

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ и СЕРТИФИКАЦИЯ

ЗАДАНИЕ 5

Контроль размеров деталей микрометрами

Измерьте размеры детали в зонах и направлениях, показанных на рис. 5.1, с помощью микрометров.

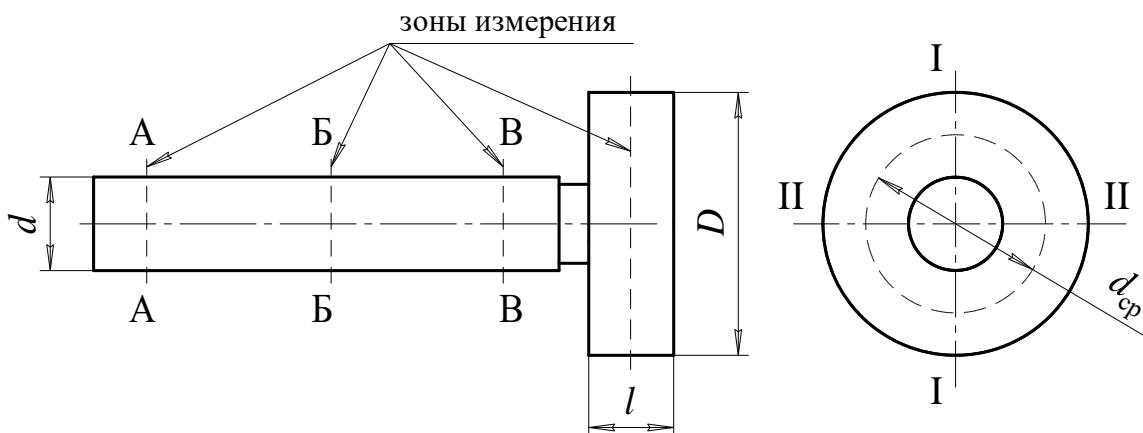


Рис. 5.1. Эскиз детали с зонами и направлениями измерения

Микрометром МК-50 измерьте диаметр D фланца в 2-х взаимно перпендикулярных направлениях I-I и II-II.

Микрометром МК-25 измерьте:

1) толщину l фланца на его среднем диаметре d_{cp} в 4-х точках (по две на каждом из направлений I-I и II-II);

2) диаметр d цилиндрической поверхности детали в 3-х сечениях A-A, Б-Б и В-В (в 2-х взаимно перпендикулярных направлениях в каждом из сечений).

Рассчитайте средние арифметические значения измеренных величин. Заполните табл. 5.1.

Используя соотношения из **задания 3**, найдите доверительный интервал значений размера d с доверительной вероятностью $P = 0,95$. Точность расчётов – до трёх десятичных знаков. Заполните табл. 5.2.

Таблица 5.1. Результаты измерения размеров, мм

Размер	Зона измерения	Тип микрометра		Среднее арифметическое значение размера	
		МК-25	МК-50		
Диапазон измерения, мм					
Точность измерения, мм					
Направление измерения					
		I-I	II-II	I-I	
				II-II	

<i>d</i>	А–А						
	Б–Б						
	В–В						
<i>l</i>							
<i>D</i>							

Таблица 5.2. Расчёт доверительного интервала значений *d*

№ п/п	Рассчитываемая величина	Обозначение	Формула или номер формулы	Результат расчета
1	Отклонение отдельного результата измерения от среднего арифметического	Δ_i	$\Delta_i = d_i - \bar{d}$	$\Delta_1 =$ $\Delta_2 =$ $\Delta_3 =$ $\Delta_4 =$ $\Delta_5 =$ $\Delta_6 =$
2	Оценка среднеквадратического отклонения результатов измерений	S_σ	$S_\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \Delta_i^2}$	
3	Число степеней свободы массива данных	k	(3.8)	
4	Квантиль распределения Стьюдента	$t(k, P)$	табл. 3.2	
5	Граница доверительного интервала	δ_p	(3.7)	
6	Наименьшее доверительное значение размера	$d_{p \min}$	(3.4)	
7	Наибольшее доверительное значение размера	$d_{p \max}$		
8	Доверительный интервал значений размера	d_p	$d_p \in \dots$	

Элементы теории

Микрометрические инструменты (микрометры, глубиномеры и нутромеры) предназначены для измерения наружных и внутренних линейных размеров деталей с точностью до 0,01 мм.

На рис. 5.2 показан гладкий микрометр, предназначенный для измерения размеров в диапазоне от 0 до 25 мм. Измеряемую поверхность помещают между торцами пятки 1 и микрометрического винта 2. Вращением барабана 4 торец микрометрического винта приводят в контакт с измеряемой поверхностью, фиксируют такое положение винта стопором 8 и снимают показания прибора, как будет изложено ниже.

