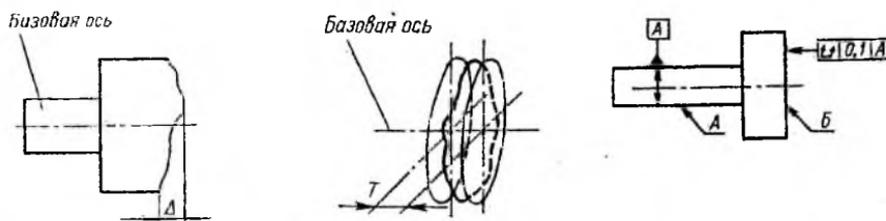


Рис. 4.5

Отклонение формы заданного профиля (рис. 4.6) – наибольшее отклонение Δ точек реального профиля от номинального профиля, определяемое по нормали к номинальному профилю в пределах нормируемого участка L .



Рис. 4.6

Отклонение формы заданной поверхности (рис. 4.7) - наибольшее отклонение Δ точек реальной поверхности от номинальной поверхности, определяемое по нормали к номинальной поверхности в пределах нормируемого участка L_1, L_2 .

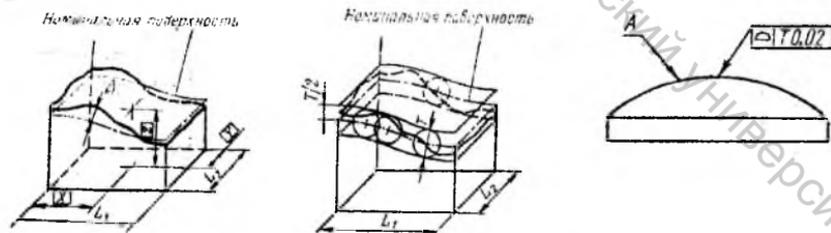


Рис. 4.7

4.1. Измерение отдельных суммарных отклонений

Контроль радиального биения (рис. 4.8)

Контроль радиального биения осуществляется при помощи измерительных головок при базировании изделия в центрах, на оправках или призмах и повороте его на 360° . Базирование и вращение изделия при контроле радиального биения

следует производить относительно той оси, которая указана в качестве базы в обозначении допуска. Если контролируется радиальное биение двух поверхностей относительно их общей оси, то изделие базируется по обеим проверяемым поверхностям в их средних сечениях, а радиальное биение проверяется в крайних сечениях.

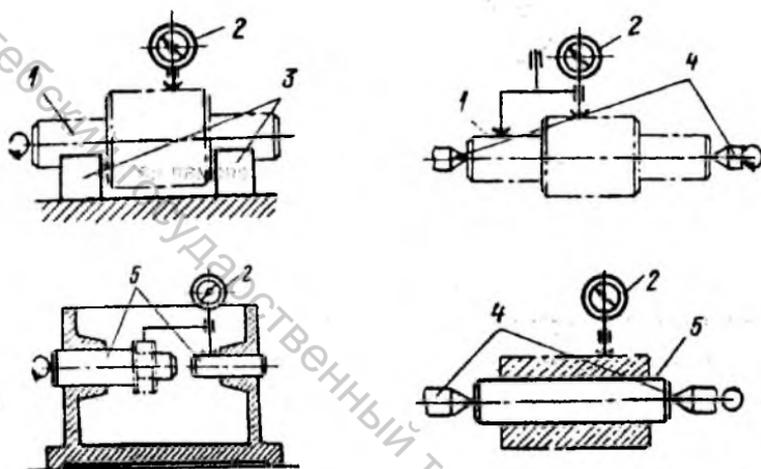


Рис. 4.8

ПРИМЕЧАНИЕ. На схемах измерения: 1 – проверяемая деталь; 2 – измерительная головка; 3 – призмы; 4 – центры; 5 – оправка.

Контроль торцового биения (рис. 4.9, 1.10)

Контроль торцового биения производят в тех случаях, когда указаны допуски непосредственно на эти проверки. Измерения торцового биения производят на заданном диаметре или на наибольшем диаметре торцовой поверхности. При контроле полного торцового биения измерительная головка должна не только вращаться относительно базовой оси детали, но и перемещаться в радиальном направлении перпендикулярно базовой оси.

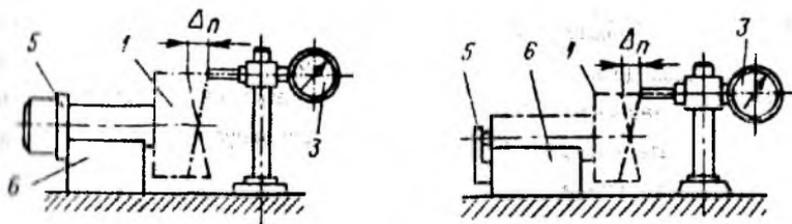


Рис. 4.9

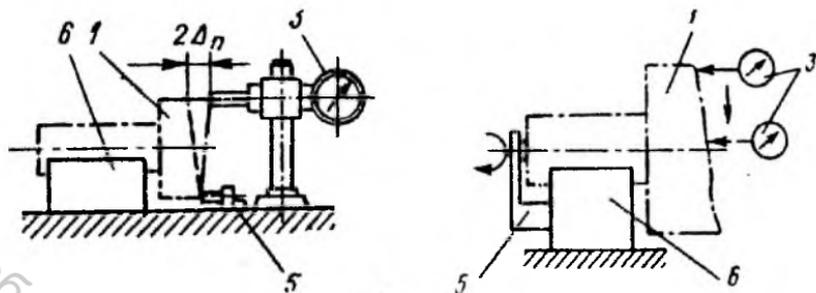


Рис. 4.10

ПРИМЕЧАНИЕ. На схемах измерения: 1 – проверяемая деталь; 2 – угольник; 3 – измерительная головка; 4 – оправка; 5 – упор; 6 – призма

4.2. Зависимые и независимые допуски

Независимым называется допуск расположения, числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготавливаемых по данному чертежу, и не зависит от действительного размера нормируемого или базового элемента.

Зависимым называется допуск расположения, числовое значение которого переменено для различных деталей, изготавливаемых по данному чертежу, и зависит от действительных размеров нормируемого или базового элементов. В чертежах или технических требованиях зависимый допуск задается своим минимальным значением, которое допускается превышать на величину, соответствующую отклонению действительного размера рассматриваемого или базового элемента данной детали от проходного предела (наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия).

Полное значение зависимого допуска расположения для данной детали

$$T_{зав} = T_{min} + T_{дон},$$

где T_{min} – минимальное значение допуска, указываемое в чертеже (постоянная для всех деталей часть зависимого допуска); $T_{дон}$ – дополнительное значение допуска, зависящее от действительных размеров рассматриваемых элементов данной детали (переменная часть зависимого допуска); определяется по формулам, приведенным ниже.

Допуск соосности (симметричности) одной поверхности относительно другой (условие зависимого допуска распространяется на обе поверхности) (рис. 4.11)

$$Td_{\text{доп}} = (d_{\text{max}1} - d_{D1}) + (d_{\text{max}2} - d_{D2})$$

$$TD_{\text{доп}} = (D_{D1} - D_{\text{min}1}) + (D_{D2} - D_{\text{min}2})$$

Допуск соосности (симметричности) поверхности относительно общей оси или оси базовой поверхности, на которую не распространяется условие зависимого допуска (рис. 4.12)

$$Td_{\text{доп}} = d_{\text{max}} - d_D$$

$$TD_{\text{доп}} = D_D - D_{\text{min}}$$

Позиционный допуск оси (плоскости симметрии) (рис. 4.13)

$$Td_{\text{доп}} = d_{\text{max}} - d_D$$

$$TD_{\text{доп}} = D_D - D_{\text{min}}$$

Допуск перпендикулярности оси отверстия или вала относительно плоскости (рис. 4.14)

$$Td_{\text{доп}} = d_{\text{max}} - d_D$$

$$TD_{\text{доп}} = D_D - D_{\text{min}}$$

Зависимые допуски расположения назначаются только для элементов, относящихся к отверстиям или валам, и при нормировании таких характеристик, как позиционный допуск, соосность, симметричность, пересечение осей, перпендикулярность осей или оси и плоскости. Зависимые допуски должны быть специально обозначены в чертеже или оговорены текстом в технических требованиях. При этом в зависимости от конструктивных условий числовое значение зависимого

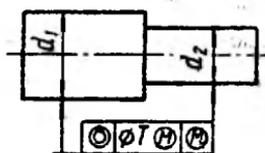


Рис. 4.11

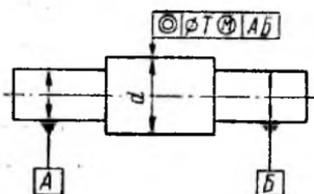


Рис. 4.12

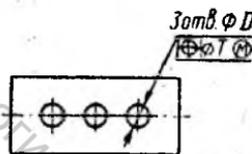


Рис. 4.13

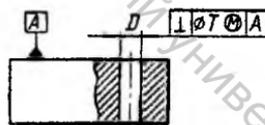


Рис. 4.14

допуска можно связать с действительными размерами либо нормируемого и базового элементов вместе, либо только нормируемого, либо только базового элемента. При отсутствии специальных обозначений или оговорок допуски понимаются как независимые.

5. НАЗНАЧЕНИЕ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Для каждого вида допуска формы и расположения установлено 16 степеней точности. Числовые значения допусков от одной степени к другой изменяются с коэффициентом возрастания 1,6. В зависимости от соотношения между допуском размера и допусками формы и расположения устанавливаются следующие уровни относительной геометрической точности:

А – нормальная относительная геометрическая точность. Допуск формы и расположения составляет примерно 60% допуска размера. Примеры применения:

- Поверхности в подвижных соединениях при небольших скоростях относительных перемещений и нагрузках, если не предъявляются особых требований к плавности хода или минимальному трению.
- Поверхности в соединениях с натягом или с переходными посадками при необходимости разборки и повторной сборки, повышенных требованиях к точности центрирования и стабильности натяга.
- Измерительные поверхности калибров. Технологические допуски формы при допусках размеров по 4–12-му квалитетам, если в конструкторской документации допуски формы не указаны.

В – повышенная относительная геометрическая точность. Допуск формы и расположения составляет 40% допуска размера. Примеры применения:

- Поверхности в подвижных соединениях при средних скоростях относительных перемещений и нагрузках, при повышенных требованиях к плавности хода и герметичности уплотнений.
- Поверхности в соединениях с натягом или с переходными посадками при повышенных требованиях к точности и прочности в условиях больших скоростей и нагрузок, ударов, вибраций.
- Технологические допуски формы при допусках размеров грубее 12-го квалитета, если в конструкторской документации допуски формы не указаны.

- Технологические допуски формы для обеспечения точности контроля размеров при упрощенных методах этого контроля, в том числе при активном контроле размеров.

C – высокая относительная геометрическая точность. Допуск формы и расположения составляет примерно 25% допуска размера. Примеры применения:

- Поверхности в подвижных соединениях при высоких скоростях и нагрузках, высоких требованиях к плавности хода, снижению трения, герметичности уплотнения.
- Поверхности в соединениях с натягом или с переходными посадками при высоких требованиях к точности и прочности в условиях воздействия больших скоростей и нагрузок, ударов, вибраций.

Особо высокая относительная геометрическая точность. Допуск формы и расположения составляет менее 25% допуска размера. Примеры применения:

- Поверхности, к которым предъявляются особо высокие требования по обеспечению кинематической точности, плотности и герметичности при больших давлениях, минимального трения, бесшумности, максимальной долговечности при тяжелых режимах работы.
- Детали, сортируемые на размерные группы (при числе групп более пяти).
- Детали, аттестуемые по размеру с высокой точностью.

Степени точности в зависимости от качества и относительной геометрической точности для цилиндрических поверхностей назначают в соответствии с таблицей 5.1.

Таблица 5.1

Относительная геометрическая точность	Квалитет допуска диаметра									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Степень точности (формы)									
Нормальная (A)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Повышенная (B)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Высокая (C)		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Особо высокая			1	2	3	4	5	6	7	8

ПРИМЕЧАНИЯ: 1. По сравнению с ГОСТ 24643-81 в таблице сделаны дополнения.
2. Для особо высокой относительной геометрической точности в отдельных случаях могут выбираться более точные по сравнению с указанными в таблице степени точности формы.

Примеры назначения точности допусков формы цилиндрических поверхностей.

1– 2 степень точности: Шарики и ролики для подшипников; дорожки качения

и посадочные поверхности подшипников качения особо высокой точности и сопрягаемые с ними посадочные поверхности валов и корпусов; подшипниковые шейки шпинделей прецизионных станков.; детали особо точных плунжерных и золотниковых пар.

3 - 4 степень точности: дорожки качения и посадочные поверхности подшипников качения повышенной точности и сопрягаемые с ними посадочные поверхности валов и корпусов; цапфы осей гиросприборов; подшипники жидкостного трения при больших нагрузках (прокатные станы); подшипниковые шейки коленчатых валов, поршневые пальцы и сопрягаемые с ними отверстия в деталях авиационных и автомобильных двигателей; плунжеры, золотники, поршни, втулки и другие детали гидравлической аппаратуры, работающие при высоких давлениях без уплотнений.

5 – 6 степень точности: посадочные поверхности колец подшипников качения нормальной точности и сопрягаемые с ними посадочные поверхности валов и корпусов; подшипниковые шейки и вкладыши коленчатых валов тракторных и судовых двигателей, валов редукторов, паровых турбин, крупных насосов; поршневые пальцы дизелей и газовых двигателей; поршни, золотники, гильзы, цилиндры и другие детали гидравлической и пневматической аппаратуры при средних и низких давлениях без уплотнений или при высоких и средних давлениях с уплотнениями; несопрягаемые поверхности вала паровой турбины и оправки для балансировки дисков турбин.

7 – 8 степень точности: подшипники скольжения крупных гидротурбин; тихоходных двигателей, редукторов; цилиндры, гильзы, поршни и поршневые кольца автомобильных и тракторных двигателей; отверстия под втулки в шатунах двигателей, в гидравлических устройствах средних давлений; бочка валков холодной прокатки.

9 – 10 степень точности: подшипники скольжения при малых скоростях и давлениях; поршни и цилиндры насосов низкого давления с мягким уплотнением; поршневые кольца дизелей и газовых двигателей.

6. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ УГЛОВ И КОНУСОВ

Для применения предусмотрены три ряда номинальных значений углов, названных **нормальными углами**. Значения нормальных углов приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1

Нормальные углы

Ряд			Ряд			Ряд			Ряд		
1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
0°			5°			30°					80°
		15°		6°				35°			85°
	30°			7°			40°				
		45°		8°		45°			90°		100°
	1°				9°			50°			110°
		1°30'		10°				55°	120°		
	2°				12°	60°					135°
		2°30'	15°					65°			150°
	3°				18°			70°			165°
	4°		20°				75°				180°
					22°						270°
					25°						360°

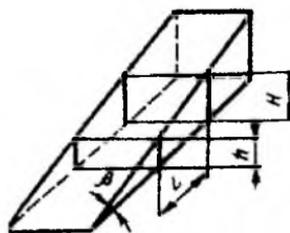


Рис. 6.1

Для призматических деталей допускается применение уклонов (рис. 6.1).

Угол представляет собой отклонение перепада высот $(H-h)$ к расстоянию L между местами их измерения.

$$S = \frac{(H-h)}{L} = \operatorname{tg} \beta$$

(6.1)

Значения уклонов приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2

Уклон	Угол уклона	Уклон	Угол уклона
1:500	6°52,5''	1:50	1°8'44,7''
1:200	17°11,3''	1:20	2°51'44,7''
1:100	34°22,6''	1:10	5°42'38,1''

Конические соединения и отдельные конуса в осевом сечении нормируются углом конуса α и углом уклона $\alpha/2$.

Как правило, вместо них используют параметры уклон c и конусность C :

$$c = \frac{R-r}{L} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}; \quad (6.2)$$

$$C = \frac{D-d}{L} = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (6.3)$$

Конус – обобщенный термин, под которым понимают коническую поверхность, коническую деталь или конический элемент детали (рис. 6.2)

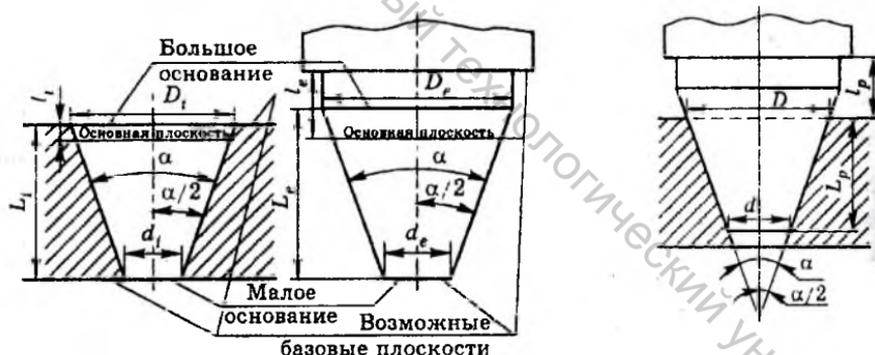


Рис. 6.2

Предусмотрены два ряда нормальных конусностей и углов конусов (таблица 6.3).

