



Национальный исследовательский
Томский политехнический университет

Механика 1.3

3.09.24;

Лектор - Козлов Виктор Николаевич,
доцент отделения машиностроения ИШНПТ

моб. тел. +7-913-812-58-34, kovn@tpu.ru

ВКС 380 440 5794, **Пароль:** 1DepTr

Лекции – 24 часа,

практические занятия – 32 часа,

88 часов самостоятельной работы,

расчётно-графические работы (РГР)

всего 144 ч., 4 кредита. **Экзамен**

3.6.8 Расчеты при растяжении (сжатии)

1. Расчеты на прочность

$$\sigma_{p(c)} = F/A \leq \sigma_{p(c)p} \cdot [\sigma_B] [\sigma_{-B}]$$

где $\sigma_{p(c)}$ – фактическое напряжение на растяжение или сжатие; $\sigma_{p(c)p}$ – допускаемое напряжение на растяжение или сжатие. Это неравенство называется **условием прочности**. С его помощью могут быть решены задачи следующих **трех типов**.

2. Определение предельной (допускаемой) нагрузки для детали с определенными размерами **поперечного сечения A** и **допускаемым** напряжением σ_p : $F_p \leq A \cdot \sigma_p$.

Группа сталей	Марка стали	Механические характеристики					
		σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1p} , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	НВ
Углеродистые стали качественные	10	340-420	210	120-150	160-220	80-120	137
	20	420-500	250	120-160	170-220	100-130	156
	30	500-600	300	170-210	200-270	110-140	179
	40	580-700	340	180-240	230-320	140-190	187-217
	45	610-750	360	190-250	250-340	150-200	197-241
	50	640-800	380	200-260	270-350	160-210	207-241

$$A_1 = (\pi \cdot d_1^2) / 4 = (\pi \cdot 20^2) / 4 = 314 \text{ мм}^2; F_{1 \max} = \sigma_T \cdot A_1 = 360 \cdot 314 = 1130097 \text{ Н} = 113 \text{ кН.}$$

$$A_2 = (\pi \cdot d_2^2) / 4 = (\pi \cdot 30^2) / 4 = 707 \text{ мм}^2; F_{2 \max} = \sigma_T \cdot A_2 = 360 \cdot 707 = 254469 \text{ Н} = 254 \text{ кН.}$$

4.3. ЕСДП (продолжение 13.1)

Таблица 1. Основные отклонения (Fundamental deviations), мкм (μm) (1 мкм = $1\mu\text{m} = 0,001$ мм)

A basic size, mm	aa	ba	ca	da	ea	fa	gajak	ma	na	pa	ra		
\square	For all numbers of grades of tolerance							5,6	7	4-7	<3, >7	Fc			
from 1- before 3	-270	-140	-60	-20	-14	-6	-2	-2	-4	0	0	+2	+4	+6	+10
3-6	-270	-140	-70	-30	-20	-10	-4	-2	-4	+1	0	+4	+8	+12	+15
6-10	-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	-2	-5	+1	0	+6	+10	+15	+19
10-14	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	+7	+12	+18	+23
14-18	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	7	+12	+18	+23
18-24	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28
24-30	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28
30-40	-310	-170	-120	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34
40-50	-320	-180	-130	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34
50-65	-340	-190	-140	-100	-60	-30	-10	-7	-12	+2	0	11	+20	+32	+41

Таблица 2. Допуски, мкм (Tolerances, μm). (1 мкм = 0,001 мм).

Номинальный размер, мм	Квалитет (A number of grades of tolerance)											
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
1-3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	
3-6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	
6-10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	
10-18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	
18-30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	
30-50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	
50-80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	

Нарисовать поля допусков вала и отверстия и определить предельно допустимые размеры вала и отверстия, предельные зазоры или натяги в посадках: 1) $\text{Ø}50\text{H}7/\text{g}6$; 2) $\text{Ø}50\text{H}7/\text{p}6$; 3) $\text{Ø}50\text{H}7/\text{n}6$; 4) $\text{Ø}50\text{G}7/\text{g}6$; 5) Соединение $\text{Ø}50\text{H}7$ с $\text{Ø}49\text{g}6$.

4.3. ЕСПД (продолжение 13.2)



Наиболее употребляемые **основные отклонения «валов»**



Наиболее употребляемые **основные отклонения «отверстий»**

4.3. ЕСПД (продолжение 14)

Таблица 1. Основные отклонения (Fundamental deviations), мкм (μm) (1 мкм = 1 μm = 0,001

A basic size, mm	aa	ba	ca	da	ea	fa	gajak	ma	na	pa	ra		
	For all numbers of grades of tolerance							5,6	7	4-7	<3, >7	Fc			
from 1- before 3	-270	-140	-60	-20	-14	-6	-2	-2	-4	0	0	+2	+4	+6	+10
3-6	-270	-140	-70	-30	-20	-10	-4	-2	-4	+1	0	+4	+8	+12	+15
6-10	-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	-2	-5	+1	0	+6	+10	+15	+19
10-14	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	+7	+12	+18	+23
14-18	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	-3	-6	+1	0	7	+12	+18	+23
18-24	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28
24-30	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	-4	-8	+2	0	8	+15	+22	+28
30-40	-310	-170	-120	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34
40-50	-320	-180	-130	-80	-50	-25	-9	-5	-10	+2	0	9	+17	+26	+34
50-65	-340	-190	-140	-100	-60	-30	-10	-7	-12	+2	0	11	+20	+32	+41