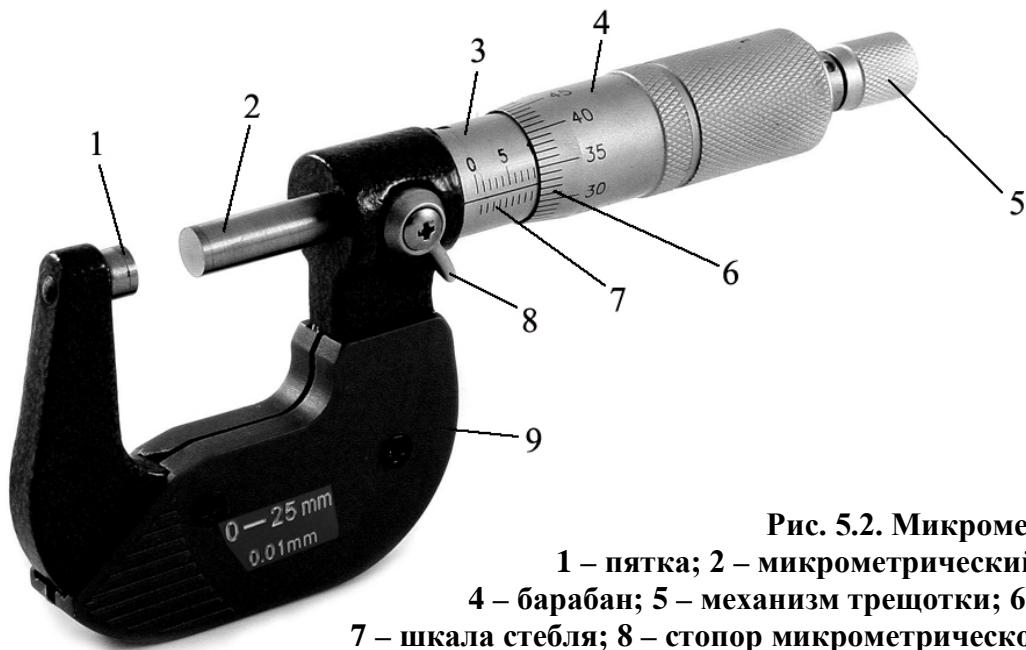


Рис. 5.2. Микрометр гладкий МК-25:
 1 – пятка; 2 – микрометрический винт; 3 – стебель;
 4 – барабан; 5 – механизм трещотки; 6 – шкала барабана;
 7 – шкала стебля; 8 – стопор микрометрического винта; 9 – скоба

ВНИМАНИЕ! Пара «микрометрический винт – гайка барабана» создает значительное прижимное усилие, которое может деформировать измеряемую поверхность и привести к ошибке измерения. В связи с этим вращение барабана следует производить **только за механизм трещотки 5**, который обеспечивает прижимное усилие допустимой величины.

Отсчет показаний микрометра производится по двум шкалам:

- 1) линейной шкале 7 на цилиндрическом стебле 3 (см. рис. 5.2);
- 2) круговой шкале 6, расположенной на конической поверхности барабана 4.

На рис. 5.3 обе эти шкалы условно развернуты на плоскость.

Шкала стебля состоит из двух шкал с шагом штрихов 1 мм, сдвинутых относительно друг друга на 0,5 мм (см. рис. 5.3). Шкала целых миллиметров оцифрована и расположена по одну сторону длинного горизонтального штриха *k*, а шкала полумиллиметров не имеет оцифровки и расположена по другую сторону этого штриха. Отсчет размера с точностью 0,5 мм по этим шкалам производится по левому торцу *q* барабана микрометра. На рис. 5.3 отсчет по шкале стебля составляет 22,5 мм.

Один оборот барабана перемещает микрометрический винт на 0,5 мм. Круговая шкала барабана содержит 50 делений, следовательно, цена деления этой шкалы 0,01 мм. Отсчет показаний барабана производится от штриха *k* стебля. В примере, показанном на рис. 5.3, отсчет по шкале барабана составляет 0,44 мм.

Итоговый результат измерения размера микрометром – это сумма показаний, отсчитанных по шкалам стебля и барабана.



Рис. 5.3. Шкалы микрометра
 (измеренный размер 22,94 мм)

Для измерения высот уступов, а также глубин пазов и глухих отверстий применяют микрометрические глубиномеры (рис. 5.4).

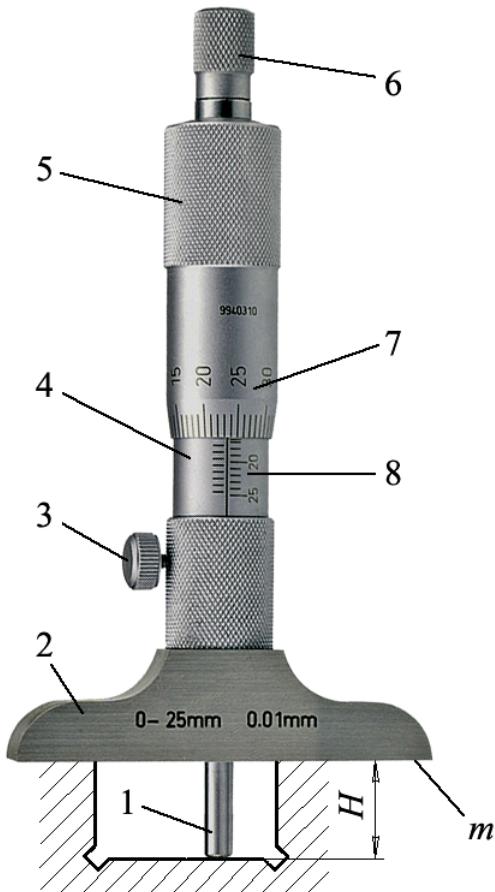


Рис. 5.4. Глубиномер микрометрический ГМ-25:
 1 – измерительный стержень; 2 – основание (траверса); 3 – зажим микрометрического винта; 4 – стебель; 5 – барабан; 6 – механизм трещотки; 7 – шкала барабана; 8 – шкала стебля

Опорную плоскость *m* основания 2 глубиномера совмещают с плоской поверхностью детали, от которой отсчитывается контролируемый размер *H*. Вращением барабана 5 за механизм трещотки 6 перемещают измерительный стержень 1 до упора в дно измеряемого паза или отверстия (см. рис. 5.4), фиксируют вылет стержня с помощью зажима 3 и снимают показания с линейной шкалы 8 стебля и круговой шкалы 7 барабана точно так же, как при работе с микрометром МК-25.