Таблица 6.3

Исходная величина	Обозначение нормального конуса		Примерное назначение
	Ряд 1	Ряд 2	
1	2	3	4
C	1:500	--	Для соединений с гарантированным натягом
	1:200		
	1:100		
	1:50		

1	2	3	4
С		1:30	Для неподвижных установочных соединений
	1:20	1:15	
		1:12	
	1:10	1:8	
		1:7	
С	1:5	1:6	Для подвижных соединений
		1:4	
	1:3		
α	30°		Для конструктивного оформления деталей
	45°		
	60°	75°	
	90°		
	120°		

6.1. Допуски углов и конусов

Предусмотрены четыре вида допусков на угловые размеры.

AT_α -- допуск угла, выраженный в угловых единицах – в микрорадианах, градусах, минутах, секундах;

AT'_α -- округленное значение допуска угла в градусах, минутах, секундах, например, если допуск $AT_{17} = 4^\circ 30' 01''$ (при интервале длин L_1 до 10 мм), то соответствующий ему допуск $AT'_\alpha = 4^\circ$;

AT_h -- допуск угла, выраженный отрезком на перпендикуляре (в микрометрах) к номинальному положению короткой стороны угла, на расстоянии L_1 от вершины этого угла;

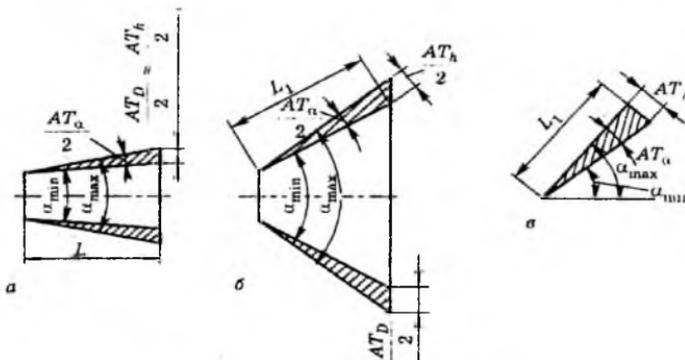


рис. 6.3

AT_D – допуск угла конуса, выраженный допуском на разность диаметров в двух нормальных к оси сечениях конуса на заданном расстоянии между ними, определяется по перпендикуляру к оси конуса.

Допуски в угловых и линейных единицах связаны зависимостью

$$AT_h = 10^{-3} AT_\alpha L_1, \quad (6.4)$$

где AT_h выражен в микрометрах, AT_α – в микрорадианах, L_1 – длина стороны угла или длина образующей конуса, мм.

Для конусов, имеющих малые углы (при конусности $C < 1:3$ или угле конуса $\alpha \leq 19^\circ$), $AT_D \approx AT_h$. При больших значениях C и α

$$AT_D = AT_h / \cos \alpha / 2. \quad (6.5)$$

Все виды допусков конуса можно выражать двумя способами (рис. 11.4):

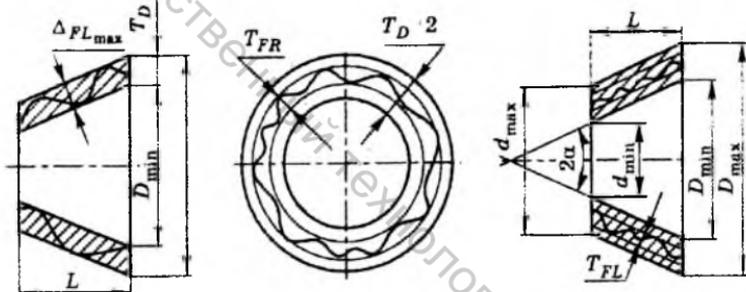


рис. 6.4

1 – совместным нормированием всех видов допусков одним допуском T_D диаметра конуса в любом сечении;

2 – раздельным нормированием каждого вида допусков, а именно допуска диаметра T_D в заданном сечении, допуска угла конуса AT , допуска круглости T_{FR} и допуска прямолинейности T_{FL} образующей конуса.

При этом допуски угла конуса AT и формы конуса T_{FR} и T_{FL} назначаются в случае, если отклонения угла конуса ограничены более жесткими пределами, чем это возможно при полном использовании допуска T_D .

При выбранном качестве допуски T_D и T_{FR} определяются по номинальному диаметру большого основания конуса, а допуски T_{DS} и T_{FL} – соответственно по номинальному диаметру в заданном сечении и длине конуса L .

Устанавливается 17 степеней точности. Для указания допуска угла заданной точности к обозначению допуска AT добавляют номер соответствующей степени

точности: АТ1, АТ2,...,АТ17. Область применения каждой из 17 степеней определяется функциональными требованиями к точности угловых размеров.

Так степени точности

- выше 5-й используются при изготовлении угловых мер;
- 5-я и 6-я применяются для конусов особо высокой точности, конических элементов герметичных соединений, сменных измерительных наконечников, точных опор скольжения;
- 7-я, 8-я используются для деталей высокой точности, требующих хорошего центрирования, конических центрирующих поверхностей валов и осей, а также сопрягаемых с ними ступиц зубчатых колес и конусных муфт при высокой точности соединений;
- 9...12-я применяются в деталях нормальной точности – направляющих планках, фиксаторах, конических элементах валов, втулок и др.;
- 13...15-я – для деталей пониженной точности, в стопорных устройствах и т.п.;
- 16...17-я – для несопрягаемых угловых размеров.

Допуск угла при переходе от одной степени точности к другой изменяется по геометрической прогрессии со знаменателем 1,6.

6.2. Посадки конических соединений

Для конических соединений установлены посадки с зазором, натягом и переходные. По способу фиксации осевого расположения сопрягаемых конусов посадки разделяют на:

- посадки с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов конусов (базовых плоскостей);
- посадки с фиксацией по заданному осевому смещению конусов;
- посадки с фиксацией по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов;
- посадки с фиксацией по заданной силе запрессовки (посадки с натягом).

Первые два типа посадок назначают в системе отверстия с полями допусков сопрягаемых конусов одного качества. Соединения с зазором применяют в соединениях, в которых необходимо регулировать зазор между сопрягаемыми деталями (например, соединения конусной шейки шпинделя станка с конусными вкладышами подшипника скольжения). К ним относятся также соединения, обеспечивающие герметичность и разобщение одного пространства от другого как в

покое, так и при взаимном перемещении соединяемых деталей (например, арматурные краны). Соединения с натягом могут быть получены путем приложения осевой силы, создающей соответствующий натяг, необходимый при передаче крутящего момента. Под влиянием осевой силы происходит самоцентрирование деталей (оси сопрягаемых деталей совпадают). Конусные соединения обеспечивают более легкую по сравнению с цилиндрическими соединениями разборку, позволяют регулировать натяг в процессе работы.

Для получения различных посадок установлены следующие основные отклонения: d, e, f, g, h, js, k, m, n, p, r, s, t, u, x, z для наружных конусов и H, Js и N – для внутренних. Эти основные отклонения в сочетании с допусками квалитетов 4 – 12 образуют поля допусков.

6.3. Контроль углов и конусов

Существуют **сравнительный** и **тригонометрический** методы контроля углов. В основу первого метода положено сравнение контролируемых углов с угловыми мерами, угольниками и угловыми шаблонами. С помощью угловых мер определяют наибольший просвет между сторонами измеряемого угла и самой меры.

Для измерения углов с точностью до 2' и грубее применяют угломер с нониусом, универсальный и оптический угломеры. Для проверки центральных углов (углов, образованных двумя радиусами), а также для точных угловых делений при обработке деталей используют оптические делительные головки с ценой деления 5, 10 и 60". Углы между двумя гранями измеряют гониометрами, а малые угловые отклонения от горизонтали и вертикали – уровнями.

Гладкие конические детали с допусками диаметров от IT4 до IT12, степенями точности допусков углов конусов от 4 до 9 и конусностью от 1:3 до 1:50 контролируют конусными калибрами.

7. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ШПОНОЧНЫХ СОПРЯЖЕНИЙ



Рис. 7.1

Наиболее распространенным видом шпоночных сопряжений является призматическое (рис. 7.1). Номинальные размеры элементов призматических шпонок и шпоночных пазов приведены в таблице 7.1. Длины шпонок l выбирают из ряда 5...90. Шпоночные сопряжения по размеру b выполняются в системе вала.

Таблица 7.1

Размеры призматических шпонок и шпоночных пазов

d	b	h	t_1	t_2	l
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	6...20
Св. 8 до 10	3	3	1,8	1,4	6...36
Св. 10 до 12	4	4	2,5	1,8	8...45
Св. 12 до 17	5	5	3,0	2,3	10...56
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8	14...70
Св. 22 до 30	7	7	4,0	3,3	16...63
Св. 22 до 30	8	7	4,0	3,3	18...90

Различают три вида сопряжений (рис. 7.2)



Рис. 7.2

Свободное – применяется при затрудненных условиях сборки и действии неравномерных нагрузок, а также для получения подвижных соединений при легких режимах работы.

Нормальное – неподвижное соединение, не требующее частых

разборки, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки.

Плотное – характеризуется вероятностью получения примерно одинаковых небольших натягов в соединениях шпонок с обоими пазами; сборка осуществляется напрессовкой.

Поля допусков по остальным размерам шпоночных элементов приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2

№ п/п	Наименование элемента детали шпоночного сопряжения	Условное обозначение	Поле допуска
1.	Высота шпонки: до 6 мм свыше 6 мм	h	h9 h11
2.	Длина шпонки	l	h14
3.	Длина паза на валу	$l_{пвз}$	H15
4.	Длина паза во втулке	$l_{вм}$	H15
5.	Исполнительная глубина паза вала втулки	t_1 t_2	H12 H12
6.	Диаметр сегментной шпонки	d	h12

Дополнительно устанавливаются допуски на параллельность шпоночного паза относительно оси детали и на его симметричность. Допуск параллельности составляет 60% от допуска на ширину шпоночного паза, а допуск симметричности составляет 40% допуска на ширину паза.

Существенное влияние на работу шпоночного сопряжения оказывает сопряжение цилиндрических деталей: вала и втулки. Рекомендуемые поля допусков для соединения вал-втулка приведены в таблице 7.3.

Таблица 7.3

Рекомендуемые поля допусков для соединения вал-втулка

Условия работы пары вал-втулка	Характер сопряжения	Рекомендуемые поля допусков	
		Отверстия	Вала
Возможность осевого перемещения втулки по валу	С зазором	H6	h6
		H7	h7, g6, f6
Обеспечение высокой точности центрирования, минимальное радиальное биение	Переходные	H6	js6, k6, m6, n6
Наличие больших динамических нагрузок, возможность реверсивного движения	С натягом	H6	s7
		H7	s8

Примеры условного обозначения шпоночного сопряжения на чертёжах:

18 $\frac{N9}{h9} \cdot \frac{Js9}{h9}$ x11x100. Расшифровывается так:

шпоночное соединение – **нормальное**;

посадки по размеру b : паз вала со шпонкой $\frac{N9}{h9}$, паз втулки со шпонкой

$\frac{Js9}{h9}$

номинальные размеры шпонки 18 x 11 x 100.

Контроль шпоночных сопряжений осуществляется комплексными калибрами.

8. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ШЛИЦЕВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ

В зависимости от формы шлиц различают прямобочные, эвольвентные и треугольные шлицевые сопряжения. Наиболее распространенные прямобочные шлицевые соединения с четным числом шлиц, которые применяют для подвижных, а также неподвижных соединений.

Существуют три способа центрирования: *по наружному диаметру* (рис. 8.1), *внутреннему диаметру* (рис. 8.2) и *боковым сторонам* (рис. 8.3).

Центрирование по наружному диаметру D рекомендуется, когда втулку термически не обрабатывают или когда твердость ее материала после термической обработки допускает калибровку протяжкой, а вал — фрезерование до получения окончательных размеров зубьев. Такой способ прост и экономичен. Его применяют для неподвижных соединений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки.

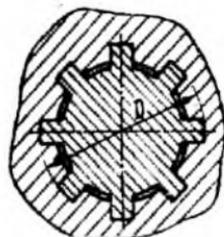


Рис. 8.1

Центрирование по внутреннему диаметру d целесообразно, когда втулка имеет высокую твердость и ее нельзя обработать чистой протяжкой (отверстие шлифуют на обычном внутришлифовальном станке) или когда могут возникнуть значительные искривления длинных валов после термической обработки. Способ обеспечивает точное центрирование и применяется обычно для подвижных соединений.

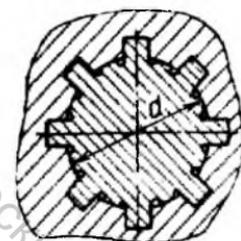


Рис. 8.2

Центрирование по боковым сторонам целесообразно при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, а также при реверсивном движении. Этот метод способствует более равномерному распределению нагрузки между зубьями, но не обеспечивает высокой точности центрирования и поэтому редко применяется.

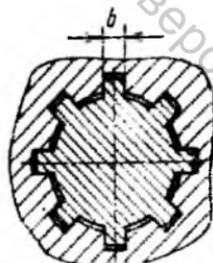


Рис. 8.3

Посадки шлицевых соединений могут осуществляться по трем или двум сопрягаемым поверхностям. Рекомендуемые посадки шлицевых соединений приведены в таблице 8.1.

Таблица 8.1

Способ центрирования (сопряжения)	Посадки сопрягаемых элементов		
	d	D	b
d	$\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{g7}$	--	$\frac{D9}{h9}, \frac{D9}{js7}, \frac{D9}{k7}, \frac{F10}{f9}, \frac{F10}{js7}$
D	--	$\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{js7}$	$\frac{F8}{f7}, \frac{F8}{f8}, \frac{F8}{js7}$
b	--	--	$\frac{F8}{js7}, \frac{D9}{e8}, \frac{D9}{f8}, \frac{F10}{d9}, \frac{F10}{f8}$

Поля допусков нецентрирующих элементов приведены в таблице 8.2.

Таблица 8.2

Нецентрирующий диаметр	Способ центрирования	Поле допуска нецентрирующего элемента	
		d*	D
d	По D или b	--	H11
D	По d или b	a11	H12

ПРИМЕЧАНИЕ. * – допустимо для d устанавливать поле допуска a11 или b12.

8.1. Условные обозначения шлицевых соединений

Условное обозначение шлицевого соединения содержит:

- букву, означающую поверхность центрирования;
- число шлиц и номинальные размеры d , D и b соединения;
- обозначения посадок по диаметрам и по ширине, помещенные после соответствующих размеров.

Поля допусков нецентрирующих диаметров допускается в обозначении не указывать.

Примеры обозначений.

При центрировании по внутреннему диаметру d , с посадкой по центрирующему диаметру $H7/e8$ и по ширине зуба $D9/f8$:

d-6x28H7/e8x32H12/a11x7D9/f8.

При центрировании по наружному диаметру D , с посадкой по центрирующему диаметру $H8/h7$ и по ширине зуба $F10/h9$:

$$D-6x28x32H8/h7x7F10/h9.$$

При центрировании по боковым сторонам b зубьев:

$$b-6x28x32H12/a11x7D9/h8.$$

8.2. Контроль точности шлицевых сопряжений

Для обеспечения собираемости шлицевых деталей необходимо, чтобы размеры их параметров, отклонения формы и расположения шлицев находились в заданных пределах. Отклонения формы и расположения шлицев и впадин числовыми значениями не регламентируются и дифференцированно не проверяются.

Наружный диаметр вала, внутренний диаметр втулки, толщину зубьев вала и ширину впадины втулки контролируют при помощи гладких предельных калибров или дифференцированно средствами и методами, применяемыми для измерения элементов зубчатых, резьбовых и гладких цилиндрических соединений (специальные средства измерения используют сравнительно редко). Кроме того, вал проверяют комплексным шлицевым кольцом, отверстие втулки — комплексной шлицевой пробкой. Комплексными шлицевыми калибрами устанавливают как правильность взаимного расположения шлицев, так и соответствие отклонений размеров нормам. Рассчитываются такие калибры как проходные. По форме они являются прототипом сопрягаемых деталей.

Комплексные калибры для шлицевых отверстий с прямобочным профилем зуба бывают двух типов: для соединений с центрированием по D и b , имеющие поясok для направления калибра при вводе его в проверяемое отверстие (рис. 8.4.а), для соединений с центрированием по d , имеющие два цилиндрических пояска по краям шлицевой нарезки, выполняющие функции центрирующего диаметра (рис. 8.4.б).