Числовые значения основных отклонений отверстий, мкм

Интервал размеров, мм	Основные отклонения											
	A ¹	B ¹	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	
для всех квалитетов												
Нижнее отклонение EI												
Свыше	До											
-	3 ¹⁾⁵⁾	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0
10	14	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0
14	18											
18	24	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0
24	30											
30	40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0
40	50	+320	+180	+130								
50	65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
65	80	+360	+200	+150								

Одноименные **основные** отклонения **валов** и **отверстий** для букв от **a** до **g** и от **A** до **G** равны по абсолютной величине, но **противоположны по знаку**.

Посадка Ø30**G8/f7**

Отверстие Ø30**G8**($+0,009^{+0,042}$)

$$30G8^{(+0,042)}_{(+0,009)} = 30^{+0,042}_{+0,009} \text{ мм}$$

Вал Ø30**f7** ($-0,041^{-0,02}$)

$$30f7^{(-0,02)}_{(-0,041)} = 30^{-0,02}_{-0,041} \text{ мм}$$

4.4. Задание на ИДЗ-4

Задание на ИДЗ-4:

- 1) на эскизе сборочного чертежа редуктора (без масштаба!) указать размеры из таблицы по предпоследней цифре зачётной книжке, все недостающие размеры сопряжений деталей механизма проставить самостоятельно пропорционально заданным в таблице, указать габаритные размеры механизма. Изобразить разрезы, необходимые для понимания конфигурации сопрягаемых поверхностей деталей и указания их размеров и посадок (см. пример на рис. 4.62). Указать № позиций деталей и стандартных изделий (см. пример на рис. 4.56);
- 2) назначить посадки на все размеры сопряжений исходя из их функционального назначения и написать их на эскизе рядом с размером;
- 3) на отдельном листе формата А3 или А4 изобразить вал механизма (можно сделать скан сборочного эскиза, после чего на нём удалить все детали кроме самого вала) и указать на нём исполнительные размеры (без выдерживания масштаба!) в комбинированной форме (номинальный размер, букву основного отклонения и квалитет в соответствии с назначенной посадкой на сборочном эскизе, затем в круглых скобках верхнее и нижнее отклонения), габаритные размеры вала. Изобразить разрезы или сечения для понимания конфигурации элементов вала и указания исполнительных размеров;
- 4) На эскизе вала указать требования по шероховатости, допустимые погрешности формы и расположения поверхностей, требования по твёрдости и пр. (см. пример на рис. 4.63);
- 5) Назначить марку материала вала;
- 6) Написать, какие требуются расчёты основных размеров и элементов вала, а также сопрягаемых с ним деталей для обеспечения их прочности;
- 7) На примере спецификации сборочного эскиза указать правила .

4.4. Задание на ИДЗ-4 (продолжение 1)