Контрольные вопросы

1. Какова цена деления линейных шкал (шкал стебля) микрометров?
2. На рис. 5.5 показаны шкалы некоторого микрометрического инструмента. Сравните этот рисунок с рис. 5.3, найдите принципиальные отличия шкал и высажите предположение – на какой тип микрометрических инструментов наносятся такие шкалы.
3. Прочтите показания микрометра на рис. 5.5.



Рис. 5.5. Показания микрометрического инструмента

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ и СЕРТИФИКАЦИЯ

ЗАДАНИЕ 6

Нормирование точности гладких цилиндрических соединений

Чтобы обеспечить некоторую посадку в гладком цилиндрическом соединении, конструктор задал на чертеже приспособления:

- 1) номинальный размер соединения;
- 2) индексы полей допусков и квалитеты точности изготовления диаметров отверстия D и вала d .

Определите, в какой системе обеспечивается посадка в соединении – в системе отверстия (СА) или в системе вала (СВ)

Рассчитайте предельные значения зазоров (натягов) в соединении и дайте заключение о том, какую посадку – с зазором, с натягом или переходную – предусмотрел конструктор.

Заполните таблицу выполнения задания.

Варианты задания

	Размеры на чертеже, мм			Размеры на чертеже, мм	
	диаметр отверстия	диаметр вала		диаметр отверстия	диаметр вала
01	90H9	90e8	15	80F8	80h8
02	70H8	70d8	16	120H8	120m7
03	8H5	8h4	17	85K7	85h6
04	14F8	14h6	18	35H7	35f6
05	28K7	28h6	19	22H7	22h6
06	95H11	95d11	20	10H11	10h11
07	72H8	72h8	21	360K7	360h6
08	15H7	15h6	22	140H7	140r6
09	32H6	32h6	23	126E9	126h8
10	10F8	10h5	24	35N7	35h6
11	30Js7	30h6	25	42P7	42h6
12	16P7	16h6	26	56F8	56h7
13	75E8	75h8	27	10H9	10d9
14	105H7	105k6	28	22F10	22h10

Элементы теории

В соответствии с *Единой системой допусков и посадок* (ЕСДП) поле допуска на изготовление отдельной поверхности детали обозначается индексом и квалитетом точности (рис. 6.1).

ЕСДП установлены 20 квалитетов точности (01, 0, 1, 2, ..., 18). Квалитеты 01, 0, 1, 2, 3 и 4 предназначены для деталей особо высокой точности; квалитеты с 5 по 11 – для сопрягаемых деталей; квалитеты с 12 по 18 – для несопрягаемых деталей, необработанных поверхностей и габаритных размеров.

С увеличением номера квалитета поле допуска *IT* на изготовление поверхности одинакового размера расширяется (табл. 6.1), то есть точность изготовления поверхностей снижается. В рамках одного квалитета значение *IT* возрастает с увеличением номинальных размеров поверхности (см. табл. 6.1).

Таблица 6.1. Числовые значения допусков по ГОСТ 25346-89, мкм

Интервал размеров, мм		Квалитет											
свыше	до	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
	3	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	
3	6	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	
6	10	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	
10	18	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	
18	30	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	
30	50	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	
50	80	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	
80	120	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	
120	180	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	
180	250	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	
250	315	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	
315	400	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	
400	500	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	

ЕСДП установлены 28 основных отклонений отверстий и 28 основных отклонений валов. Индексы отклонений отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита (*A, H, J, P, ZA* и т.д.), а индексы отклонений валов обозначаются строчными буквами латинского алфавита (*a, h, j, p, za* и т.д.).

Основное отклонение – это одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), которое находится ближе к нулевой линии. Значения основных отклонений приведены в ГОСТ 25346-89, выдержки из которого даны в табл. 6.2 и 6.3.