Кольцо для контроля шлицевых валов с прямобочным профилем показано на рис. 8.4.в; комплексные калибры для контроля шлицевых деталей с эвольвентным профилем — на рис. 8.4. г и д.

Шлицевые валы и втулки считаются годными, если комплексный калибр проходит, а наружный и внутренний диаметры, толщина зуба у вала и ширина впадин во втулке не выходят за установленные пределы.

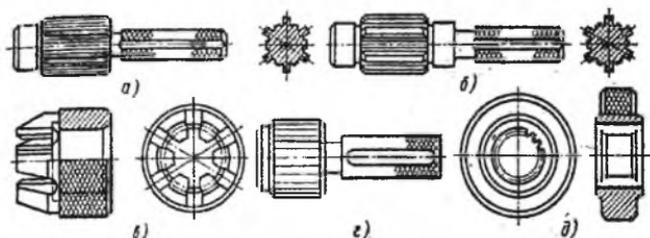


Рис. 8.4

9. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ РЕЗЬБОВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ

9.1. Номинальные параметры резьбы

Наружный диаметр резьбы d (D_1)¹ (рис.14.1)—диаметр воображаемого цилиндра, касательного к вершинам наружной резьбы или впадинам внутренней резьбы. Наружный диаметр для большинства резьб принимается за номинальный диаметр резьбы.

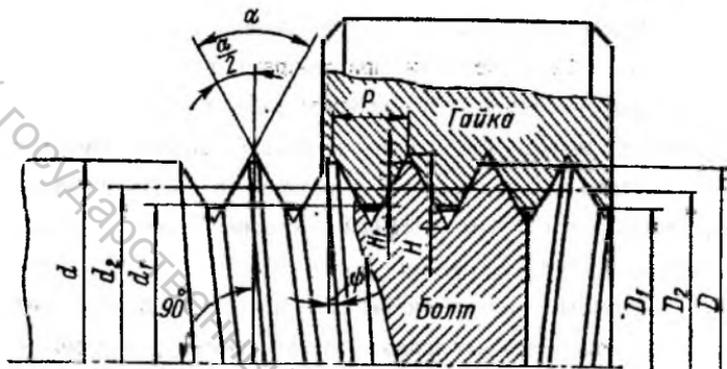


Рис. 9.1

Внутренний диаметр резьбы d_i (D_i) (рис. 9.1) — диаметр воображаемого цилиндра, вписанного касательно к вершинам внутренней резьбы или впадинам наружной резьбы.

Средний диаметр резьбы d_2 (D_2) (рис. 9.1)—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.

¹ Здесь и в дальнейшем диаметры, относящиеся к наружным резьбам (болт, шпилька и т. д.), обозначают d , d_2 , d_i ; диаметры, относящиеся к внутренним резьбам, (гайка, гнездо и т.д.), — D , D_2 , D_i .

Шагом резьбы P (рис. 9.1) 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) 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. 9.1) 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.

Углом подъема ψ (рис. 9.1) называется угол между касательной к винтовой поверхности в точке, лежащей на среднем диаметре резьбы, и плоскостью, перпендикулярной оси резьбы.

Высота теоретического профиля H – высота между вершинами профиля, образованными продолжением боковых сторон профиля.

Рабочая высота профиля H_1 – высота соприкосновения боковых поверхностей.

Длиной свинчивания называется длина соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьбы в осевом направлении. Установлены три группы длин свинчивания: S – короткие; N – нормальные и L – длинные. Длины свинчивания свыше $2,24Pd^{0,2}$ до $6,7Pd^{0,2}$ относятся к группе N; длины свинчивания меньше нормальных относятся к группе S, а больше – к группе L.

9.2. Предельные контуры резьбы

На длине свинчивания резьбовых деталей расположено несколько витков резьбы, образующих резьбовой контур. Номинальный контур резьбы (см. рис. 9.2) определяет наибольший предельный контур резьбы болта и наименьший — гайки. Он является контуром максимума материала на обработку. От номинального контура в направлении, перпендикулярном к оси резьбы, отсчитывают отклонения и располагают вниз поля допусков диаметров резьбы болта, в противоположную сторону — поля допусков диаметров резьбы гайки. При изготовлении резьбовых деталей неизбежны погрешности профиля резьбы и ее размеров, возможны

неконцентричность диаметральных сечений и другие отклонения, которые могут нарушить свинчиваемость и ухудшить качество соединений.

9.3. Отклонение шага и угла профиля резьбы и их диаметральная компенсация

У всех цилиндрических резьб с прямолинейными боковыми сторонами профиля отклонения шага и угла профиля для обеспечения свинчивания могут быть компенсированы соответствующим изменением действительного среднего диаметра резьбы.

Отклонением шага резьбы ΔP называют разность между действительным и номинальным

расстояниями в осевом направлении между двумя средними точками любых одноименных боковых сторон профиля в пределах длины свинчивания или заданной длины. Отклонение шага состоит из нарастающих погрешностей шага, пропорциональных числу витков резьбы на длине свинчивания.

Наложим на осевое сечение резьбы гайки, имеющей номинальный профиль и размеры, осевое сечение резьбы болта, у которого на длине свинчивания шаг увеличен на ΔP_n (рис. 9.3). При равенстве диаметров резьбы болта и гайки эти детали не свинчиваются. Если условно совместить левые боковые стороны AB профилей резьбы болта и гайки, то свинчивание окажется невозможным вследствие перекрытия правых сторон профилей резьбы. В этом случае правые боковые стороны EF профиля резьбы болта и CD профиля резьбы гайки не совместятся. Свинчивание резьбовых деталей, имеющих погрешность шага резьбы, возможно только при наличии разности f_p их средних диаметров, полученной в результате уменьшения среднего диаметра резьбы болта или увеличения среднего диаметра резьбы гайки. При уменьшении среднего диаметра резьбы болта на f_p профиль его резьбы сместится к оси в верхней части резьбы на $0,5f_p$ и в нижней части резьбы (на рис. 9.3 не показано) также на $0,5f_p$. Новое положение профиля резьбы болта показано штриховой линией.

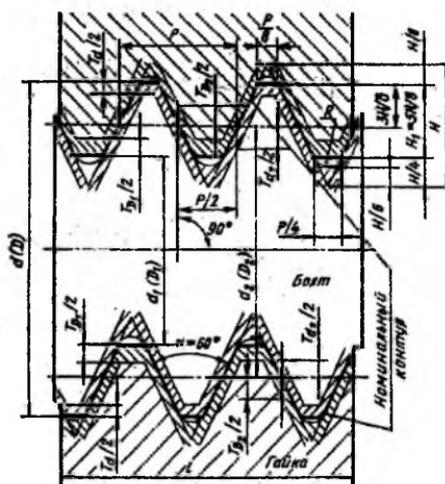


Рис. 9.2

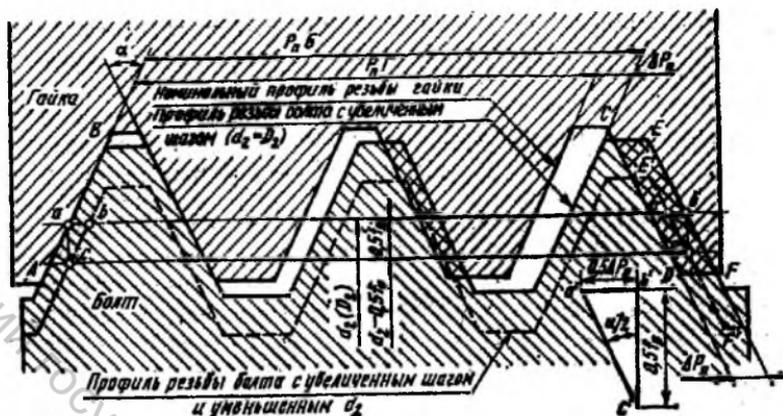


Рис. 9.3

Боковая сторона профиля EF резьбы болта занимает теперь положение $E'F'$. Кроме того, весь болт может быть смещен влево на ab . Следовательно, при $ab=a'b' = 0,5\Delta P_n$ боковая сторона EF профиля резьбы болта может быть совмещена с боковой стороной CD профиля резьбы гайки, т. е. свинчивание станет возможным.

Из треугольника $a'b'c'$, в котором $b'c' = 0,5f_p$, найдем

$$0,5f_p = 0,5\Delta P \operatorname{ctg} \alpha/2 \text{ или } f_p = \operatorname{ctg}(\alpha/2) \Delta P \quad (9.1)$$

Величину f_p называют диаметральной компенсацией погрешностей шага резьбы.

Отклонением половины угла профиля резьбы $\Delta\alpha/2$ болта или гайки (для резьб с симметричным профилем) называют разность между действительными и номинальными значениями $\alpha/2$. Эта погрешность может быть вызвана погрешностью полного угла профиля, перекосом профиля относительно оси детали и сочетанием обоих факторов.

На рис. 9.4 показано сечение резьбы гайки с номинальным профилем 1, на которое наложено сечение резьбы болта 2, имеющего погрешность половины угла профиля $\Delta\alpha/2$.

При равенстве диаметров резьбы болта и гайки свинчивание этих деталей невозможно вследствие перекрытия профилей резьбы (зона 3).

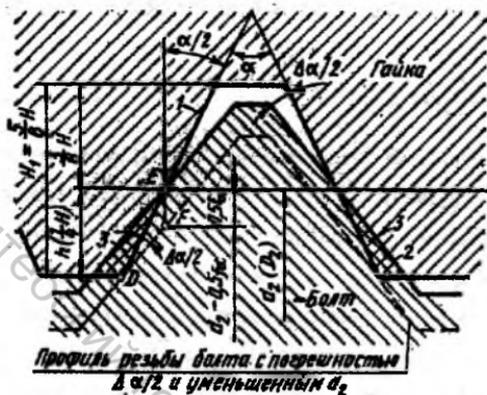


Рис. 9.4

Свинчивание резьбовых деталей, имеющих погрешность $\Delta\alpha/2$, как и деталей, имеющих погрешность шага, возможно только при наличии необходимого зазора по средним диаметрам их резьбы, т. е. диаметральной компенсации f_a этой погрешности, которая может быть получена в результате уменьшения среднего диаметра резьбы болта или увеличения среднего диаметра резьбы гайки.

9.4. Приведенный средний диаметр резьбы

Значение среднего диаметра резьбы, увеличенное для наружной резьбы (или уменьшенное для внутренней резьбы) на суммарную диаметрную компенсацию отклонений шага и половины угла профиля, называют *приведенным средним диаметром*.

Приведенный средний диаметр для наружной резьбы

$$d_{np} = d_{2d} + f_p + f_a \quad (9.2)$$

для внутренней резьбы

$$D_{np} = D_{2d} - f_p - f_a \quad (9.3)$$

где d_{2d} и D_{2d} — соответственно действительные значения средних диаметров наружной и внутренней резьбы.

9.5. Суммарный допуск среднего диаметра резьбы

Средний диаметр, шаг и угол профиля являются основными параметрами резьбы, так как они определяют характер контакта резьбового соединения, его прочность, точность поступательного перемещения и другие эксплуатационные качества. Однако вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра допускаемые отклонения этих параметров раздельно не нормируют (за исключением резьб с натягом, резьб калибров и инструмента). Устанавливают только суммарный допуск на средний диаметр болта T_{d2} и гайки T_{D2} , который включает допускаемое отклонение соб-

ственно среднего диаметра Δd_2 (ΔD_2) и диаметральные компенсации погрешности шага и угла профиля:

$$T_{d_2}(T_{D_2}) = \Delta d_2(D_2) + f_p + f_\alpha. \quad (9.4)$$

Верхний предел суммарного допуска среднего диаметра наружной резьбы ограничивает приведенный средний диаметр $d_{2пр\ max}$, а нижний предел — средний диаметр $d_{2пр\ min}$. Для внутренней резьбы — это допуск, нижний предел которого ограничивает приведенный средний диаметр $D_{2пр\ min}$, а верхний предел — средний диаметр $D_{2пр\ max}$, поэтому допуски T_{d_2} и T_{D_2} следует определять соответственно как допускаемые разности между $d_{2пр\ max}$ и $d_{2пр\ min}$ и между $D_{2пр\ max}$ и $D_{2пр\ min}$. Разность $T_{d_2}(T_{D_2}) - (f_p + f_\alpha)$ представляет собой часть суммарного допуска среднего диаметра, которая может быть использована как допуск собственно среднего диаметра при наличии отклонений шага и угла профиля.

9.6. Степени точности и допуски резьбы

Установлены следующие степени точности (ГОСТ 16093-81):

для диаметра болта:

наружного.....4; 6; 8

среднего.....3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10*

для диаметра гайки:

внутреннего.....4; 5; 6; 7; 8

среднего.....4; 5; 6; 7; 8; 9*

* Степень точности резьб на деталях из пластмасс

Основным рядом допусков для всех диаметров принят ряд степени точности 6. Допуски остальных степеней точности определяются умножением допуска степени точности 6 на следующие коэффициенты:

Степень точности.....	3	4	5	7	8	9	10
Коэффициент.....	0,5	0,63	0,8	1,25	1,6	2	2,5

9.7. Резьбовые сопряжения с зазором

Для получения посадок резьбовых деталей с зазором предусмотрено пять основных отклонений (d, e, f, g и h) для наружной и четыре (E, F, G и H) для внутренней резьбы. Эти отклонения одинаковы для диаметров d_1 , d_2 , d и D_1 , D_2 , D

(рис. 9.5). Основные отклонения E и F установлены только для специального применения при значительных толщинах слоя защитного покрытия. Схемы расположения полей допусков и основных отклонений диаметров наружной и внутренней резьбы в посадках с зазором приведены на рис. 9.5 и 9.6. Отклонения отсчитывают от номинального профиля резьбы в направлении, перпендикулярном оси резьбы.

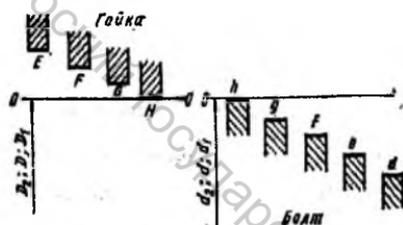


Рис. 9.5

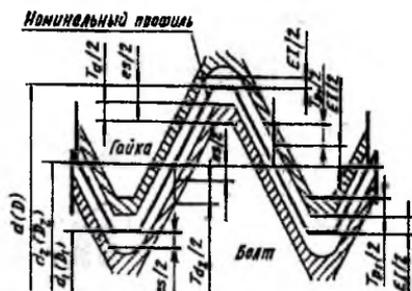


Рис. 9.6

При сочетании основных отклонений H/h образуется посадка с наименьшим зазором, равным нулю; при сочетании H/g, f, e, d, а также G, E, F/h, g, f, e d образуются посадки с гарантированным зазором. Указанные основные отклонения для наружной резьбы определяют верхние отклонения, а для внутренней — нижние отклонения диаметров резьбы. Второе предельное отклонение определяют по принятой *степени точности резьбы*. Сочетание основного отклонения, обозначаемое буквой с допуском по принятой степени точности, образует *поле допуска диаметра резьбы*. *Поле допуска резьбы* образуют сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска диаметра выступов (d или D₁).

9.8. Резьбовые сопряжения с натягом

Резьбовые сопряжения с натягом применяются с целью обеспечения герметичности соединения или исключения самоотвинчивания. Расположение полей допусков наружной и внутренней резьбы представлено на рис. 9.7.

Для сопряжений с натягом необходимо устанавливать весьма малые допуски по среднему диаметру. При больших допусках сочетание размеров,

создающих наименьший натяг, не гарантирует от проворачивания, при наибольшем натяге возможно разрушение стержня или срез резьбы.

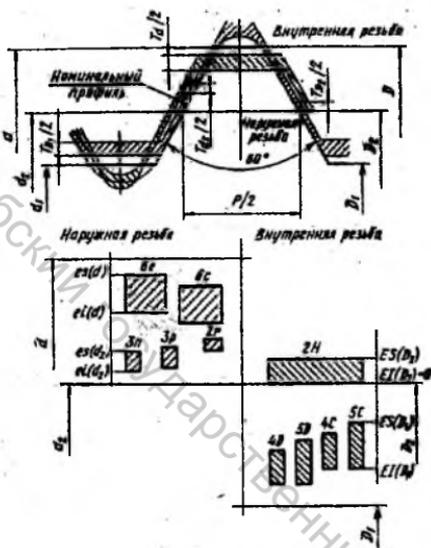


Рис. 9.7

Поэтому для резьб с натягом допуск по среднему диаметру устанавливается по 2 или 3 степени точности.