№ схемы из последней цифры зачётной книжки

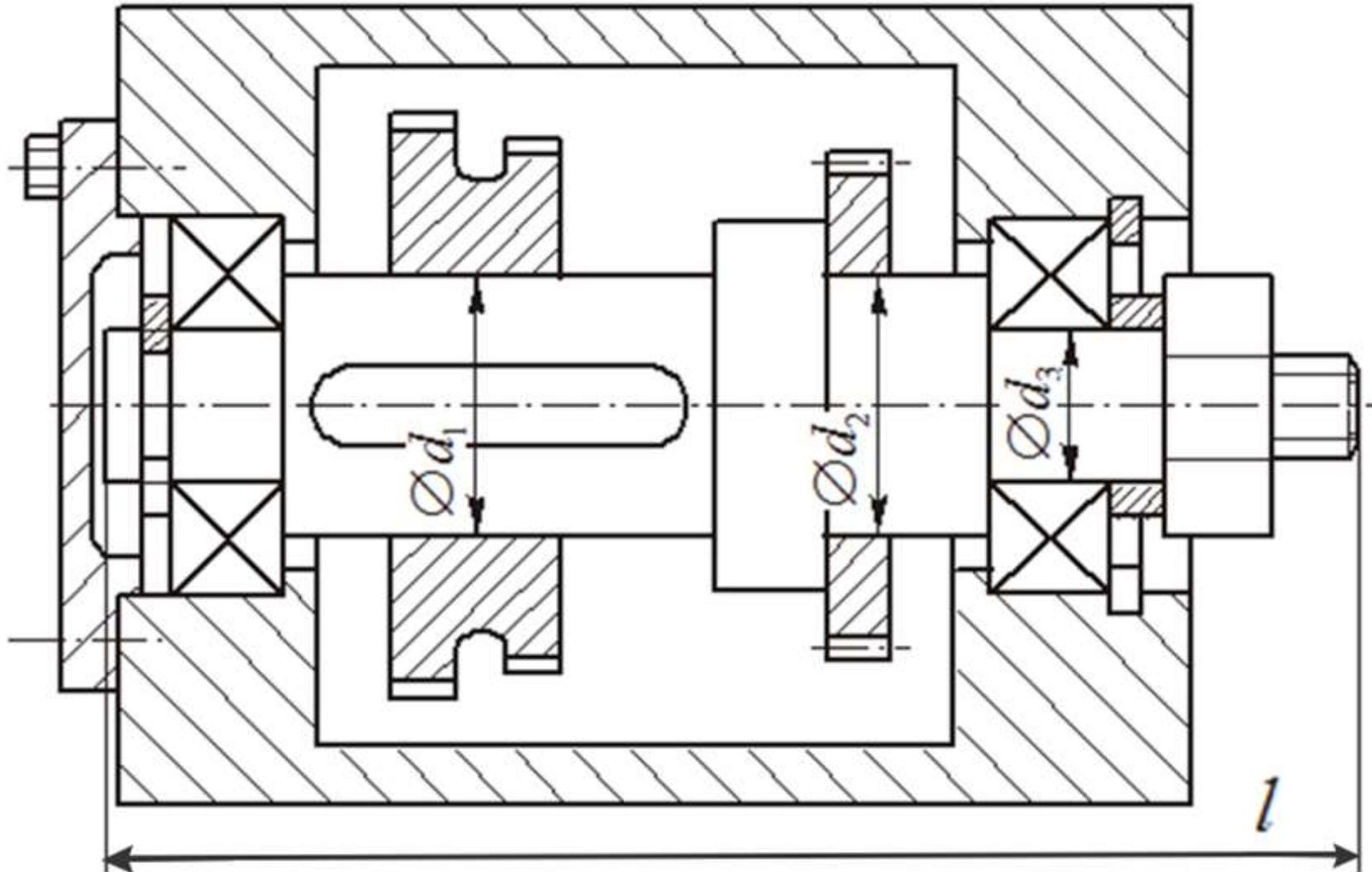


Рис. 4.64. Пример сборочного эскиза редуктора **без указания** размеров и посадок (задание на ИДЗ-4)

4.4. Задание на ИДЗ-4 (продолжение 2)

№ схемы сборочного эскиза из последней цифры зачётной книжки

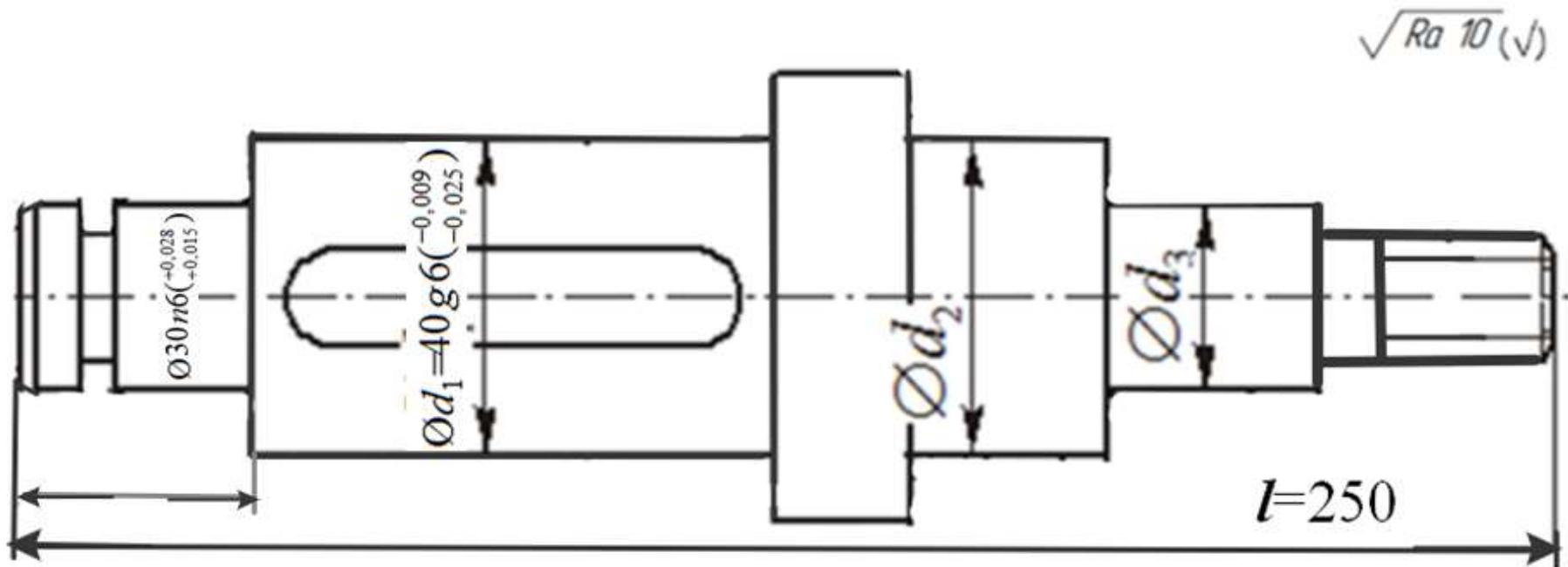


Рис. 4.65. Пример эскиза вала (начало простановки исполнительных размеров и пр.) из сборочного эскиза редуктора