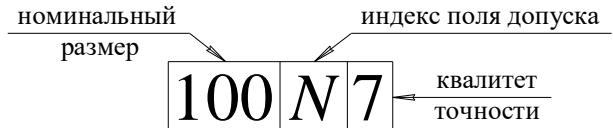


Рис. 6.1. Обозначение размера отверстия на чертеже

Таблица 6.2. Основные отклонения отверстий по ГОСТ 25346-89, мкм

Интервал размеров, мм		Нижнее отклонение EI							Верхнее отклонение ES							Δ , мкм							
		C	D	E	F	G	H	Js	J	K	M	N	P	R	S								
свыше	до	для всех квалитетов							для квалитетов							для квалитетов							
		6	7	8	до 8	до 8	св. 8	до 8	св. 8	до 7	свыше 7-го	5	6	7	8								
	3	+60	+20	+14	+6	+2	0		+2	+4	+6	0	-2	-2	-4	-4	-6	-10	-14	0	0	0	0
3	6	+70	+30	+20	+10	+4	0		+5	+6	+10	-1+ Δ	-4+ Δ	-4	-8+ Δ	0	-12	-15	-19	1	3	4	6
6	10	+80	+40	+25	+13	+5	0		+5	+8	+12	-1+ Δ	-6+ Δ	-6	-10+ Δ	0	-15	-19	-23	2	3	6	7
10	14	+95	+50	+32	+16	+6	0		+6	+10	+15	-1+ Δ	-7+ Δ	-7	-12+ Δ	0	-18	-23	-28	3	3	7	9
14	18								+8	+12	+20	-2+ Δ	-8+ Δ	-8	-15+ Δ	0	-22	-28	-35	3	4	8	12
18	24	+110	+65	+40	+20	+7	0		+10	+14	+24	-2+ Δ	-9+ Δ	-9	-17+ Δ	0	-26	-34	-43	4	5	9	14
24	30								+13	+18	+28	-2+ Δ	-11+ Δ	-11	-20+ Δ	0	-32	-41	-53	5	6	11	16
30	40	+120	+80	+50	+25	+9	0		+16	+99	+34	-3+ Δ	-13+ Δ	-13	-23+ Δ	0	-43	-51	-71				
40	50								+18	+26	+41	-3+ Δ	-15+ Δ	-15	-27+ Δ	0	-37	-54	-79				
50	65	+140	+100	+60	+30	+10	0		+22	+30	+47	-4+ Δ	-17+ Δ	-17	-31+ Δ	0	-63	-92	6	7	15	23	
65	80								+25	+36	+55	-4+ Δ	-20+ Δ	-20	-34+ Δ	0	-43	-65	-100				
80	100	+170	+120	+72	+36	+12	0		+29	+39	+60	-4+ Δ	-21+ Δ	-21	-37+ Δ	0	-68	-108					
100	120								+33	+43	+66	-5+ Δ	-23+ Δ	-23	-40+ Δ	0	-77	-122	6	9	17	26	
120	140	+200	+145	+85	+43	+14	0		+50	+80	+130	-4+ Δ	-17+ Δ	-17	-31+ Δ	0	-80	-130					
140	160								+56	+98	+148	-4+ Δ	-20+ Δ	-20	-34+ Δ	0	-81	-140					
160	180	+230	+170	+100	+50	+15	0		+56	+112	+168	-4+ Δ	-23+ Δ	-23	-37+ Δ	0	-94	-158	7	9	20	29	
180	200								+59	+126	+184	-4+ Δ	-27+ Δ	-27	-41+ Δ	0	-98	-170					
200	225	+260	+170	+100	+50	+15	0		+62	+140	+206	-4+ Δ	-31+ Δ	-31	-45+ Δ	0	-108	-190	7	11	21	32	
225	250								+65	+154	+220	-4+ Δ	-35+ Δ	-35	-49+ Δ	0	-114	-208					
250	280	+300	+190	+110	+56	+17	0		+68	+168	+236	-4+ Δ	-40+ Δ	-40	-53+ Δ	0	-126	-232	7	13	23	34	
280	315								+71	+182	+254	-4+ Δ	-45+ Δ	-45	-57+ Δ	0	-132	-252					
315	355	+360	+210	+125	+62	+18	0		+74	+196	+274	-4+ Δ	-50+ Δ	-50	-62+ Δ	0	-148	-272					
355	400								+77	+210	+290	-4+ Δ	-53+ Δ	-53	-65+ Δ	0	-164	-298					
400	450	+440	+230	+135	+68	+20	0		+80	+224	+304	-4+ Δ	-56+ Δ	-56	-68+ Δ	0	-180	-314					
450	500								+83	+238	+318	-4+ Δ	-60+ Δ	-60	-72+ Δ	0	-196	-330					

$EI = -IT/2; ES = +IT/2^*$

* Если IT – нечётное число, значения EI и ES округляют до ближайших меньших целых чисел