9.9. Обозначение резьбовых сопряжений на чертежах

Резьбовые сопряжения на чертежах в развернутом виде обозначают в следующей последовательности: тип резьбы, номинальное значение наружного диаметра, шаг, направление витков, поле допуска, длина свинчивания.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра (всегда на первом месте) и обозначения поля допуска наружного диаметра – для болта или внутреннего – для гайки.

На сборочных чертежах резьбовые сопряжения обозначаются дробью, в числителе которой указывают обозначение поля допуска гайки, а в знаменателе – поле допуска болта.

Примеры обозначения приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1

Резьба	Обозначение резьбы на чертеже	
	болт	гайка
Метрическая резьба для диаметров от 1 до 600 мм с крупным шагом	M12 – 6g	M12 – 6H
Метрическая резьба для диаметров от 1 до 600 мм с мелким шагом	M24x2 – 6h	M24x2 – 6H
Метрическая резьба для диаметров от 1 до 600 мм левая с крупным шагом	M12LH – 6h	M12LH – 6H
Метрическая резьба для диаметров 0,25 – 0,9 мм	M0,5 - 5h5	M0,5 – 5H5

Резьба	Обозначение резьбы на чертеже	
	болт	гайка
Метрическая резьба с натягами	M16 – 3р	M16 – 2Н5С
Резьба метрическая для изделий из пластмасс	M24x1 – 10h8h	M24x1 – 9Н8Н
Резьба коническая дюймовая с углом профиля 60°	B ₂ – 3/8"	B _г – 3/8"
Резьба метрическая коническая	MK12x1,5	MK12x1,5
Резьба коническая вентилей и баллонов для газов	W19,2	W19,2
Трапецеидальная однозаходная резьба	Tr32x6 – 7e	Tr32x6 – 7H
Трапецеидальная многозаходная резьба	Tr20x4(P2) – 8e	Tr20x4(P2) – 8H
Упорная резьба	S80x10 – 7h	S80x10 – 7AZ
Трубная цилиндрическая резьба	G(1/2) – A/A	G(1/2) – A
Трубная коническая резьба	R 1 1/2	Rc 1 1/2
Круглая резьба	Rd12	Rd12

9.10. Контроль параметров резьбы

Основным методом контроля параметров резьбовых изделий в производственных условиях является контроль с помощью комплекта калибров. В комплект калибров для контроля наружной резьбы (рис.9.8) входят: проходной резьбовой калибр-кольцо (или калибр-скоба) *ПР* (контролирует приведенный средний диаметр и одновременно внутренний диаметр резьбы); непроходной резьбовой калибр-кольцо (или калибр-скоба) *НЕ* (контролирует наименьший средний диаметр); гладкий калибр-скоба (или калибр-кольцо) *ПР* (контролирует наибольший наружный диаметр резьбы) и гладкий калибр-скоба (или калибр-кольцо) *НЕ* (контролирует наименьший предельный размер наружного диаметра резьбы).

Комплект калибров для контроля параметров внутренней резьбы (рис. 9.9) содержит: проходной резьбовой калибр-пробку *ПР* (контроль приведенного среднего диаметра и одновременно наружного диаметра резьбы); непроходной резьбовой калибр-пробку *НЕ* (контроль наибольшего среднего диаметра внутренней резьбы); гладкий калибр-пробку *ПР* (контроль наименьшего предельного размера внутреннего диаметра резьбы) и гладкий калибр-пробку *НЕ* (контроль наибольшего предельного размера внутреннего диаметра внутренней резьбы).

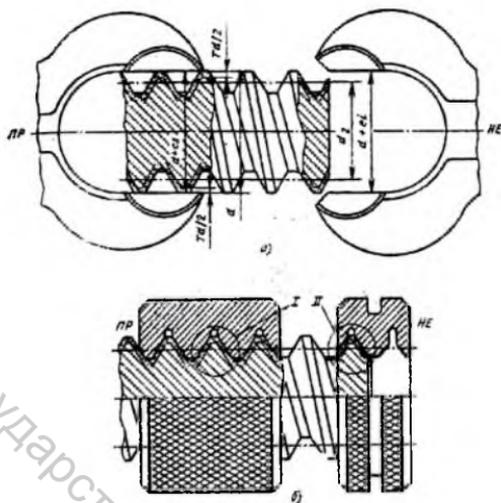


Рис. 9.8. Гладкие калибры-скобы (а) и резьбовые калибры-кольца (б) для контроля наружной резьбы

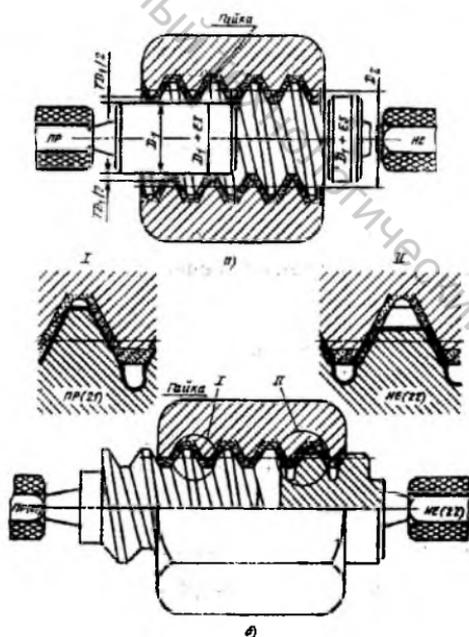


Рис. 9.9. Гладкие калибры-пробки (а) и резьбовые калибры-пробки (б) для контроля внутренней резьбы

Дифференцированный контроль резьбы

Этот метод осуществляется при помощи универсальных и специализированных измерительных инструментов и приборов. Надежные и достаточно точные средства и методы измерения отдельных параметров имеются только для наружных резьб.

Средний диаметр можно измерять в зависимости от требуемой точности на универсальном и инструментальном микроскопах методом трех или двух проволочек на контактных приборах и резьбовыми микрометрами. Измерения на микроскопах дают лучшие результаты при использовании измерительных ножей, так как при этом устраняются погрешности, вызываемые искажением изображения профиля вследствие влияния угла подъема резьбы. Для уменьшения погрешностей из-за ошибок угла наклона сторон профиля средний диаметр следует измерять между точками, где ширина канавки равна половине номинального шага. Чтобы снизить погрешности из-за ошибок шага и возможной неперпендикулярности оси детали линии измерения (из-за несоблюдения в микроскопах принципа Аббе), за действительный размер среднего диаметра принимают среднее арифметическое из результатов измерения по правым сторонам профиля, дающего размер больше действительного, и левым сторонам профиля, дающего размер меньше действительного (рис. 9.10).

Измерение среднего диаметра резьбы методом трех проволочек является наиболее распространенным и заключается в измерении размера M при помощи оптиметра, вертикального длиномера или микрометра (рис. 9.11, а).

Средний диаметр

$$d_2 = M - 2AC = M - 2(AD - CD), \quad (9.5)$$

Из геометрических построений следует, что

$$AD = AB + BD = \frac{d}{2} + \frac{d}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{d}{2} \left(1 + \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right);$$

$$CD = CK \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} = \frac{P \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}}{4}.$$

Подставляя значения AD и CD в формулу (9.5) получаем

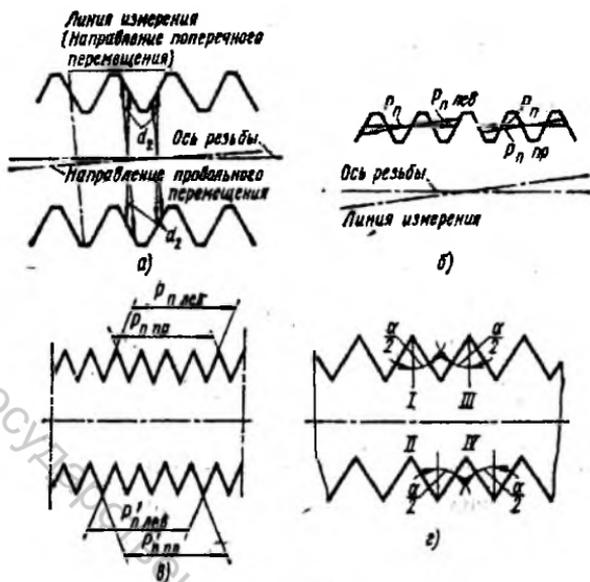


Рис. 9.10

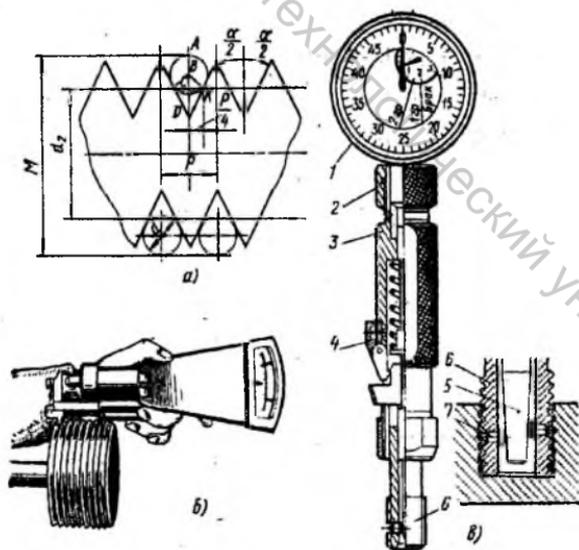


Рис. 9.11

$$d_2 = M - d \left(1 + \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right) + \frac{1}{2} P \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2}. \quad (9.6)$$

Для метрической резьбы формула (9.6) принимает вид

$$d_2 = M - 3d + 0,866P. \quad (9.7)$$

Чтобы исключить влияние погрешностей угла профиля, пользуются проволочками с так называемыми наивыгоднейшими диаметрами $d_{нз}$, при которых проволочка касается таких точек боковых сторон профиля резьбы, где ширина канавки равна половине номинального шага:

$$d_{нз} = \frac{P}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \text{ мм.} \quad (9.8)$$

При весьма точных измерениях следует учитывать погрешности диаметра проволочек, шага и половины угла профиля измеряемой резьбы, а также влияние угла подъема резьбы.

При небольшом числе витков пользуются методом двух проволочек. Крупные резьбы иногда измеряют методом одной проволочки с установкой контролируемой резьбовой детали на плите по наружной поверхности и с учетом действительного значения наружного диаметра резьбы. Для операционного контроля, контроля при ремонте и в других случаях неточного измерения среднего диаметра наружной резьбы применяют резьбовые микрометры со вставками.

Шаг резьбы контролируют главным образом на микроскопах (с ножами и без ножей), а также на проекторах. При этом, чтобы исключить систематическую погрешность от возможного перекоса оси изделия относительно линии измерения в горизонтальной плоскости, шаг следует определять по правым и левым сторонам профиля (см. рис.9.10. б); а чтобы избежать систематической погрешности от возможного перекоса изделия в вертикальной плоскости, шаг (при $P \leq 3$ мм) надо измерять как со стороны профиля, обращенной к наблюдателю, так и с противоположной стороны (см. рис. 9.10, в). Таким образом, за действительный размер P_n принимается среднее арифметическое из четырех измерений:

$$P_n = \frac{P_{нпр} + P_{нлев} + P_{ппр} + P_{плев}}{4}. \quad (9.9)$$

Для измерения шага резьбы деталей иногда применяют стандартные или накладные шагомеры (рис. 9.11,б).

Значения половины угла профиля можно определять на универсальном или инструментальном микроскопе или проекторе, чтобы исключить систематические ошибки, возникающие вследствие перекоса оси резьбы относительно линии измерения, контроль следует проводить в одном сечении, но с двух диаметрально противоположных сторон (рис. 9.10,г). В этом случае действительные значения половин угла профиля подсчитывают по формулам

$$\frac{\alpha}{2_{\text{пр}}} = \frac{\frac{\alpha}{2}(\text{III}) + \frac{\alpha}{2}(\text{IV})}{2};$$
$$\frac{\alpha}{2_{\text{лев}}} = \frac{\frac{\alpha}{2}(\text{I}) + \frac{\alpha}{2}(\text{II})}{2}; \quad (9.10)$$

Для проверки половины угла профиля крупных резьб (диаметром 100 мм и более) иногда пользуются накладными микроскопами.

10. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Большинство зубчатых передач машин и механизмов в зависимости от назначения можно разделить на следующие группы.

Отсчетные передачи входят в состав точных кинематических цепей измерительных приборов (часы, индикаторы часового типа, рычажно-зубчатые измерительные головки), счетно-решающих механизмов, следящих систем, делительных механизмов приспособлений, станков и т. п. Обычно указанные передачи работают при малых нагрузках и низких скоростях. Основное эксплуатационное требование — высокая точность и согласованность углов поворота ведомого и ведущего колес, т. е. высокая кинематическая точность. Чаще всего это небольшие зубчатые колеса малого модуля с небольшой длиной зуба.

Скоростные передачи входят в состав кинематических цепей различных коробок передач, редукторов турбин, двигателей и т. п. Работают при высоких скоростях (до 120 м/с) и достаточно больших мощностях. В этих условиях главное требование к зубчатой передаче — плавность работы, т. е. бесшумность и отсутствие вибраций. Безусловно, важна также полнота контакта зубьев. В основном это передачи с зубчатыми колесами средних размеров.

Силовые передачи работают в передаточных механизмах грузоподъемных, землеройных, строительных и дорожных машин, конвейеров, эскалаторов, механических вальцов и т. п. Они передают большие усилия при небольших скоростях. Основное требование — полнота контакта зубьев, особенно по длине зуба. Обычно это колеса большого модуля, часто с большой длиной зуба.

Отдельную группу образуют *передачи общего назначения*, к которым не предъявляют повышенные эксплуатационные требования ни по одному из трех рассмотренных выше направлений.

В стандартах все требования к зубчатым колесам и передачам разделены на четыре группы и названы нормами точности.

Нормы точности на зубчатые колеса и передачи представляют собой комплекс требований к геометрическим и функциональным характеристикам зубчатого колеса и передачи для оценки их точности в отношении определенного эксплуатационного признака. Нормами точности являются: нормы кинематической

точности; нормы плавности работы; нормы контакта зубьев зубчатых колес и передач.

Нормы кинематической точности устанавливают требования к таким параметрам колеса и передачи, которые вызывают неточности передачи за полный оборот колеса, т. е. характеризующим погрешности в угле поворота колеса за один его оборот по сравнению с тем, если бы вместо него находилось абсолютно точное колесо.

Нормы плавности относятся к таким параметрам колес и передач, которые также влияют на кинематическую точность, но проявляются многократно за один оборот колеса, т. е. один или несколько раз на каждом зубе. Эти требования имеют наибольшее значение для передач, работающих на больших скоростях, поскольку такие погрешности являются источником ударов, приводящих к появлению шума и вибрации.

Нормы контакта устанавливают требования к таким параметрам колес и передач, которые определяют величину поверхности касания зубьев сопрягаемых колес. Требования к контакту имеют особо важное значение для передач, которые передают большие нагрузки.

10.1. Кинематическая точность передачи

Для обеспечения кинематической точности предусмотрены нормы, ограничивающие кинематическую погрешность передачи и кинематическую погрешность колеса.

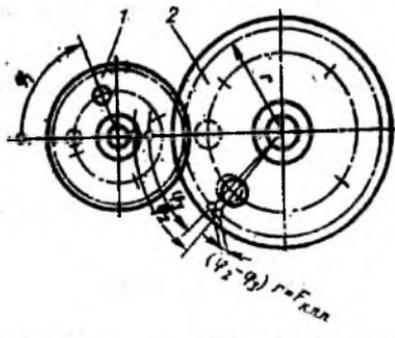


Рис. 10.1

Кинематической погрешностью передачи $F_{к.п.п}$ называют разность между действительным φ_2 и номинальным φ_3 углами поворота ведомого зубчатого колеса 2 (рис. 10.1) передачи, выраженную в линейных величинах длиной дуги его делительной окружности, т. е. $F_{к.п.п} = (\varphi_2 - \varphi_3)r$, где r — радиус делительной окружности ведомого колеса; $\varphi_3 = \varphi_1 z_1 / z_2$; φ_1 — действительный угол поворота

ведущего колеса; z_1 и z_2 – числа зубьев соответственно ведущего 1 и ведомого 2 колес.

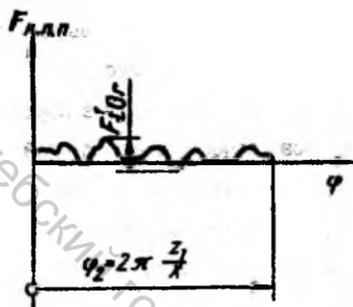


Рис. 10.2

Наибольшая кинематическая погрешность передачи $F_{k,ог}$ определяется наибольшей алгебраической разностью значений кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес (рис. 10.2). Здесь и далее штрихом обозначены погрешности, соответствующие однопрофильному зацеплению.