4.4. Задание на ИДЗ-4 (продолжение 3)

Задание на ИДЗ-4

№ схемы из последней цифры зачётной книжки

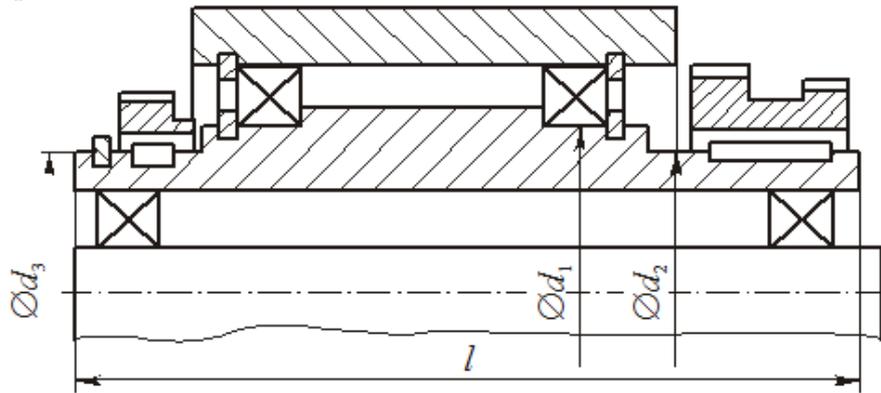


Схема № 1

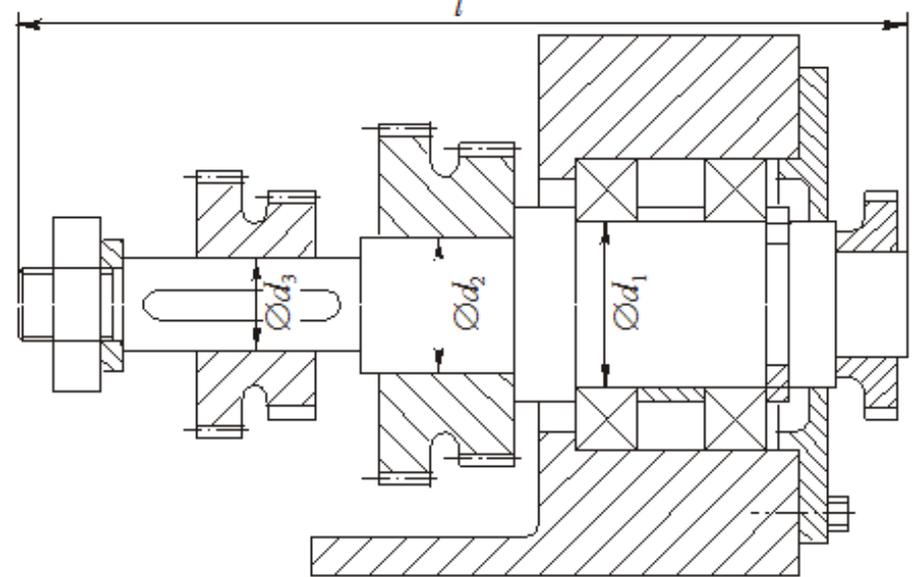


Схема № 2

Размер	№ предпоследней цифры зачётной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Численное значение, мм									
l	150	200	250	300	350	400	150	200	250	300
d_1	50	60	70	60	50	70	30	40	50	45
d_2	40	50	60	40	40	60	25	35	40	40
d_3	30	40	30	30	30	40	20	30	30	40

4.4. Задание на ИДЗ-4 (продолжение 4)