Таблица 6.3. Основные отклонения валов по ГОСТ 25346-89, мкм

Интервал размеров, мм		Верхнее отклонение es							Нижнее отклонение ei												
		c	d	e	f	g	h	js	j	k		m	n	p	r	s	t	u	v		
		для всех квалитетов							5 и 6	7	для квалитетов		для всех квалитетов								
свыше	до										от 4 до 7	до 3 и св. 7									
	3	-60	-20	-14	-6	-2	0		$es = +IT/2; ei = -IT/2^*$	-2	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	
3	6	-70	-30	-20	-10	-4	0	+1		0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-			
6	10	-80	-40	-25	-13	-5	0	-5		+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-		
10	14	-95	-50	-32	-16	-6	0	$es = +IT/2; ei = -IT/2^*$	-3	-6	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	
14	18		-50	-32	-16	-6	0			-4	-8	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47
18	24	-110	-65	-40	-20	-7	0		-5	-10	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	
24	30		-65	-40	-20	-7	0			-7	-12	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102
30	40	-120	-80	-50	-25	-9	0		-9	-15	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	
40	50		-130	-80	-50	-25	0			-11	-18	+3	0	+15	+27	+43	+54	+79	+104	+144	+172
50	65	-140	-100	-60	-30	-10	0		-13	-21	+4	0	+17	+31	+50	+63	+92	+122	+170	+202	
65	80	-150	-100	-60	-30	-10	0			-16	-26	+4	0	+20	+34	+56	+65	+100	+134	+190	+228
80	100	-170	-120	-72	-36	-12	0			-18	+4	0	+21	+37	+62	+84	+140	+196	+284	+340	
100	120	-180		-72	-36	-12	0	$es = +IT/2; ei = -IT/2^*$	-18	-28	+4	0	+21	+37	+62	+94	+158	+218	+315	+385	
120	140	-200	-145	-85	-43	-14	0			-20	-32	+5	0	+23	+40	+68	+98	+170	+240	+350	+425
140	160	-210		-85	-43	-14	0			-22	-36	+6	0	+25	+44	+72	+108	+180	+258	+330	
160	180	-230	-170	-100	-50	-15	0			-24	-40	+7	0	+27	+51	+80	+140	+218	+315	+385	
180	200	-240		-100	-50	-15	0			-26	-46	+8	0	+30	+55	+94	+158	+218	+315	+385	
200	225	-260	-170	-100	-50	-15	0			-28	-50	+9	0	+32	+62	+108	+190	+268	+390	+475	
225	250	-280		-100	-50	-15	0			-30	-54	+10	0	+34	+66	+114	+208	+294	+435	+530	
250	280	-300	-190	-110	-56	-17	0			-32	-58	+11	0	+36	+70	+126	+232	+330	+490	+595	
280	315	-330		-110	-56	-17	0			-34	-62	+12	0	+38	+74	+132	+252	+360	+540	+660	
315	355	-360	-210	-125	-62	-18	0			-36	-66	+13	0	+40	+76	+132	+252	+360	+540	+660	
355	400	-400		-125	-62	-18	0			-38	-70	+14	0	+42	+78	+134	+254	+364	+544	+664	
400	450	-440	-230	-135	-68	-20	0			-40	-74	+15	0	+44	+80	+136	+256	+366	+546	+666	
450	500	-480		-135	-68	-20	0			-42	-78	+16	0	+46	+82	+138	+258	+368	+548	+668	

* Если IT – нечётное число, значения es и ei округляют до ближайших меньших целых чисел

Если основные отклонения – нижние, то неосновные отклонения

$$ES = EI + IT; \quad (6.1)$$

$$es = ei + IT. \quad (6.2)$$

Если основные отклонения – верхние, то неосновные отклонения

$$EI = ES - IT; \quad (6.3)$$

$$ei = es - IT. \quad (6.4)$$

Посадкой называется характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадка характеризует степень свободы относительного перемещения сопрягаемых деталей.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия TD и вала Td различают посадки *с зазором* (рис. 6.2, a), *с натягом* (рис. 6.2, δ) и *переходные*, в которых возможно получение как зазора, так и натяга (рис. 6.2, ϵ).