Полный цикл совершается в пределах числа оборотов большего зубчатого колеса, равного частному от деления числа зубьев меньшего зубчатого колеса на общий наибольший делитель числа зубьев обоих зубчатых колес передачи, т. е. на угол $\varphi_2 = 2\pi z_1/x$. Например, при $z_1 = 30$ и $z_2 = 60$ общий наибольший делитель $x = 30$ и

$$\varphi_2 = 2\pi \cdot 30/30 = 2\pi. \quad (10.1)$$

Кинематическую погрешность можно определить с помощью кинематометра (рис. 10.3). На схеме кинематометра зубчатые колеса 1 и 6 связаны со стеклянными дисками 2 и 5, сигналы от которых обрабатывает преобразователь 3, а отображение измерительной информации осуществляет устройство 4.

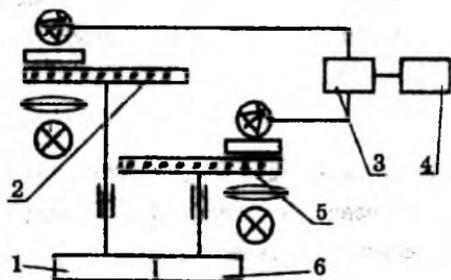


Рис. 10.3

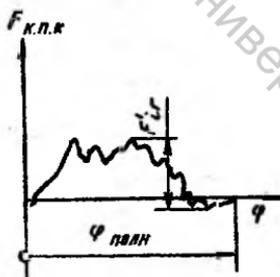


Рис. 10.4

Кинематической погрешностью зубчатого колеса $F_{кл,к}$ называют разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота зубчатого колеса на его рабочей оси, ведомого точным (измерительным) колесом при номинальном взаимном положении осей вращения этих колес; ее выражают в линейных величинах длиной дуги делительной окружности (рис. 10.4). Под рабочей осью понимают ось колеса, вокруг которой оно вращается в передаче. При назначении требований к точности колеса относительно другой оси (например, оси отверстия), которая может не совпадать с рабочей осью, погрешность колеса будет другой, что необходимо учитывать при установлении точности передачи. Все точностные требования установлены для колес, находящихся на рабочих осях.

Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса F'_{ir} — наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах угла $\varphi_{полн}$ полного оборота (см. рис. 10.4).

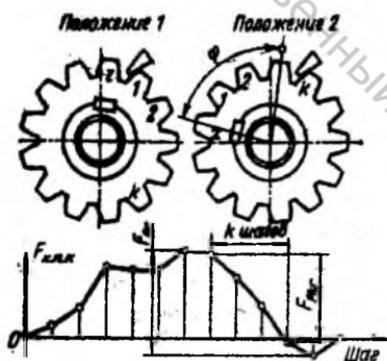


Рис. 10.5

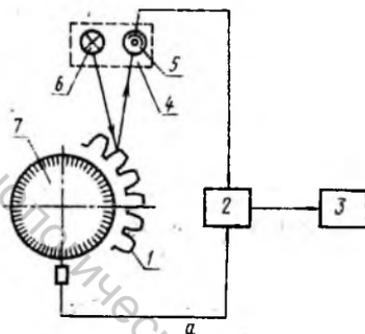


Рис. 10.6

Накопленная погрешность k шагов $F_{ПКг}$ (рис. 10.5) — наибольшая разность дискретных значений кинематической погрешности зубчатого колеса при номинальном его повороте на k целых угловых шагов:

$$F_{ПКг} = (\varphi - k \cdot 2\pi / z) r, \quad (10.2)$$

где φ — действительный угол поворота зубчатого колеса; z — число зубьев зубчатого колеса; $k2\pi/z$ — номинальный угол поворота колеса ($k \geq 2$ — число целых угловых шагов); r — радиус делительной окружности колеса. Допуск на накопленную погрешность k шагов обозначают $F_{ПК}$.

Измерение параметров кинематической погрешности колеса осуществляется при его непрерывном вращении (рис. 10.6). В процессе вращения

измеряемого колеса 1 в электронный блок 2 прибора поступают импульсы от кругового фотоэлектрического датчика 7, установленного на одной оси с измеряемым колесом. Второй сигнал, указывающий определенное положение измеряемого зуба колеса, поступает от линейного экстремального фотоэлектрического преобразователя 4 (светового упора). Световой упор определяет постоянство положения профилей проверяемого колеса, т. е. производится бесконтактное фиксирование положения зуба колеса в процессе измерения. Световой упор 4 состоит из источника света 6, направляющего параллельный пучок лучей на поверхность зубьев, и светоприемника 5. Отраженный от поверхности зуба световой поток, в момент определенного положения поверхности зуба колеса относительно упора, соответствующий максимуму по отражению потока, воспринимается фотозлементом 3, выдающим сигнал в электронный блок 2 прибора. В электронном блоке происходит обработка сигналов от кругового преобразователя, связанного с проверяемым колесом (образцовый сигнал), и сигналов светового упора, и на самописец выдается сигнал.

Накопленная погрешность шага зубчатого колеса F_{Pr} — наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей в пределах зубчатого колеса (см. рис. 10.5). Допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса обозначают F_{Pr}'

Радиальное биение зубчатого венца F_r — разность действительных предельных положений исходного контура в пределах зубчатого колеса (от его рабочей оси).

Радиальное биение зубчатого венца ограничивается допуском F_r . Практически F_r определяется разностью расстояний от рабочей оси колеса до постоянных хорд \bar{S}_c зубьев (рис. 10.7 а).

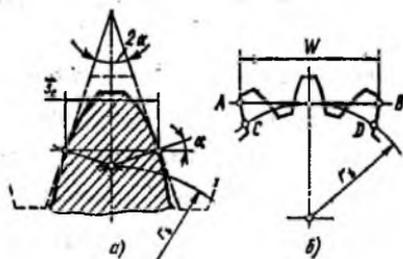


Рис. 10.7

Длина общей нормали зубчатого колеса W — расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям А и В зубьев колеса (рис. 10.7, б);

$$W = \overline{AB} \approx \overline{CD}, \quad (10.3)$$

где AB — касательная к дуге CD .

Общая нормаль к эвольвентным профилям является одновременно касательной к основной окружности.

Колебанием длины общей нормали F_{vw} называют разность между наибольшей и наименьшей действительными длинами общей нормали в одном и том же зубчатом колесе:

$$F_{vw} = W_{наиб} - W_{наим} \quad (10.4)$$

Эта погрешность ограничена допуском F_{vw} .

Схема измерения радиального биения показана на рис. 10.8, а, схема измерения длины общей нормали приведена на рис. 15.7, б.

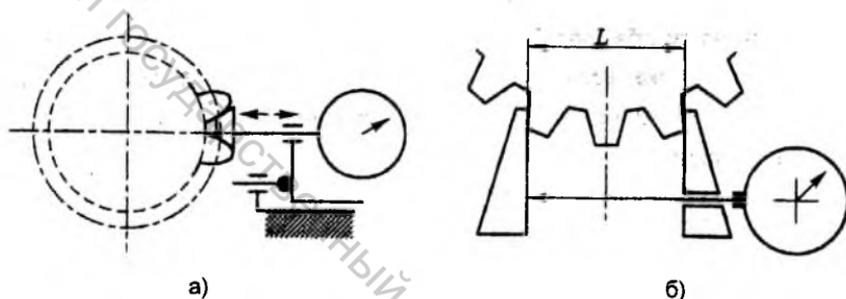


Рис. 10.8

10.2. Плавность работы передачи

Эта характеристика передачи определяется параметрами, которые циклически проявляются за оборот колеса и составляют часть кинематической погрешности.

Под *циклической погрешностью передачи* f_{zkr} (рис. 10.9, а) и *зубчатого колеса* f_{zkr} (рис. 10.9, б) понимают удвоенную амплитуду гармонической составляющей кинематической погрешности, соответственно, передачи или колеса. Для ограничения циклической погрешности установлены допуски: f_{zko} – на циклическую погрешность передачи и f_{zk} – на циклическую погрешность зубчатого колеса.

Местные кинематические погрешности передачи f'_{io} и *зубчатого колеса* f'_{i} определяются наибольшей разностью между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности передачи или зубчатого колеса за полный цикл вращения колес передачи или в пределах оборота колеса $\varphi_{полн}$ (рис. 10.10, а). Эти погрешности ограничиваются допусками соответственно f'_{io} и f'_{i} .

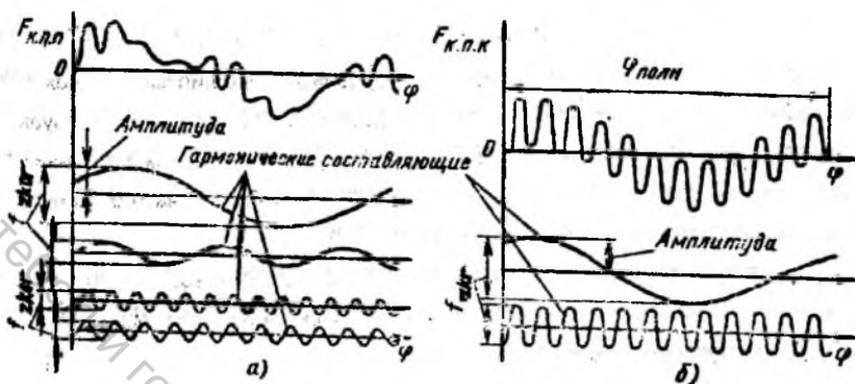


Рис. 10.9

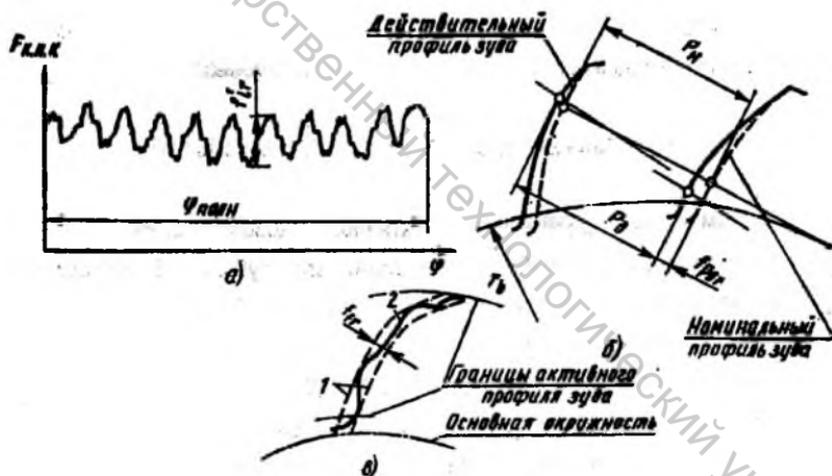


Рис. 10.10

Под отклонением шага углового f_{fr} понимают кинематическую погрешность зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг. Отклонение шага зацепления f_{pr} — разность между действительным P_d и номинальным P_n шагами зацепления (рис. 10.10, б). Действительный шаг зацепления P_d равен кратчайшему расстоянию между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатого колеса. Его определяют в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев в плоскости, касательной к основному

цилиндру (рис. 10.10, б).

Погрешность профиля зуба f_{fr} (рис. 10.10, в) – расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными торцовыми профилями 1, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль 2 зуба колеса. Под действительным торцовым профилем зуба понимают линию пересечения действительной боковой поверхности зуба зубчатого колеса плоскостью, перпендикулярной к его рабочей оси.

Измерение местной кинематической погрешности колеса и передачи, циклической погрешности колеса и передачи осуществляют по результатам измерения кинематической погрешности.

Измерение шага зацепления и отклонения шага зубчатого колеса производится чаще всего накладными приборами.

Погрешности профиля зубьев измеряют с помощью специальных приборов – эвольвентомеров, основанных на сопоставлении теоретических эвольвентных кривых и реальных кривых контролируемых зубьев.

10.3. Параметры контакта зубьев в передаче

Пятном контакта называется часть активной боковой поверхности зуба колеса, на которой располагаются следы прилегания его к зубьям парного колеса после вращения собранной передачи при легком торможении, обеспечивающем непрерывный контакт зубьев колес.

Пятно контакта проверяют при однопрофильном зацеплении. По стандарту величину пятна принято определять его относительными размерами в процентах (рис. 10.11, а): по длине зуба — отношением расстояния a между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов c , превосходящих значение модуля зуба, к полной длине зуба b , т. е.

$$\frac{a-c}{b}100\%; \quad (10.5)$$

по высоте зуба – отношением средней высоты следов прилегания h_m к высоте зуба, соответствующей активной боковой поверхности h_p , т. е.

$$\frac{h_m}{h_p}100\%. \quad (10.6)$$

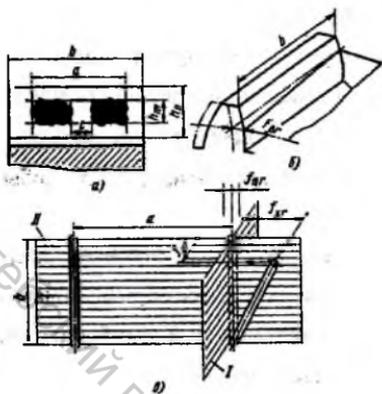


Рис. 10.11

К погрешностям, влияющим на размеры пятна контакта зубьев, относятся следующие.

Погрешность направления зуба F_{gr} — расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными делительными линиями зуба (рис.10.11, б), между которыми располагается действительная делительная линия зуба, соответствующая рабочей

ширине венца; погрешность ограничивается допуском F_B .

Непараллельность f_{xr} осей колес — это непараллельность проекций рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость II, в которой лежит одна из осей и точка второй оси в средней плоскости передачи (рис. 10.11, в). Значение f_{xr} определяется в линейных единицах на длине, равной ширине венца, и ограничивается допуском f_x .

Перекося осей колес f_{yr} — это непараллельность проекций осей колес в передаче на плоскость I, проходящую через одну из осей и перпендикулярную плоскости II, в которой лежат эта ось и точка второй оси в средней плоскости (рис. 10.11, в). Значение f_{yr} определяется в линейных единицах на длине, равной рабочей ширине венца, и ограничивается допуском f_y .

10.4. Степени точности зубчатых колес

Стандартами установлено 12 степеней точности изготовления зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания точности числами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12. Степени 1 и 2 не содержат в настоящее время числовых значений допусков.

В таблицах стандартов даны допуски и отклонения по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев.

В зависимости от назначения зубчатых колес допускается комбинирование норм кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев разных степеней точности. Например, если передача является отсчетной, то для норм

кинематической точности можно назначить более высокую степень точности по сравнению с нормами плавности и контакта зубьев. При этом надо учитывать следующее установленное стандартом ограничение: нормы плавности могут быть не более, чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев можно назначать по любым степеням более точными, чем нормы плавности.

В стандартах предусмотрено значительное число степеней точности, которые могут обеспечить точностные требования к разнообразным зубчатым колесам от самых точных до грубых. Так, степени точности 3, 4 и 5, содержащие малые по значению допуски, уже нашли применение при изготовлении измерительных колес. При этом измерительные колеса 3-й степени служат для контроля колес 5-й и 6-й степеней точности, измерительные колеса 4-й степени точности для контроля колес 7-й степени точности и измерительные колеса 5-й степени точности для контроля колес 8-й и 9-й степеней точности.

Выбор степени точности зубчатого колеса зависит от окружной скорости, передаваемой мощности, требований к кинематической точности, плавности, бесшумности, долговечности и т. п.

Выбор степени точности изготовления параметров колеса можно выполнить следующими способами.

1. Расчетом:

- а) степень точности кинематических параметров колеса можно определить кинематическим расчетом погрешностей всей передачи;
- б) степень точности параметров плавности можно определить расчетом динамики передачи, вибраций и шумовых явлений;
- в) степень точности параметров, характеризующих полноту контакта зубьев, можно найти расчетом на прочность и долговечность.

Соответствие полученных расчетом степеней точности условиям эксплуатации необходимо проверить на опытной партии зубчатых колес.

2. На зубчатые колеса можно перенести степень точности, установленную ранее для аналогичных зубчатых колес, работающих в каких-либо других действующих приборных устройствах и удовлетворяющих предъявляемым к ним эксплуатационным требованиям, аналогичным требованиям, предъявляемым к рассматриваемым зубчатым колесам. В этом случае проверки зубчатых колес не требуется.

10.5. Виды сопряжений зубьев в передаче

Для устранения возможного заклинивания при нагреве передачи, обеспечения условий протекания смазочного материала и ограничения мертвого хода при реверсировании отсчетных и делительных реальных передач они должны иметь боковой зазор j_n (между нерабочими профилями зубьев сопряженных колес). Этот зазор необходим также для компенсации погрешностей изготовления и монтажа передачи и для устранения удара по нерабочим профилям, который может быть вызван разрывом контакта рабочих профилей вследствие динамических явлений.