Задание на ИДЗ-4

№ схемы из последней цифры зачётной книжки

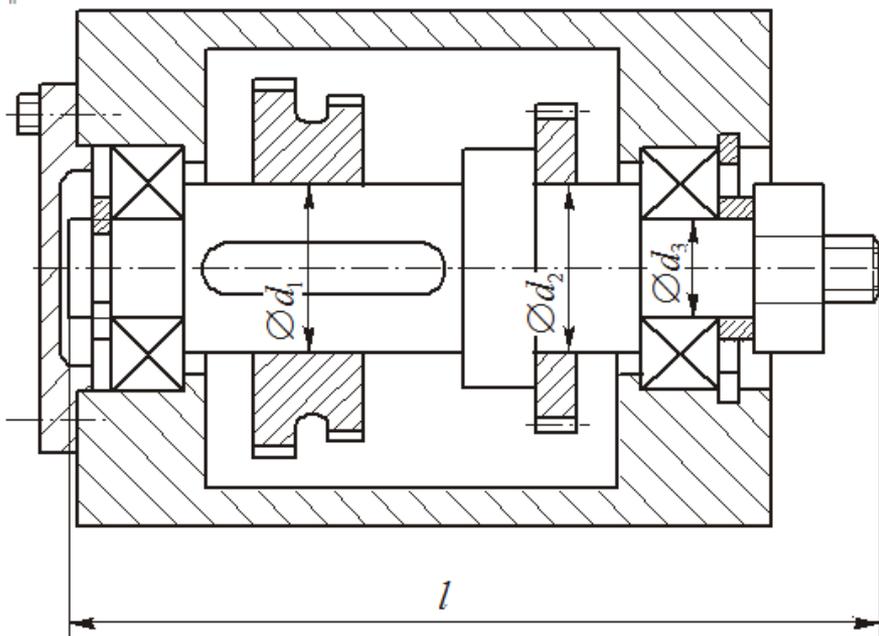


Схема № 3

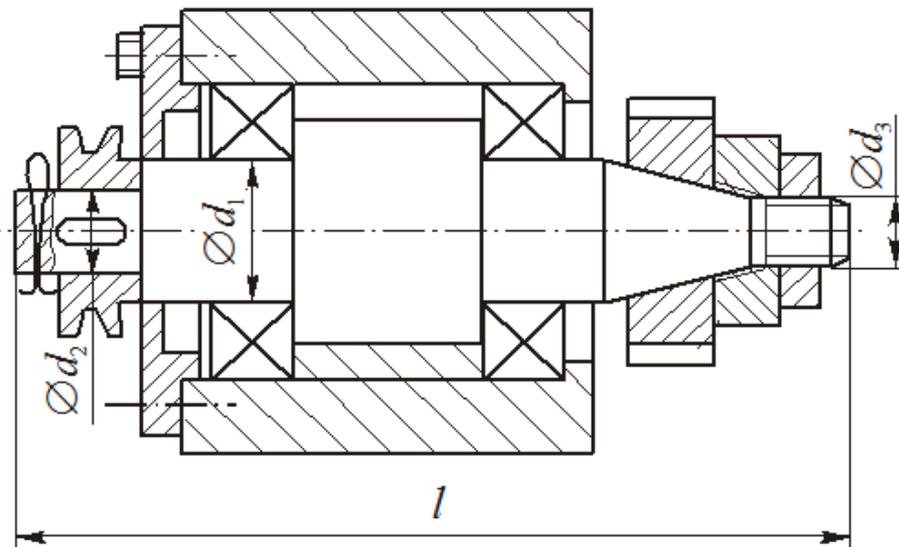


Схема № 4

Размер	№ предпоследней цифры зачётной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Численное значение, мм									
l	150	200	250	300	350	400	150	200	250	300
d_1	50	60	70	60	50	70	30	40	50	45
d_2	40	50	60	40	40	60	25	35	40	40
d_3	30	40	30	30	30	40	20	30	30	40

4.4. Задание на ИДЗ-4 (продолжение 5)