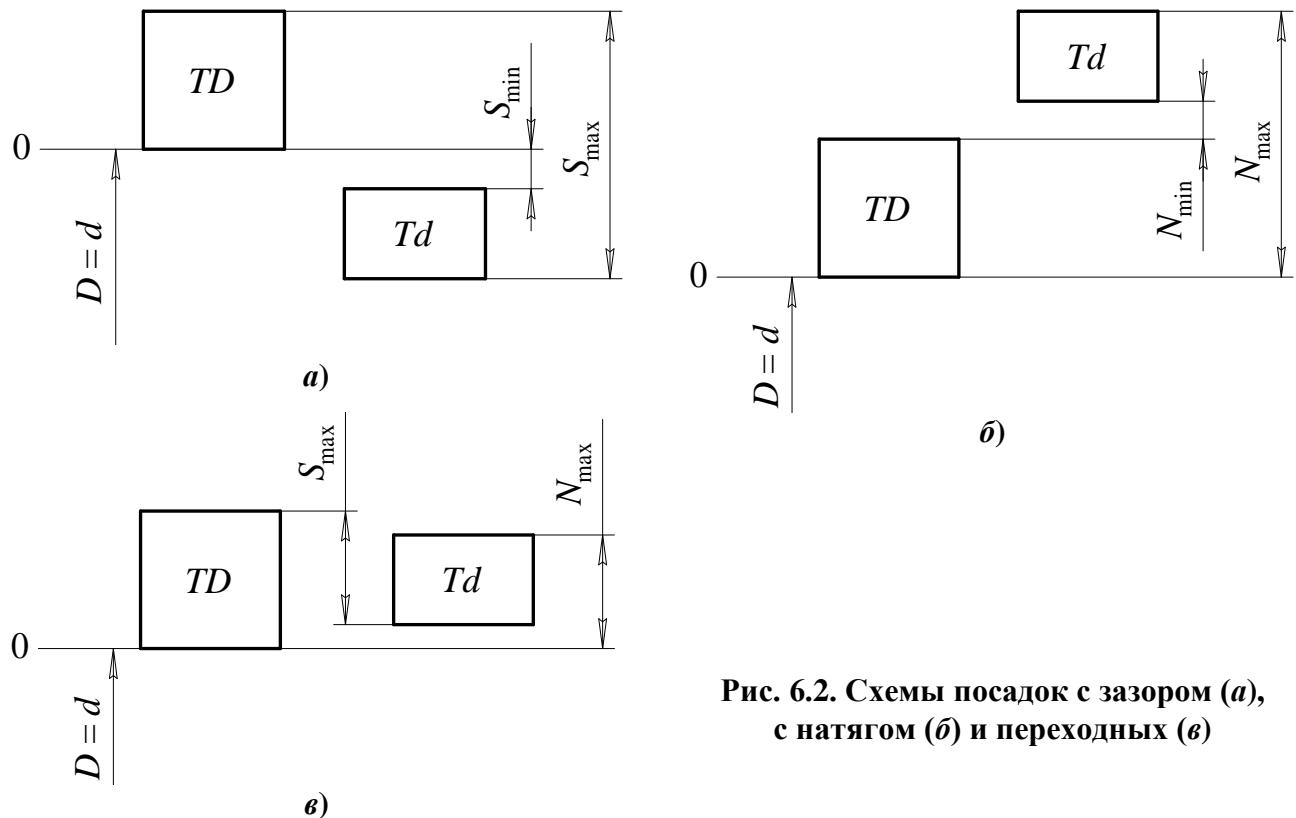


Рис. 6.2. Схемы посадок с зазором (a), с натягом (δ) и переходных (ϵ)

Наибольший и наименьший зазоры – два предельных значения, между которыми должен находиться зазор:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}; \quad (6.5)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}. \quad (6.6)$$

Наибольший и наименьший натяги – два предельных значения, между которыми должен находиться натяг:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; \quad (6.7)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}. \quad (6.8)$$

У посадок с зазором наименьший зазор может быть равен нулю, а у посадок с натягом нулевым может быть наименьший натяг.

Если в результате расчета получается отрицательная величина зазора S , это означает, что в посадке на самом деле присутствует натяг:

$$N_{\max} = -S_{\min}; \quad (6.9)$$

$$N_{\min} = -S_{\max}. \quad (6.10)$$

Формулы (6.9) и (6.10) используют также для перевода отрицательных натягов в зазоры.

ЕСДП предусмотрены две системы образования посадок: 1) система отверстия и 2) система вала.

В *системе отверстия* (СА) индекс поля допуска отверстия всегда H , а посадки с зазором, с натягом или переходные обеспечиваются назначением соответствующего индекса поля допуска вала. Экономически это наиболее целесообразное решение, так как обеспечить заданное положение поля допуска отверстия технологически всегда сложнее, чем заданное положение поля допуска вала.

Однако в случае, если на один и тот же вал необходимо посадить различные сборочные единицы (зубчатые колеса, шкивы, муфты, подшипники) с различными посадками, следует использовать *систему вала* (СВ). В этой системе индекс поля допуска вала всегда h , а посадки с зазором, с натягом или переходные обеспечиваются назначением соответствующего индекса поля допуска отверстия.

При прочих равных условиях система отверстия должна рассматриваться как предпочтительная.

Пример выполнения задания

Исходные данные: диаметр отверстия $35N7$, диаметр вала $35h6$.

Решение

Судя по индексам полей допусков отверстия (N) и вала (h), посадка соединения обеспечивается в системе вала (СВ).

Остальные результаты решения приведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4. Определение типа посадки

№ п/п	Определяемая величина	Обозначение, размерность	Формула или номер формулы	Результат
Отверстие				
1	Номинальный диаметр	D , мм	исходные данные	35
2	Поле допуска (7-й квалитет)	TD , мкм	табл. 6.1	25

3	Основное предельное отклонение (верхнее)	ES , мкм	табл. 6.2	-8
4	Неосновное предельное отклонение (нижнее)	EI , мкм	(6.3)	-33
5	Наибольший предельный размер	D_{max} , мм	(2.1)	34,992
6	Наименьший предельный размер	D_{min} , мм	(2.3)	34,967
Вал				
7	Номинальный диаметр	d , мм	исходные данные	35
8	Поле допуска (6-й квалитет)	Td , мкм	табл. 6.1	16
9	Основное предельное отклонение (верхнее)	es , мкм	табл. 6.3	0
10	Неосновное предельное отклонение (нижнее)	ei , мкм	(6.4)	-16
11	Наибольший предельный размер	d_{max} , мм	(2.2)	35,000
12	Наименьший предельный размер	d_{min} , мм	(2.4)	34,984
Соединение				
13	Наибольший зазор	S_{max} , мм	(6.5)	0,008
14	Наименьший зазор	S_{min} , мм	(6.6)	-0,033
15	Наибольший натяг	N_{max} , мм	(6.9)	0,033
Вывод: в соединении предусмотрена переходная посадка				

Контрольные вопросы

1. Какое основное отклонение имеет поверхность $\varnothing 100N7$?

2. В каких системах обеспечиваются следующие посадки:

a) $\varnothing 20 \frac{H7}{e7}$;

б) $\varnothing 20 \frac{H7}{h7}$;

в) $\varnothing 20 \frac{Js7}{h7}$?

3. Какая из приведенных выше посадок является переходной?

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ и СЕРТИФИКАЦИЯ

ЗАДАНИЕ 7

Расчет параметров и выбор посадки с натягом

При изготовлении зубчатого колеса (рис. 7.1) зубчатый венец 1 из бронзы БрО10Ф1 соединяется со ступицей 2 из конструкционной стали 40Х с помощью посадки с натягом. Сборка соединения производится путем нагрева венца, надевания его на холодную ступицу и последующего охлаждения соединения на воздухе.