Боковой зазор определяют в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев, в плоскости, касательной к основным цилиндрам (рис. 10.12).

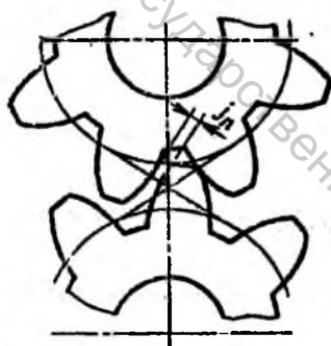


Рис. 10.12

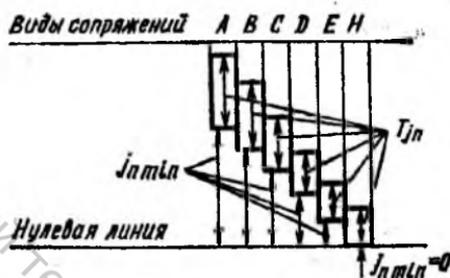


Рис. 10.13

Система допусков на зубчатые передачи устанавливает гарантированный боковой зазор $j_{n \min}$, которым является наименьший предписанный боковой зазор, не зависящий от степени точности колеса и передачи. Известно, что далеко не всегда точная передача должна иметь малые зазоры. Например, наиболее точные передачи скоростных редукторов турбин изготавливают с весьма большими боковыми зазорами, что необходимо для компенсации температурных деформаций, деформации колес от центробежных сил и для свободного протекания смазочного материала.

Для удовлетворения требований различных отраслей промышленности, независимо от степени точности изготовления колес передачи, предусмотрено шесть видов сопряжения, определяющих различные значения $j_{n \min}$ (рис. 10.13). Сопряжения A, B, C, D, E, H применяют соответственно для степеней точности по нормам плавности работы: 3—12; 3—11; 3—9; 3—8; 3—7; 3—7. Для сопряжения

вида $H_{jn\ min} = 0$. Сопряжение вида B гарантирует минимальный, боковой зазор, при котором исключается возможность заклинивания стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур колес и корпуса $25\ ^\circ\text{C}$.

На боковой зазор установлен допуск T_{jn} , определяемый разностью между наибольшим и наименьшим зазорами. По мере увеличения бокового зазора увеличивается допуск T_{jn} . Установлено восемь видов допуска T_{jn} на боковой зазор: x, y, z, a, b, c, d, h . Видам сопряжения H и E соответствует вид допуска h , видам сопряжений D, C, B и A — соответственно виды допусков d, c, b и a . Соответствие видов сопряжения и видов допусков T_{jn} допускается изменять, используя при этом и виды допуска z, y и x . В результате увеличения температуры при работе передачи размеры колес увеличиваются в большей степени, чем расстояние между их осями, поэтому боковой зазор уменьшается. Боковой зазор $J_{n\ min}$ необходим для компенсации температурных деформаций.

10.6. Обозначение параметров зубчатых колес на чертежах

На поле чертежа в правом верхнем углу располагается таблица, содержащая необходимые данные для изготовления зубчатого колеса. В таблице указывается: модуль, число зубьев, исходный контур, коэффициент смещения, условное обозначение норм точности, длина общей нормали, делительный диаметр. Примеры условного обозначения норм точности:

7 – С ГОСТ 1643-81 – цилиндрическая передача со степенью точности 7 по всем трем нормам с видом сопряжения зубчатых колес C и видом допуска на боковой зазор (вид допуска c);

8 – 7 – 6- Ва ГОСТ 1643-81 – цилиндрическая передача со степенью точности 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 по нормам плавности, со степенью 6 по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения B , видом допуска на боковой зазор a .

11. РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

11.1. Основные термины и определения

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 их 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.

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.

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. 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.

11.2. Классификация размерных цепей

Размерные цепи классифицируются по ряду признаков (табл. 11.1)

Таблица 16.1

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

Один и тот же механизм, даже одна деталь, могут иметь несколько размерных цепей. Например, размерные цепи, определяющие зазор между полумуфтами и соосность валов привода (рис. 11.1). Размерные цепи обозначают прописными буквами латинского алфавита А, В, С и т.д.

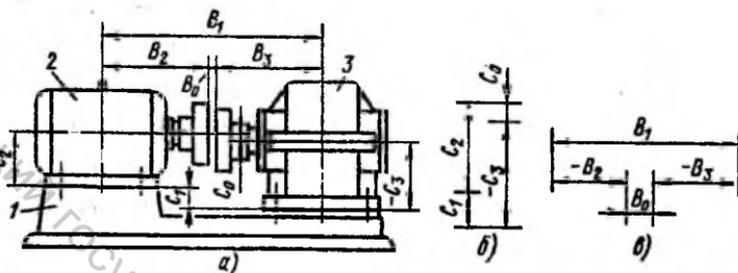


Рис. 11.1

Звенья, образующие размерную цепь, обозначают буквой, принятой для размерной цепи, с порядковыми цифровыми индексами: A_1, A_2, \dots, A_n ; B_1, B_2, \dots, B_n и т.д. Условные обозначения при определении параметров и в общих формулах для расчета размерных цепей даны далее для размерной цепи А, в обозначениях параметров, относящихся к другим цепям, букву А заменяем буквой, присвоенной соответствующей размерной цепи.

При проектировании и сборке данного привода возникают две основные конструкторские и технологические задачи:

1. определение зазора V_0 (рис. 11.1, а, в) между полумуфтами электродвигателя 2 и редуктора 3 (необходимым для компенсации осевых погрешностей расположения и тепловых деформаций валов этих механизмов);
2. определение отклонения от соосности валов C_0 (рис. 11.1, б).

Зазор V_0 , получающийся после установки на плите 1 механизмов 2 и 3, зависит от размеров B_1, B_2 и B_3 ; с увеличением размера B_1 зазор увеличивается; с увеличением размеров B_2 и B_3 зазор уменьшается. Перечисленные размеры образуют замкнутый контур и величины их взаимосвязаны. Размеры B_1, B_2, B_3 и V_0 образуют размерную цепь В; зазор V_0 в этой цепи является замыкающим, а остальные размеры составляющими (размер B_1 – увеличивающий, размеры B_2 и B_3 – уменьшающие).

Отклонение валов от соосности определяется замыкающим размером C_0 , последним в размерной цепи С и зависящим от соотношения увеличивающих

размеров C_1 и C_2 и уменьшающего размера C_3 .

11.3. Цели расчета 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 цели.

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 постановки 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.

11.4. Методы расчета

При расчете размерных цепей встречаются две основные задачи:

1. по установленным размерам и допускам составляющих звеньев определяют номинальный и предельные размеры исходного звена, его допуск и предельные отклонения;
2. по установленным размерам, отклонениям и допуску исходного размера определяют предельные размеры, отклонения и допуски составляющих размеров.

Первая задача

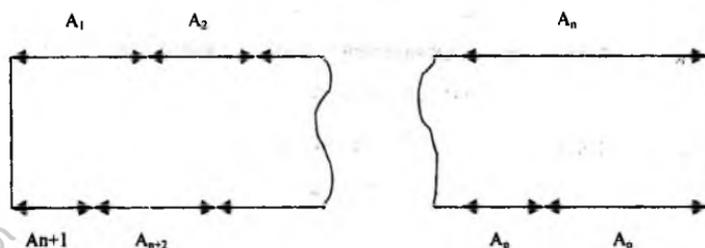


Рис. 11.2

Размерную цепь в общем виде можно представить в виде контура (Рис. 11.2).

Номинальный размер замыкающего звена по условию замкнутости контура равен:

$$A_o = \sum_{j=1}^n A_{j,yв} - \sum_{j=n+1}^p A_{j,yм}, \quad (11.1)$$

где n – число увеличивающих, а p – число уменьшающих звеньев.

Предельные размеры замыкающего звена $A_{o,max}$, $A_{o,min}$ соответственно равны:

$$A_{o,max} = \sum_{j=1}^n A_{j,yв,max} - \sum_{j=n+1}^p A_{j,yм,min}, \quad (11.2)$$

$$A_{o,min} = \sum_{j=1}^n A_{j,yв,min} - \sum_{j=n+1}^p A_{j,yм,max}, \quad (11.3)$$

где $A_{j,yв,max}$, $A_{j,yв,min}$, $A_{j,yм,max}$, $A_{j,yм,min}$ предельные размеры соответственно увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Почленно вычитая из (11.2) выражение (11.3)

$$A_{o,max} - A_{o,min} = \left(\sum_{j=1}^n A_{j,yв,max} - \sum_{j=1}^n A_{j,yв,min} \right) + \left(\sum_{j=n+1}^p A_{j,yм,max} - \sum_{j=n+1}^p A_{j,yм,min} \right).$$

При этом $A_{o,max} - A_{o,min} = TA_o$,

$$\sum_{j=1}^n A_{j,yв,max} - \sum_{j=1}^n A_{j,yв,min} = \sum_{j=1}^n TA_{yв}$$

$$\sum_{j=n+1}^p A_{j,yм,max} - \sum_{j=n+1}^p A_{j,yм,min} = \sum_{j=n+1}^p TA_{yм}$$

$$\text{Тогда } TA_0 = \sum_{j=1}^n TA_{ув.} + \sum_{j=n+1}^p TA_{ум.} \quad (11.4)$$

Пусть m – общее число всех звеньев, включая и исходное. Тогда

$$m-1 = n+p \quad (11.5)$$

С учетом (11.5) выражение (11.4) примет вид:

$$TA_0 = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j, \quad (11.6)$$

где TA_j – допуск J -ого составляющего звена размерной цепи.

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

Анализируя формулу (11.6), можно наметить основные пути повышения точности замыкающего звена:

- уменьшение допусков каждого из составляющих звеньев;
- сокращение числа звеньев размерной цепи.

Вторая задача

При решении второй задачи допуски составляющих размеров определяют по заданному допуску исходного размера TA_0 одним из следующих способов.

Способ равных допусков

На составляющие размеры назначают примерно равные допуски, руководствуясь средним допуском

$$TA_j = TA_0 / (m-1) \quad (11.7)$$

По найденному значению TA_j устанавливают допуски на составляющие размеры, учитывая величину и ответственность каждого размера. При этом должны быть выполнены следующие условия:

- принятые допуски должны соответствовать стандартным допускам;
- сумма допусков составляющих размеров должна равняться допуску исходного размера.

Если при стандартных допусках равенство не может быть обеспечено, то на один составляющий размер устанавливают нестандартный допуск, определяя его значение по формуле. Способ равных допусков прост и дает хорошие результаты, если номинальные размеры составляющих звеньев размерной цепи находятся в одном интервале.

Способ одного качества

При этом способе на размеры всех составляющих звеньев назначают допуски по одному качеству с учетом номинальных размеров звеньев. Качество определяют по числу единиц допуска

$$a = T A_o / \sum_{j=1}^{m-1} i_j \quad (11.8)$$

По найденному числу единиц допуска a подбирают ближайший стандартный допуск, по которому назначают допуски составляющих размеров. При этом сумма допусков составляющих звеньев по выбранному стандартному допуску не должна превышать допуск исходного звена.

12. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ

12.1. Термины и определения

Измерение – нахождение физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств.

Виды измерений

- *Прямое* – измерение, при котором искомое значение величины находят непосредственно из опытных данных;
- *Косвенное* – измерение, при котором искомое значение величины находят на основании известной зависимости между этой величиной и величинами, подвергаемыми прямым измерениям;
- *Абсолютное* – измерение, основанное на прямых измерениях одной или нескольких основных величин и (или) использовании значений физических констант;
- *Относительное* – измерение отношения величины к одноименной величине, играющей роль единицы, или измерение величины по отношению к одноименной величине, принимаемой за исходную.

Единство измерений – такое состояние измерений, при котором их результаты выражены в узаконенных единицах, а погрешности измерений известны с заданной вероятностью.

Точность измерений – качество измерений, отражающее близость их результатов к истинному значению измеряемой величины.

Погрешность измерения – отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины.

Измерения осуществляют с помощью технических средств (рис. 12.1)

12.2. Меры

Мера – средство измерения, предназначенное для воспроизведения физической величины заданного размера. В машиностроении широкое применение нашли *меры длины и угловые*. В качестве мер длины применяются *концевые меры и штриховые*.

Концевые меры длины представляют собой набор прямоугольных параллелепипедов длиной до 1000 мм. Благодаря способности к притираемости,

концевые меры можно собирать в блоки нужных размеров. Концевые меры изготавливают следующих классов точности: 00, 01, 0, 1, 2, 3.

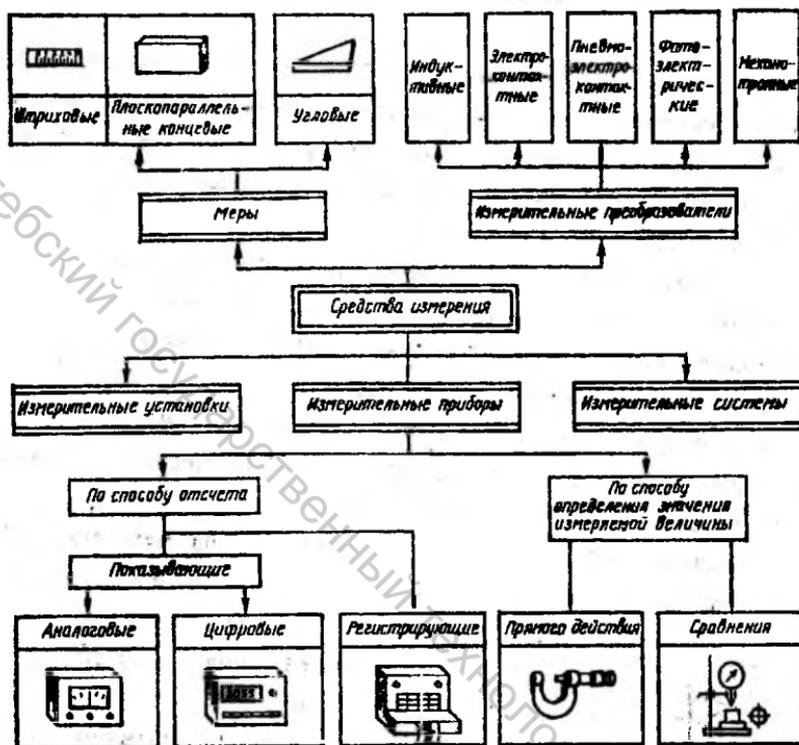


Рис. 12.1

Штриховые меры длины – меры, размер которых определяет расстояние между осями двух штрихов, нанесенных перпендикулярно к продольной оси меры. К штриховым мерам относятся брусковые меры, линейки, рулетки.

Угловые меры – предназначены для контроля наружных и внутренних углов инструментов, изделий, поверки приборов. Угловые меры выпускают с одним рабочим углом, с тремя, четырьмя рабочими углами и многогранные. Притирая угловые меры, можно в широких пределах изменять номинальные значения углов.

12.3. Измерительные приборы

Измерительный прибор – средство измерений, предназначенное для выработки сигнала измерительной информации в форме, доступной для непосредственного восприятия наблюдателем. В машиностроении нашли

применение механические, оптико-механические и пневматические приборы.

Механические измерительные приборы условно можно разделить на две группы:

- Приборы, используемые непосредственно для измерения различных геометрических параметров (штанген-, микрометрические инструменты)
- Приборы, используемые в сочетании с предметными столиками, плитами, стойками, штативами и другими приспособлениями (измерительные головки).

В основу штангенинструментов положено нониусное устройство, включающее две линейки: основная линейка с делениями 1 мм (штанга) и вспомогательная линейка (нониус), перемещающийся по основной линейке. Нониус позволяет отсчитывать доли деления основной шкалы.

Микрометрические инструменты основаны на применении пары винт-гайка, преобразующей вращательное движение в поступательное. Измерение осуществляется методом непосредственной оценки.

Измерительные головки в зависимости от типа механизма передачи делятся на рычажные, с зубчатой, рычажно-зубчатой и с пружинной передачей.

Головки с рычажной передачей (миниметры) имеют цену деления 1, 2, 5, 10 мкм.

Конструкция миниметра основана на применении неравноплечого рычага (рис.12.2). Малым плечом a является расстояние между подвижной 2 и неподвижной 4 ножевыми опорами, которые входят в V-образные вырезы составной призмы 3. Перемещая верхнюю часть этой призмы относительно нижней, можно установить такую длину плеча a (1,0; 0,5; 0,2 или 0,1 мм), которая необходима для получения требуемого передаточного отношения (100, 200, 500 или 1000).