Задание на ИДЗ-4

№ схемы из последней цифры зачётной книжки

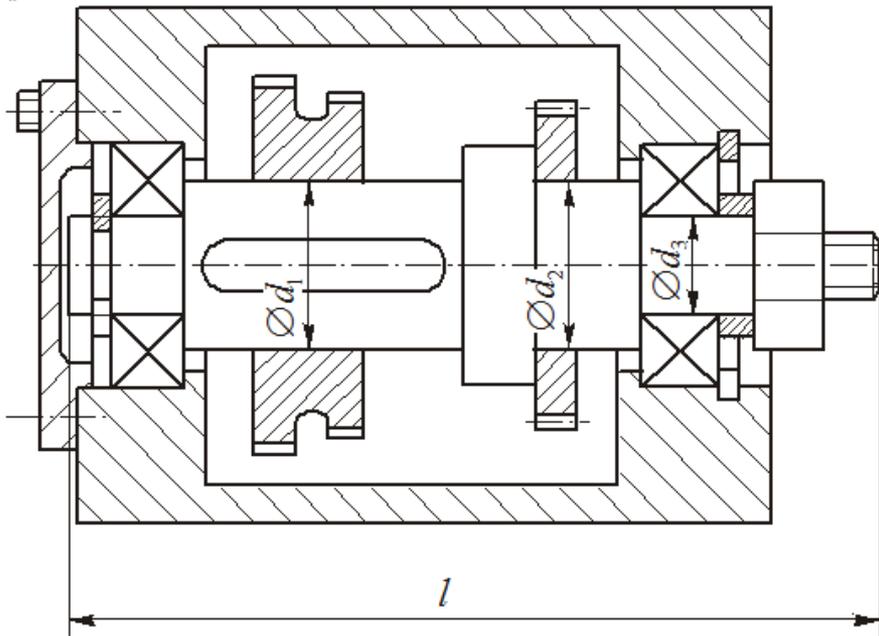


Схема № 5

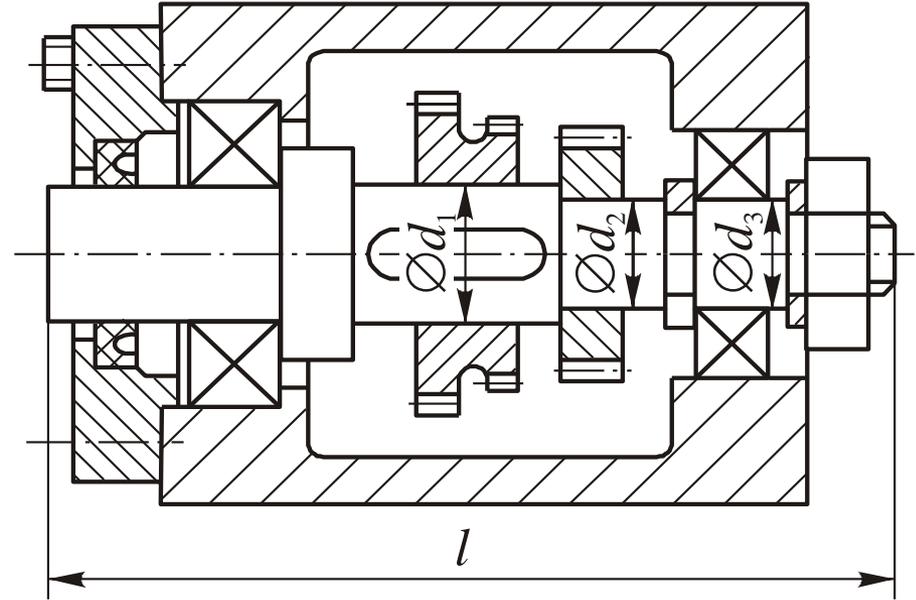


Схема № 6

Размер	№ предпоследней цифры зачётной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Численное значение, мм									
l	150	200	250	300	350	400	150	200	250	300
d_1	50	60	70	60	50	70	30	40	50	45
d_2	40	50	60	40	40	60	25	35	40	40
d_3	30	40	30	30	30	40	20	30	30	40

4.4. Задание на ИДЗ-4 (продолжение 6)