В системе отверстия выберите стандартную посадку с натягом для этого соединения, если его номинальный диаметр $D = d$, длина контакта венца и ступицы L (см. рис. 7.1), а в процессе эксплуатации зубчатое колесо должно передавать крутящий момент $M_{\text{кр}}$.

Физико-механические свойства бронзы БрО10Ф1 (ГОСТ 5017-2006): модуль упругости $E_1 = 110$ ГПа; предел текучести $\sigma_{t1} = 180$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu_1 = 0,35$. Физико-механические свойства стали 40Х (ГОСТ 4543-2016): модуль упругости $E_2 = 210$ ГПа; предел текучести $\sigma_{t2} = 750$ МПа; коэффициент Пуассона $\mu_2 = 0,30$.

Коэффициент трения скольжения бронзы по стали $f \approx 0,2$.

Остальные данные, необходимые для расчета и выбора посадки, приведены в таблице задания.

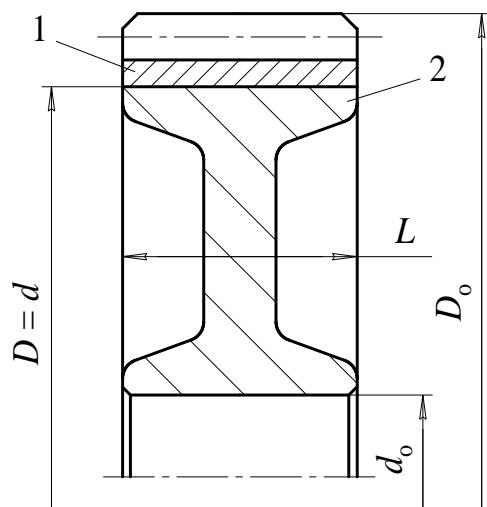


Рис. 7.1. Сборное зубчатое колесо

Варианты задания

	Геометрия соединения, мм (по рис. 7.1)				Крутящий момент $M_{\text{кр}}$, Н·м
	$D = d$	D_o	d_o	L	
01	90	105	22	14	250
02	100	115			300
03	110	125			350
04	120	135			400
05	130	145			450
06	140	160			500

07	85	105	24	20	250
08	95	115			300
09	105	125			350
10	115	135			400
11	125	145			450
12	135	155			500
13	90	105	20	16	250
14	100	115			300
15	110	125			350
16	120	135			400
17	130	145			450
18	140	155			500
19	85	105	25	24	250
20	95	115			300
21	105	125			350
22	115	135			400
23	125	145			450
24	135	155			500

Элементы теории

Основной характеристикой, определяющей работоспособность соединения с натягом, является давление p на поверхности контакта сопрягаемых деталей. С одной стороны, это давление должно обеспечивать неподвижность элементов соединения друг относительно друга в процессе эксплуатации соединения под рабочей нагрузкой. С другой стороны, это давление не должно приводить к пластической деформации (разрушению) элементов соединения в ходе его сборки.

Если в процессе эксплуатации на соединение действует крутящий момент M_{kp} (Н·м), то наименьшее допустимое давление

$$p_{min} \geq \frac{2000M_{kp}}{\pi f d^2 L}, \text{ МПа,} \quad (7.1)$$

где f – коэффициент трения скольжения материалов сопрягаемых деталей; d –名义альный диаметр соединения, мм; L – длина контакта деталей соединения, мм.

По теории наибольших касательных напряжений максимальное давление, при котором в цилиндрическом соединении с натягом не возникают пластические деформации,

$$p_{\max} \leq \begin{cases} \frac{\sigma_{t1}}{\sqrt{3}} \left(1 - \left(\frac{D}{D_o} \right)^2 \right) & \text{для охватывающей детали (втулки);} \\ \frac{\sigma_{t2}}{\sqrt{3}} \left(1 - \left(\frac{d_o}{d} \right)^2 \right) & \text{для охватываемой детали (вала),} \end{cases} \quad (7.2)$$

где σ_{t1} , σ_{t2} – пределы текучести материалов втулки и вала соответственно, МПа; $D = d$ – номинальный диаметр соединения; D_o – наружный диаметр втулки; d_o – внутренний диаметр вала. Все линейные размеры – в миллиметрах.

Для последующих оценок в качестве наибольшего допустимого расчетного давления используют минимальное из значений, полученных по (7.2):

$$p_{\max \text{ расч}} = \min(p_{\max 1}; p_{\max 2}). \quad (7.3)$$

Наименьший и наибольший расчетные натяги в посадке связаны с наименьшим и наибольшим допустимыми давлениями зависимостями

$$N_{\min \text{ расч}} = p_{\min} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \text{ мкм}; \quad (7.4)$$

$$N_{\max \text{ расч}} = p_{\max \text{ расч}} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \text{ мкм}, \quad (7.5)$$

где коэффициенты жесткости конструкции

$$C_1 = \frac{1 + (D/D_o)^2}{1 - (D/D_o)^2} + \mu_1; \quad (7.6)$$

$$C_2 = \frac{1 + (d_o/d)^2}{1 - (d_o/d)^2} - \mu_2. \quad (7.7)$$

В формулах (7.4) – (7.7) E_1 , E_2 – модули упругости материалов втулки и вала соответственно, ГПа; μ_1 , μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов втулки и вала.