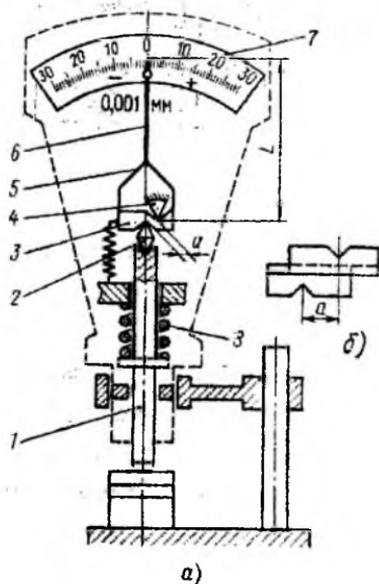


Рис. 12.2

Большим плечом является расстояние L от конца стрелки 6 до опорного ножа 4. Перемещение измерительного стержня 1 передается качающейся опоре 2,

которая поворачивает призму 3 вокруг острия неподвижной опоры 4. При этом происходит поворот рамки 5 и связанной с ней стрелки 6 относительно шкалы 7.

Головки с зубчатой передачей (индикаторы часового типа) имеют диапазон измерений 0-2, 0-5, 0-10 мм и цену деления 0,01 мм (рис. 12.3). Принцип действия головки состоит в следующем.

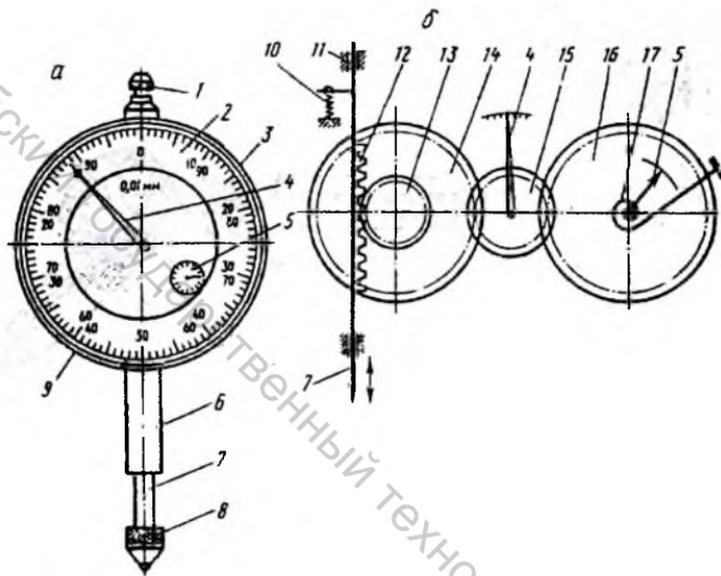


Рис. 12.3

На измерительном стержне 7 нарезана зубчатая рейка 12, находящаяся в постоянном зацеплении с зубчатым колесом 13. Измерительный стержень 7 перемещается в направляющих 11, запрессованных в гильзу 6 корпуса 9, и прижимается к измеряемой поверхности пружиной 10 с измерительным усилием (0,8—2 Н). При перемещении измерительного стержня 7 нарезанная на нем рейка 12 поворачивает колесо 13 и сидящее с ним на одной оси большое колесо 14. В свою очередь колесо 14 находится в зацеплении с центральным колесом 15, поворачивает его и центральную стрелку 4, закрепленную на оси колеса 15. В схему индикатора введена спиральная пружина 17 (волосок), закрепленная на оси колеса 16. Волосок обеспечивает касание всех зубчатых колес и рейки только одной стороной бокового профиля при прямом и обратном ходе стержня. Такое решение позволяет исключить влияние бокового зазора в зубчатых зацеплениях на точность измерения.

Головки с рычажно-зубчатой передачей включают рычажную и одну или две зубчатые передачи. Кинематическая схема представлена на рис. 12.4.

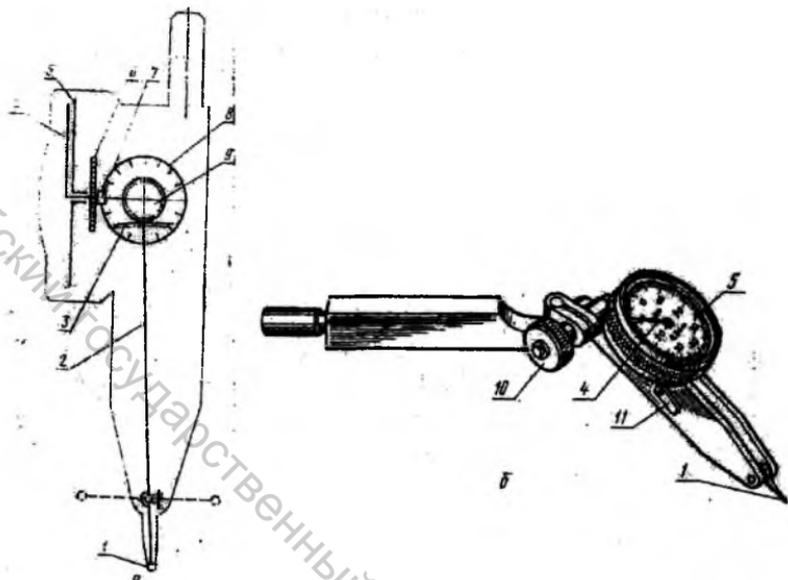


Рис. 12.4

В рычажно-зубчатом индикаторе измерительный наконечник 1 расположен непосредственно на конце малого плеча рычажной передачи. На конце большого плеча 2 рычажной передачи находится зубчатый сектор 3, зацепляющийся с трибом 9, на оси которого располагается зубчатое колесо 8. На торце колеса 8 нарезаны зубья (торцовое зубчатое колесо). Колесо 8 зацепляется с трибом 7, на оси которого располагается стрелка 4, с помощью которой производится отсчет по шкале 5. Зацепление зубчатых передач по одним рабочим профилям осуществляется, как и у индикатора часового типа, с помощью «волоска» 6, расположенного на одной оси с трибом 7.

Используя рычаги в начале кинематической цепи механизма передачи, представляется возможным уменьшить цену деления до 0,001 и 0,002 мм.

Пружинные измерительные головки (микрораторы) не содержат кинематических пар с внешним трением, поэтому они отличаются малой погрешностью и применяются для измерения размеров 5-ого и 6-ого классов. Основу этих головок составляет латунная плоская лента 3, завитая от ее середи-

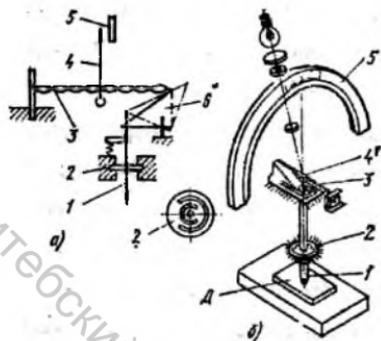


Рис. 12.5

а — микрокатор

б - оптикатор

ны в разные стороны (рис. 12.5). Один конец ленты жестко закреплен, второй — присоединен к подвижному угольнику 6. В середине ленты прикреплена либо стрелка 4 (у микрокатора или микатора), либо зеркальце 4' (у оптикатора). При перемещении измерительного наконечника 1, подвешенного на мембранах 2, угольник 6 поворачивается относительно пружинной подвески, растягивает пружинную ленту 8, и последняя, раскручиваясь, перемещает стрелку или зеркальце.

Для отсчета показаний служит шкала 5. У оптикаторов световой пучок проецируется на зеркальце с помощью конденсора. Благодаря дополнительной оптической системе чувствительность оптикатора в 2 раза выше, чем у микрокатора. Преимущества приборов с пружинной передачей: простота конструкции, высокая долговечность (гарантируется 700 тыс. условных измерений), высокая точность (до $\pm 0,02$ м км), безынерционность и возможность автоматизации контроля при использовании фотоэлементов.

Оптико-механические приборы разнообразны по конструктивному исполнению и принципу действия. К таким приборам относятся: *рычажно-оптические, длинномеры, интерференционные и проекционные приборы.*

Принцип действия рычажно-оптических приборов (оптиметров) основан на получении автоколлимационного изображения от качающегося зеркала, жестко связанного с измерительным стержнем, находящимся в контакте с измеряемой поверхностью.

Поток лучей направляется в трубку через зеркало 4 (рис. 12.6) и, проходя через призму 3, освещает шкалу на пластинке 1. Изображение шкалы разворачивается призмой 10 на 90° для обеспечения компактности трубки и удобства работы с ней. Пройдя через объектив 9 в той части его поверхности, которая смещена относительно оси объектива, изображение шкалы попадает на зеркало 8 и, отразившись от него, попадает по другую сторону от оси объектива d . После этого изображение шкалы опять отражается через другой участок призмы 10 и попадает

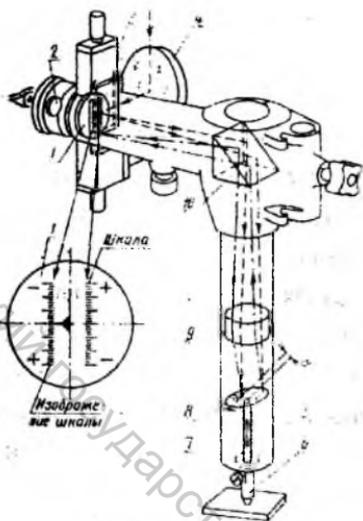


Рис. 12.6

на пластинку 1, но в ту зону, где на пластинке нанесен указатель в виде стрелки. Это изображение шкалы наблюдается оператором через окуляр 2 вместе с указателем. Зеркало 8 закреплено в корпусе на шарнире, состоящем из пластины 5 и двух шариков. Измерительный стержень 7 имеет на одном конце измерительный наконечник 6, а на другом конце — сферу, которой стержень 7 контактирует с качающимся зеркалом 8. Расстояние от опоры зеркала до оси стержня a является механическим плечом рычажной передачи трубки, а остальные рычаги являются оптическими.

При перемещении стержня 7 поворачивается зеркало 8, и изображение шкалы смещается относительно неподвижного указателя (стрелки).

Таким образом, в принципе трубка оптиметра аналогична рычажным головкам с первым механическим рычагом и последующим оптическим с использованием принципа автоколлимации.

Оптический длинномер — прибор для измерения линейных размеров сравнением со значением по шкале, встроенной в этот прибор, которая перемещается вместе с измерительным стержнем и отсчетом дробных значений шкалы с помощью нониуса, встроенного в специальный окулярный или проекционный микроскоп.

Прибор устроен следующим образом (рис. 12.7, а). Миллиметровая шкала 6 находится в пинולי 5. На конце пинолы установлен наконечник 4, контактирующий с измеряемой деталью, расположенной на столе 3. В корпусе встроен неподвижный диск 8, на котором выполнена шкала с ценой деления 0,1 мм. Дополнительно в корпусе с возможностью поворота вокруг своей оси встроен диск 10, на котором выполнена двойная спираль с шагом 0,1 и круговая шкала с ценой деления 0,001 мм. Миллиметровая шкала 6, неподвижный диск 18 и поворотный диск 10 выполнены из прозрачного материала. Свет от лампы 1 проецирует одновременно

в окуляр 11 изображение трех шкал. Таким образом, в окуляр 11 прибора оператор наблюдает (рис. 12.7, б) плоское совмещенное изображение основной шкалы 1 с интервалом 1 мм, неподвижной шкалы 2 с интервалом 0,1 мм и круговой вращающейся шкалы 3 с ценой деления 0,001 мм. При отсчитывании значения размера вращают диск с микронной ценой деления шкалы 3 до совпадения просвета спирали с делением основной шкалы 1 и отсчитывают значения в миллиметрах по основной шкале, значения по шкале 2, соответствующие десятым долям миллиметра, и по шкале 3 отсчитывают сотые и тысячные доли миллиметра.

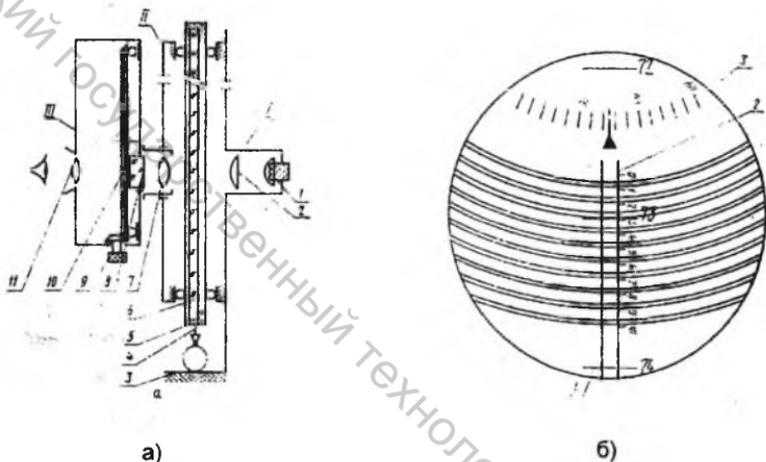


Рис. 12.7

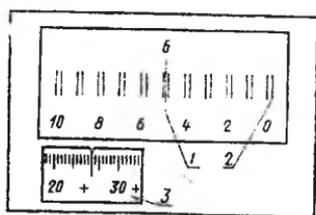


Рис. 12.8

В длинномерах с проекционным отсчетом снятие показаний аналогично. В одной плоскости (рис. 12.8) проецируется основная шкала 1 с ценой деления 1 мм, неподвижная шкала 2 (шкала с двойными штрихами) и шкала 3 сотых и тысячных долей миллиметра. Диапазон показаний – 100 мм, диапазон измерений до 500 мм.

Интерферометр – измерительный прибор, основанный на интерференции света. В интерферометрах пучок света с помощью специального устройства разделяется в пространстве на два или более когерентных пучка, которые проходят различные оптические пути, а затем сводятся. В месте схождения пучков и происходит интерференция, которая проявляется в виде чередующихся светлых и темных полос.

Получили распространение контактные и бесконтактные интерферометры. По техническим характеристикам наиболее совершенными являются бесконтактные лазерные интерферометры (рис. 12.9). Конструктивно лазерный интерферометр устроен следующим образом.

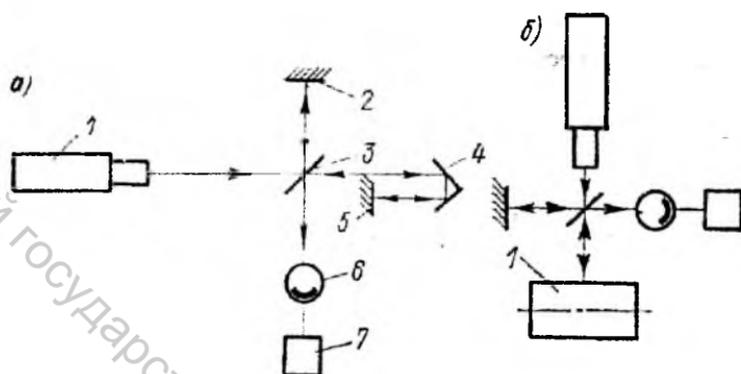


Рис. 12.9

Пучок лучей, выходящий из лазера 1, попадает на светоделительную пластину 3 и разделяется на два пучка. Один из них направляется на неподвижное плоское зеркало 2, а второй попадает на угловой отражатель 4, установленный на подвижном органе станка (измерительной машины), перемещение которого измеряется. После отражения от неподвижного зеркала 5 пучок возвращается к пластине 3, где он интерферирует с первым пучком, отраженным от зеркала 2. Интерферирующие пучки лучей направляют в фотоприемник 6, который при каждом максимуме освещенности подает электрический импульс на электронный счетчик 7.

Благодаря высокой интенсивности луча лазера в качестве отражателя может быть использована поверхность измеряемой детали 1 (рис. 12.9,б), что дает возможность следить за изменением размера детали в процессе ее обработки.

Диапазон измерений лазерных интерферометров: 0 – 1 м; 0 – 10 м; 0 – 60 м. Цена деления отсчетного устройства 0,1 мкм, 0,01 мкм.

Лазерные интерферометры применяются в процессе обработки и сборки сложных объектов (самолетов, реакторов). Их применяют в отсчетных устройствах микроскопов, прецизионных станков.

Пневматические приборы позволяют производить измерения без приложения усилия. В отличие от механических и оптических приборов, у которых измерительные и отсчетные части объединены в одном устройстве, пневматические

приборы позволяют передавать измеряемые величины на расстоянии. На измеряемом месте детали можно помещать только измерительную часть, занимающую небольшое пространство. Время измерения может быть значительно сокращено путем измерения ряда размеров одновременно. Пневматические приборы разделяются на три группы: *приборы низкого давления; приборы высокого давления; дифференциальные приборы.*

Приборы низкого давления работают следующим образом (рис. 12.10). Воздух, очищенный от пыли, после предварительной регулировки давления подается по шлангу через ввод 1 и дроссель 2 под давлением в водяной стабилизатор давления.