Задание на ИДЗ-4

№ схемы из последней цифры зачётной книжки

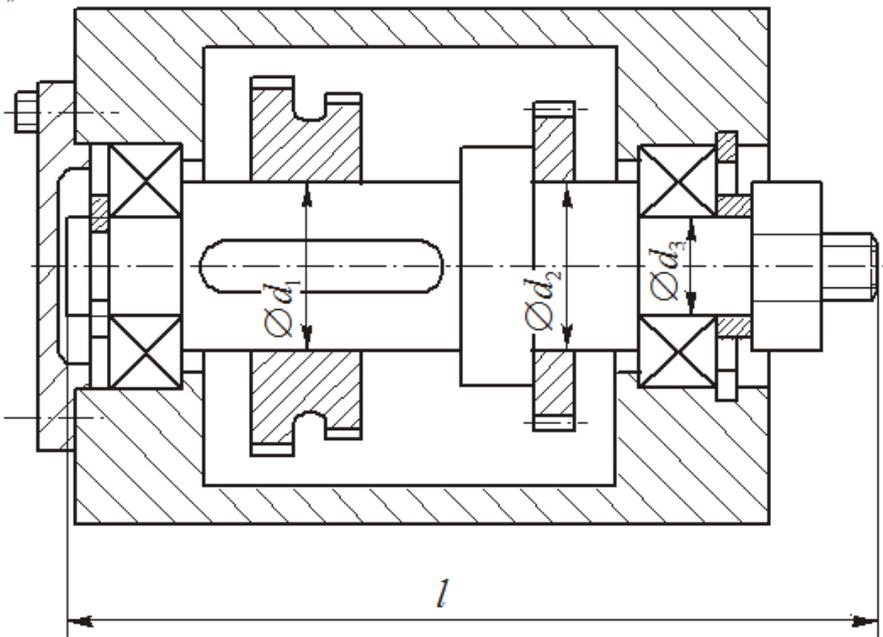


Схема № 7

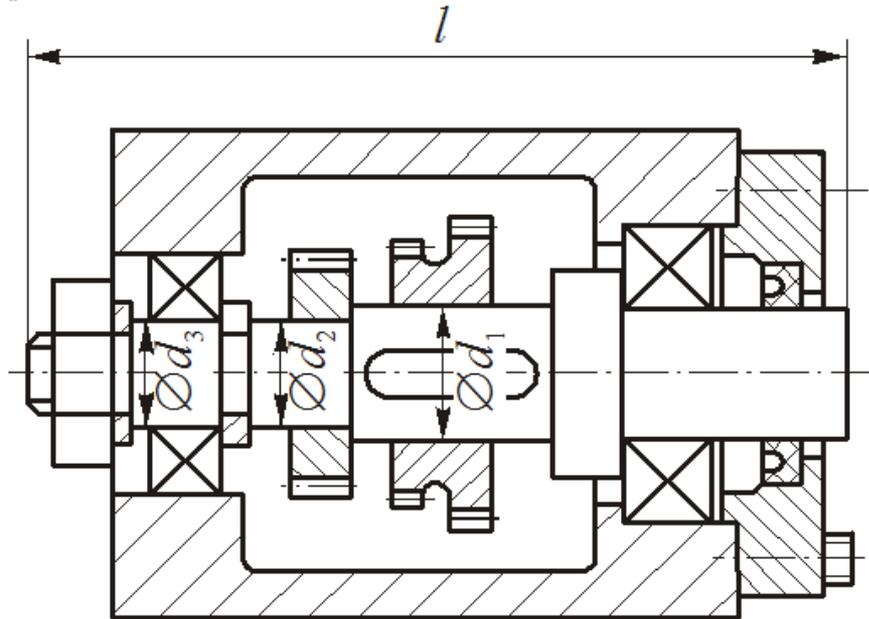


Схема № 8

Размер	№ предпоследней цифры зачётной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Численное значение, мм									
l	150	200	250	300	350	400	150	200	250	300
d_1	50	60	70	60	50	70	30	40	50	45
d_2	40	50	60	40	40	60	25	35	40	40
d_3	30	40	30	30	30	40	20	30	30	40

4.4. Задание на ИДЗ-4 (продолжение 7)

Задание на ИДЗ-4 № схемы из последней цифры зачётной книжки

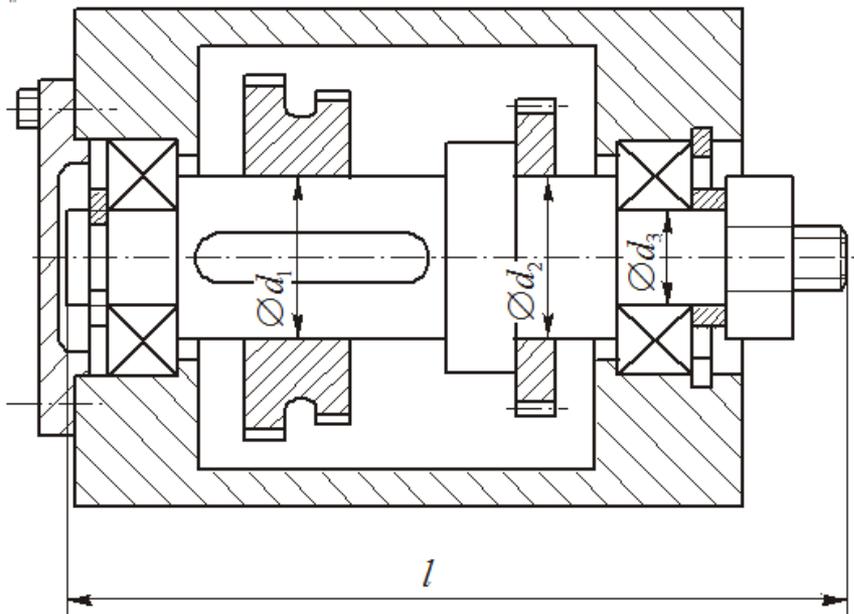


Схема № 9

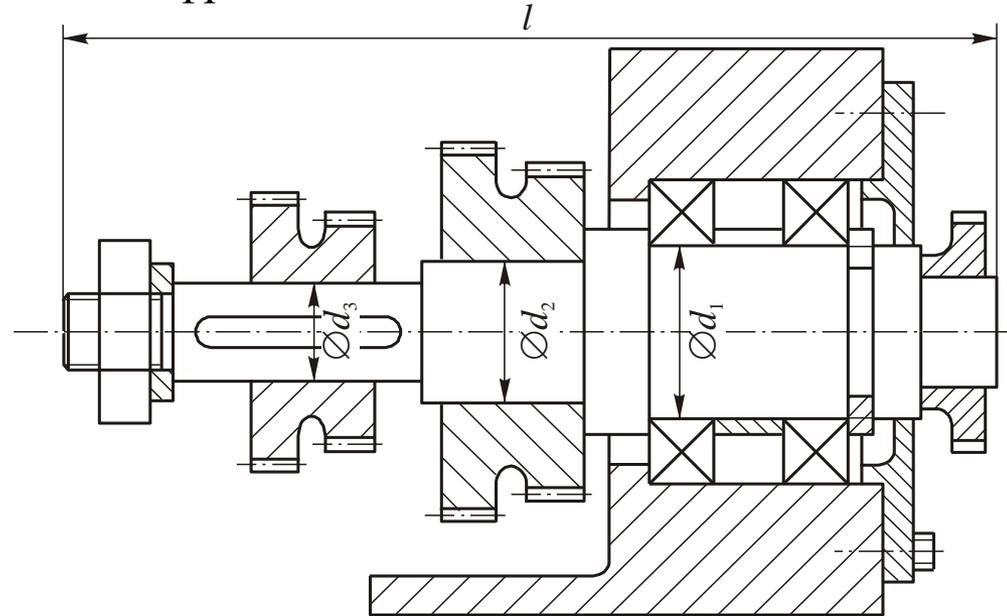


Схема № 0

Размер	№ предпоследней цифры зачётной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Численное значение, мм									
l	150	200	250	300	350	400	150	200	250	300
d_1	50	60	70	60	50	70	30	40	50	45
d_2	40	50	60	40	40	60	25	35	40	40
d_3	30	40	30	30	30	40	20	30	30	40