ВНИМАНИЕ! При подстановке в (7.4) и (7.5) значений p в мегапаскалях, d – в миллиметрах, а E – в гигапаскалях значения натягов без каких-либо переводных коэффициентов получаются в микрометрах.

Наибольший и наименьший натяги накладывают ограничения на поля допусков элементов соединения (рис. 7.2):

$$TD + Td \leq [N_{\max \text{ расч}} - N_{\min \text{ расч}}], \quad (7.8)$$

где TD и Td – поля допусков отверстия и вала соответственно, мкм. Квадратные скобки означают, что должна быть взята целая часть числа в скобках.

В **задании 6** показано, что поля допусков регламентированы Единой системой допусков и посадок (ГОСТ 25346-89).

Алгоритм назначения посадки с натягом таков:

1) по табл. 6.1, ориентируясь на номинальный размер соединения и неравенство (7.8), выбирают значения TD и Td в одном и том же или двух соседних квалитетах точности;

2) если посадка проектируется в системе отверстия ($EI = 0$, $ES = +TD$), то, как следует из рис. 7.2, нижнее отклонение вала должно отвечать условию

$$ei \geq TD + N_{\min \text{ расч.}} \quad (7.9)$$

По табл. 6.3 для соответствующего диапазона номинальных размеров выбирают ближайшее значение ei , удовлетворяющее неравенству (7.9);

3) рассчитывают верхнее отклонение вала по формуле (6.2) и проверяют выполнение условия

$$N_{\max} = es - EI \leq N_{\max \text{ расч.}} \quad (7.10)$$

4) если условие (7.10) не выполняется, уменьшают поле допуска Td или TD до ближайшего меньшего значения по табл. 6.1 и повторяют расчет, начиная с п. 2.

Пример выполнения задания

Исходные данные

Номинальный диаметр соединения $D = d = 115$ мм; наружный диаметр зубчатого венца $D_o = 135$ мм; внутренний диаметр ступицы $d_o = 25$ мм; длина контакта венца и ступицы $L = 24$ мм; крутящий момент на зубчатом колесе $M_{kp} = 400$ Н·м.

Решение

№ п/п	Рассчитываемая величина		Обозначение, размерность	Формула или номер формулы	Результат расчета
1	Наименьшее допустимое давление		p_{\min} , МПа	(7.1)	4,01
2	Наибольшее допустимое давление	для зубчатого венца	p_{\max} , МПа	(7.2)	28,51
3		для ступицы			357,54
4	Наибольшее расчетное давление		$p_{\max \text{ расч.}}$, МПа	(7.3)	28,51
5	Коэффициент жесткости конструкции	для зубчатого венца	C_1	(7.6)	6,64
6		для ступицы	C_2	(7.7)	0,80
7	Наименьший расчетный натяг		$N_{\min \text{ расч.}}$	(7.4)	29,60
8	Наибольший расчетный натяг		$N_{\max \text{ расч.}}$	(7.5)	210,40

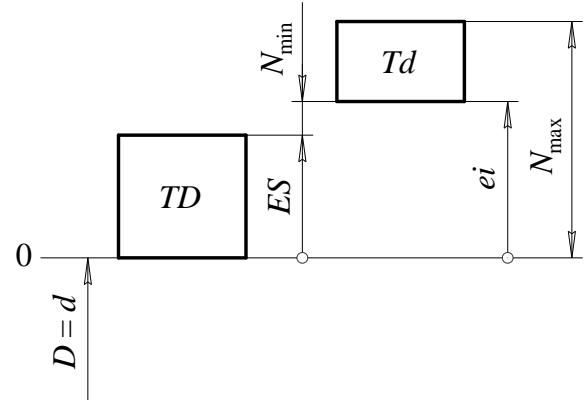


Рис. 7.2. Схема посадки с натягом

9	Предельная сумма полей допусков отверстия и вала		$\max(TD + Td)$, мкм	(7.8)	180
10	Поле допуска по ЕСДП (9-й квалитет точности)	отверстия	TD , мкм	табл. 6.1	87
11		вала	Td , мкм		87
12	Наименьшее расчетное нижнее отклонение вала		$(ei)_{\text{расч}}$, мкм	(7.9)	116,6
13	Нижнее отклонение вала по ЕСДП (индекс поля допуска u)		ei , мкм	табл. 6.3	+144
14	Верхнее отклонение вала		es , мкм	(6.2)	+231
$231 > 210,40 \Rightarrow$ условие (7.10) не выполняется					
15	Новое поле допуска отверстия по ЕСДП (8-й квалитет точности)		TD , мкм	табл. 6.1	54
16	Новое наименьшее расчетное нижнее отклонение вала		$(ei)_{\text{расч}}$, мкм	(7.9)	83,6
17	Новое нижнее отклонение вала по ЕСДП (индекс поля допуска t)		ei , мкм	табл. 6.3	+104
18	Новое верхнее отклонение вала		es , мкм	(6.2)	+191
$191 < 210,40 \Rightarrow$ условие (7.10) выполняется					

Ответ: подобрана посадка с натягом $\frac{H8}{t9}$

Контрольные вопросы

1. Какой геометрический параметр оказывает более сильное влияние на минимально допустимое давление в соединении с натягом – длина контакта деталей соединения или его номинальный диаметр?
2. При проектировании посадки с натягом оказалось, что наибольший натяг в соединении превышает значение, допустимое с точки зрения прочности одной из деталей соединения. Что следует предпринять?