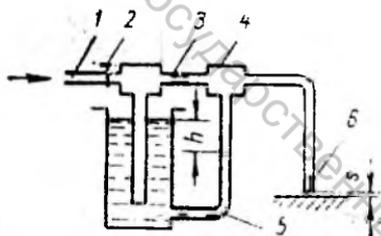


Рис. 12.10

Стабилизатор состоит из сосуда и присоединенной к нему стеклянной трубки манометра 5. Отрегулированный воздух попадает через входное сопло 3 в камеру постоянного давления 4, соединенную с верхним концом манометрической трубки 5. Из камеры 4 воздух проходит к измерительному соплу 6.

Рядом с каждой трубкой манометра укреплена шкала, по которой можно прочесть показание, соответствующее значению измеряемой величины. У приборов низкого давления, вследствие очень низкого давления, ни во входном, ни в измерительном соплах не может возникнуть звуковой скорости, поэтому коэффициенты сопротивления истечению у отдельных измерительных сопел весьма разнообразны. Чтобы результаты измерений были безукоризненными, необходимо проверять каждое измерительное сопло совместно с входным.

Измерительное сопло, входное сопло и шкала представляют собой комплекс, который необходимо при смене измерительного сопла вновь тарировать. Передаточное отношение прибора можно изменять в широких пределах, комбинируя входные и измерительные сопла различных размеров.

Прибор можно наполнять обыкновенной водопроводной водой. При высоком содержании извести рекомендуется пользоваться дистиллированной водой. Отсчет показаний измеряемой величины облегчается, если воду подкрасить хорошо растворяющейся и неосаждающейся краской.

Приборы высокого давления основаны на измерении давления между

входным и измерительным соплами для определения величины зазора между торцевой поверхностью сопла и проверяемой деталью. Прибор работает следующим образом (рис. 12.11).

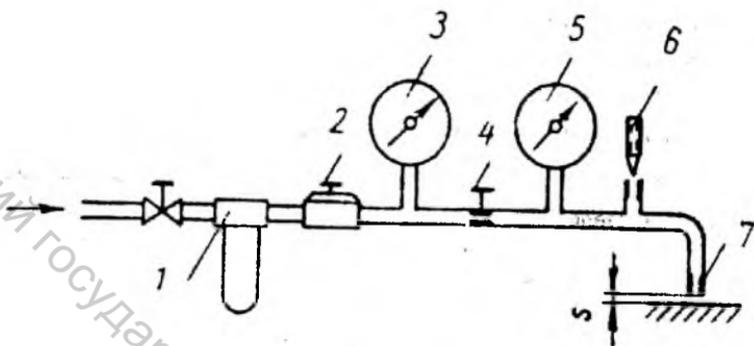


Рис. 12.11

Воздух проходит через фильтр 1 в стабилизатор давления 2, далее через регулируемое входное сопло 4 к измерительному соплу 7. Давление воздуха между входным и измерительным соплами определяется манометром 5 с трубчатой пружиной, шкала которого градуирована в линейных размерах.

Манометр 3 предназначен для измерения стабилизированного давления воздуха.

Чувствительность прибора можно изменять путем регулировки входного сопла. Приведение в нулевое положение осуществляется с помощью сопла противодавления с вентилем 6. Преимуществом прибора, как и у других приборов, работающих по методу высокого давления, является то, что воздух самостоятельно очищает поверхность проверяемой детали.

Для измерения двух или трех позиций на приборе устанавливается соответственное число манометров и такое же количество измерительных калибров.

Принципиальная схема дифференциальных приборов представлена на рис. 12.12. Воздух под давлением проходит через фильтр 1 в стабилизатор давления 2, а из него в два входных сопла 3 измерительного воздухопровода и канала противодавления. Далее воздух проходит в сопла измерительное 6 и противодавления 5.

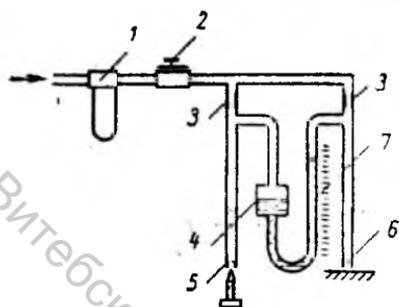


Рис. 12.12

Оба воздухопровода соединены трубопроводом с жидкостным чашечным манометром. В широкой части чашечного манометра 4 установлена упругая мембрана, разделяющая ее на две камеры. Нижняя часть камеры, с присоединенной к ней снизу U-образной трубкой, заполнена жидкостью и представляет собой манометр.

При разнице давлений в измерительном воздухопроводе и канале противодействия мембрана будет прогибаться и жидкость перетекать из камеры в трубку 7 и обратно. Высота уровня жидкости в трубке 7 определяет разность давлений в трубопроводах и служит для регулировки давления во входном сопле и сопле противодействия. Разница в диаметрах мембраны и сечения трубки создает гидравлическое передаточное отношение для измеряемой величины.

Для многомерного измерения отдельные измерительные системы объединены в один указывающий прибор, в котором трубки манометров поставлены рядом.

Регулируя сопла противодействия, можно нулевые положения всех измерительных систем привести к одному уровню. Если на каждой шкале установить указатели предельных размеров, то можно даже при деталях сложной формы произвести очень быстро обзор результатов измерений и установить пригодность детали или брак.

12.4. Измерительные преобразователи

Измерительный преобразователь – средство измерений, предназначенное для выработки сигнала измерительной информации в форме, удобной для передачи, обработки или хранения.

Индуктивные преобразователи. Принцип действия основан на изменении индуктивности катушки сопротивления при изменении некоторых геометрических параметров, например, воздушного зазора или площади зазора (рис. 12.13). Преобразователи с изменяющимся зазором используют для контроля малых перемещений (0,1 – 5000 мкм); преобразователи с изменяющейся площадью используются для контроля перемещений 0,5 – 15 мм. Электроконтактные преобразователи основаны на использовании перемещения измерительного

стержня для замыкания или размыкания электрических контактов.

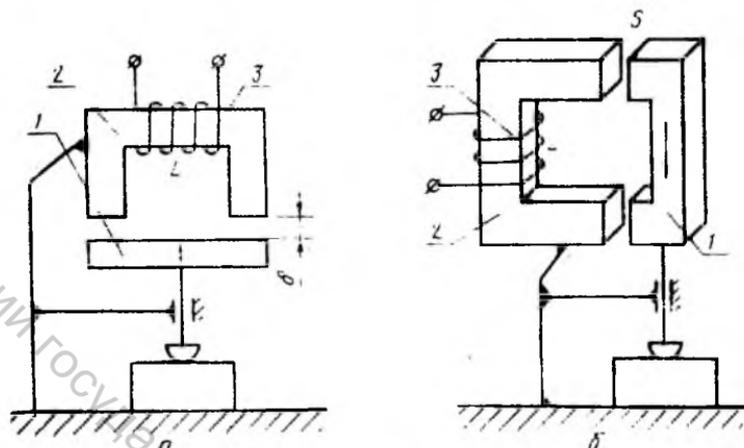


Рис. 12.13

- а – индуктивный преобразователь с переменным воздушным зазором;
 б – индуктивный преобразователь с переменной площадью зазора.

Применяют два вида преобразователей: *предельные* (преобразователи размеров) и *амплитудные* (преобразователи колебаний размеров).

Предельный электроконтактный преобразователь приведен на рис. 12.14.

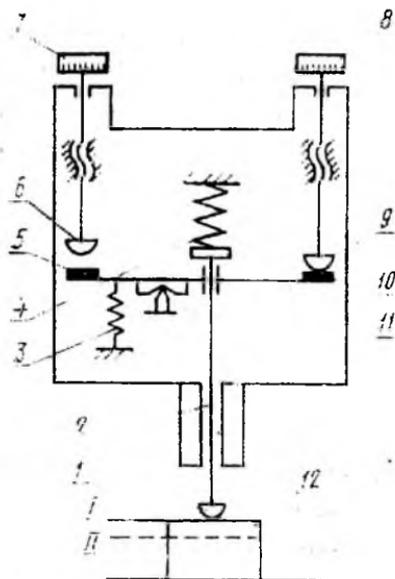


Рис. 12.14

Деталь 12 устанавливают на столике стойки под измерительный стержень 2 с наконечником 1. При этом измерительный стержень 2 поворачивает рычаг 11 с плоскими пружинами по краям, на котором расположены подвижные контакты 5 и 10. Положение 1 измерительного стержня соответствует замыканию контактов 9 и 10, а положению II — контактов 5 и 6. Положение замыкания контактов 5 и 6 устанавливается при размере детали, соответствующей нижнему предельному отклонению, а

замыкание контактов 10 и 9 — при размере детали, соответствующем верхнему предельному отклонению.

При включении, например, преобразователя в цепь со светосигнальным устройством, имеющим три сигнальные лампы, замыканию контактов 5 и 6 соответствует включение одной лампочки (например, зеленой), — 9 и 10 другой (красной), а промежуточному расположению рычага 11 — третьей (желтой). Поскольку границы I и II для детали — предельные допускаемые размеры, то в этом примере загорание желтой лампочки обозначает «годная деталь», красной — «брак +», зеленой — «брак -». Измерительное усилие создает пружина 4, а возврат рычага 11 и измерительного стержня 2 в нижнее положение осуществляет пружина 3.

Амплитудный преобразователь

приведен на рис. 12.15.

При движении детали 1 по стрелке (в случае контроля отклонения ее верхней плоскости от прямолинейности) измерительный стержень 8 перемещается (в данном положении вниз) и через планку 9 и сектор 3 поворачивает рычаг 4 до момента замыкания нижней пары контактов 2 и 10. Если движение измерительного стержня продолжается вниз, то во фрикционном звене между планкой 9 и сектором 3 происходит проскальзывание до размера X_{min} , т. е. до тех пор, пока измерительный стержень 8 не изменит направления движения и не начнет подниматься вверх.

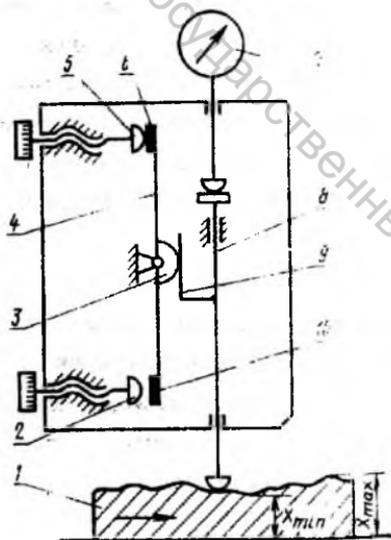


Рис. 12.15

В этом случае рычаг 4 опять поворачивается против часовой стрелки в сторону замыкания контактов 5 и 6. При реверсе измерительного стержня контакты 2 и 10 сразу же размыкаются. При подключении контактов 5, 6 и 2, 10 к светофорному устройству и настройки замыкания контактов (с помощью микрометрических винтов по измерительной головке 7) на допуск отклонения формы (от замыкания одной пары контактов до замыкания другой пары без проскальзывания) форма детали будет в пределах поля допуска при замыкании лишь одной пары контактов или загорании

лишь одной лампочки.

Пневмоэлектрoкoнтaктные преобразователи обычно представляют собой пневматический измерительный прибор высокого давления, совмещенный с электрoкoнтaктным (рис. 12.16).

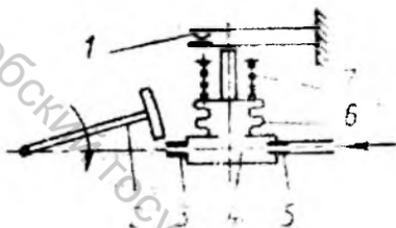


Рис. 12.16

Преобразователь включает измерительное сопло 3 и входное 5. Сверху измерительной камеры 4 установлено соединенное с ней устройство для измерения давления 6, которое может быть сифоном, мембранной коробкой или подвижным поршнем. Когда стрелка 2 показывающего пневматического прибора с укрепленной на ней шторкой

проходит перед щелевым соплом, поток воздуха, вытекающий наружу из сопла тормозится, и давление в измерительной камере резко возрастает. Чувствительный элемент сжимает винтовую пружину 7, и контакт 1 замыкается.

Перекрытие щелевого сопла датчика может осуществляться также другими частями измерительного прибора, например, поршнями, которые движутся пропорционально значениям измеряемой величины. Точность включения зависит от ширины щелевого измерительного сопла и формы шторки, скользящей перед ней.

Фотоэлектрические преобразователи отличаются отсутствием инерционности. Выпускаются преобразователи четырех типов:

- Основанные на изменении силы света;
- Основанные на изменении площади;
- Основанные на изменении расстояния от источника света до фоточувствительной поверхности;
- Основанные на изменении угла наклона светочувствительной поверхности.

Фотоэлектрические преобразователи используют в сочетании с оптическими элементами, растрами, дифракционными решетками, интерферометрами. В качестве светоприемников используют фоторезисторы, фотодиоды, фототранзисторы, фототерристоры, фотоэлектронные умножители, телевизионные трубки.

Преимущества фотоэлектрических преобразователей – высокая точность,

широкие пределы измерений, цифровая форма выходного сигнала, возможность бесконтактного метода контроля.

12.5. Автоматизированные измерительные системы

Значительного повышения производительности контроля изделий сложной конфигурации (турбинных лопаток, коноидов, кулачков, судовых винтов, корпусов и др.) можно достичь, используя методы программного управления полуавтоматическими трехкоординатными измерительными машинами (рис. 12.17).

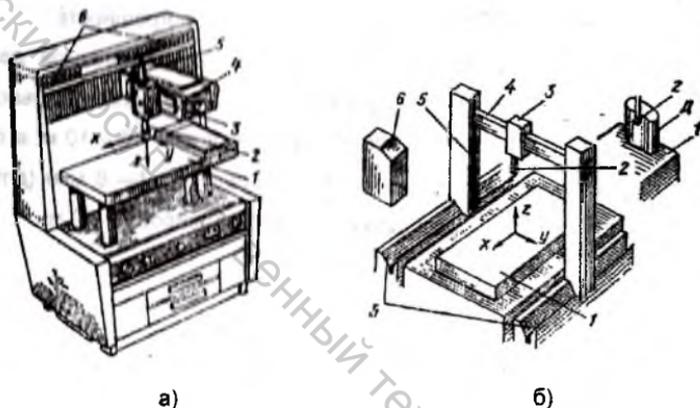


Рис. 12.17.

На подобных машинах можно контролировать до 90 % продукции общего машиностроения, однако в массовом производстве специализированные автоматы использовать более целесообразно. Координатные машины имеют измерительную головку 3 со сменным наконечником 2, Г (рис. 12.17, а) - или П (рис. 12.17, б) - образную жесткую раму 4, перемещающуюся вместе с головкой по направляющим 5 для установки измерительного наконечника в заданное по двум или трем осям координат положение. В ряде координатных машин деталь устанавливают в заданное положение с помощью перемещающегося стола 1. Однако, такие машины имеют слишком большие габариты. Перемещения головки или стола отсчитываются с помощью специальных автоматических отсчетных устройств. Траектория движения и скорость перемещения измерительной головки задается от программно-управляющего пульта 6.

Использование программного управления позволяет не только проводить измерения в отдельных точках, но и непрерывно «ощупывать» всю поверхность. Счетно-решающая часть координатной машины обрабатывает результаты измерений для вычисления определенных параметров (например, межцентровых

расстояний по координатам четырех точек отверстий), пересчитывает значения параметров от других баз (например, от технологических), составляет протокол испытаний, печатая в нем все необходимые сведения о требуемых контролируемых параметрах, их действительных значениях и т. д., составляет новые программы для деталей или их макетов оригинальной формы, что позволяет ускорить процесс измерения последующих подобных деталей. Значительного увеличения точности производственных возможностей подобных машин можно достичь путем использования в них принципов самонастройки (например, для коррекции исходной программы с целью исключения систематических погрешностей измерений) и адаптации к заранее неизвестной конфигурации контролируемой детали путем использования предварительных пробных движений измерительной головки. Размеры контролируемых деталей обычно не превышают 0,5—10 м, а погрешности измерений (перемещений кареток) находятся в пределах 2—6 мкм (для интервала размеров 0,5—1 м) и 0,05—0,2 мм (для интервала размеров 5—10 м).

Учебное издание
Клименков Степан Степанович

Нормирование точности и технические измерения
Учебное пособие

Редактор Матвеева Н.Н.
Технический редактор Пятов В.В.
Корректор Толеренок В.М.
Компьютерная верстка Матвеева Н.Н.

Подписано в печать 1.07.02. Формат 60x84/16 Бумага офсетная №1
Усл.печ.л. 8,125 Уч.-изд.лист. 7,5 Тираж 213 экз. Заказ № 250

УО "Витебский государственный технологический университет" Лицензия
ЛВ № 192 от 19.01. 2001 г. 210035, Витебск, Московский пр-т, 72.

Отпечатано на ризографе УО "Витебский государственный технологический
университет". Лицензия ЛП №89 от 26.02.2001г.

Библиотека ВГУ