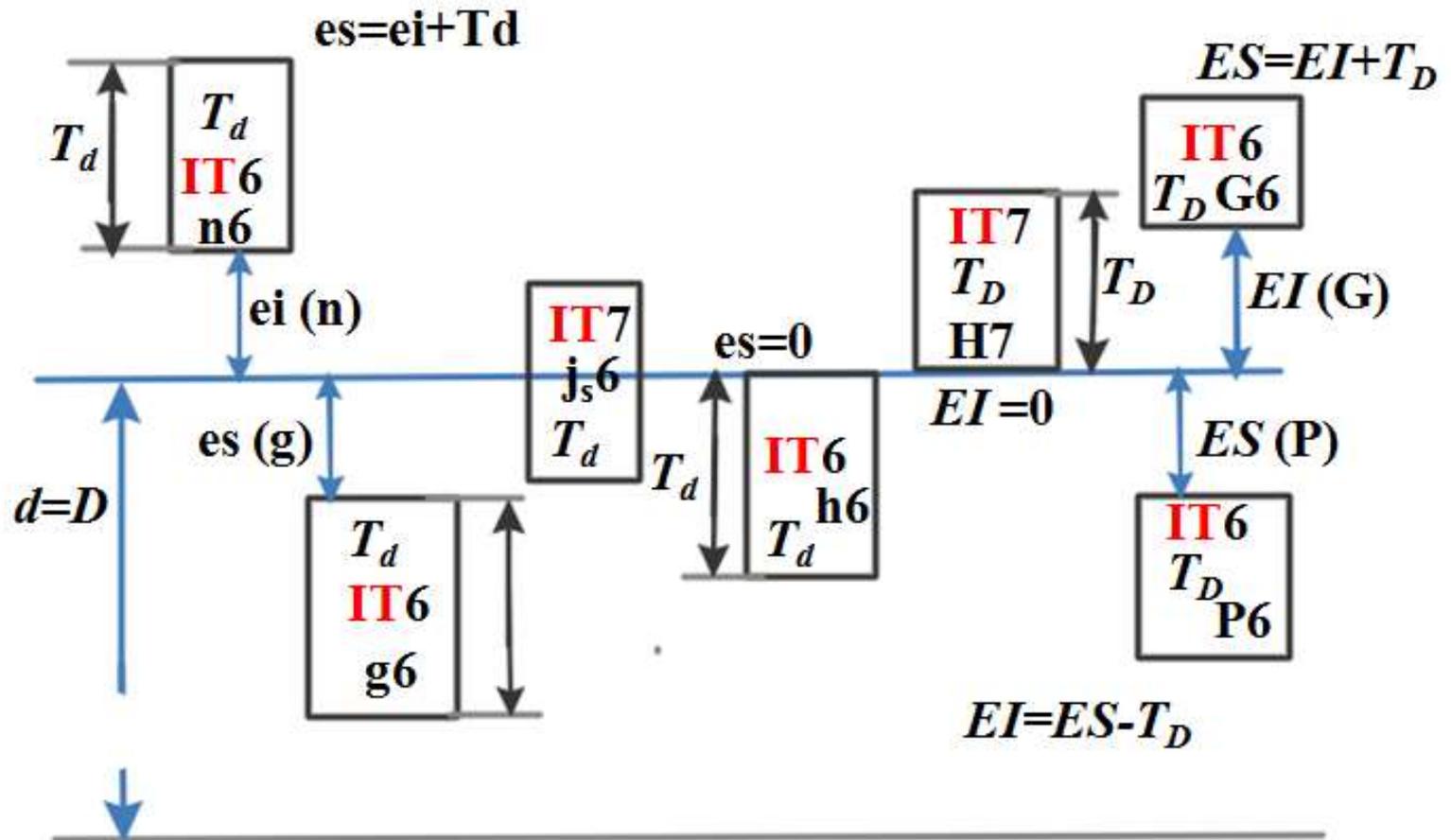


Рис. 4.64. Пример расположения основного отклонения

Нарисовать **поля допусков** вала и отверстия и определить **предельно допустимые размеры** вала и отверстия, **предельные зазоры** или **натяги** в посадках:

- 1) $\text{Ø}50\text{H}7/\text{g}6$; 2) $\text{Ø}50\text{H}7/\text{p}6$; 3) $\text{Ø}50\text{H}7/\text{n}6$; 4) $\text{Ø}50\text{G}7/\text{g}6$;
- 5) Соединение $\text{Ø}50\text{H}7$ с $\text{Ø}49\text{g}6$.

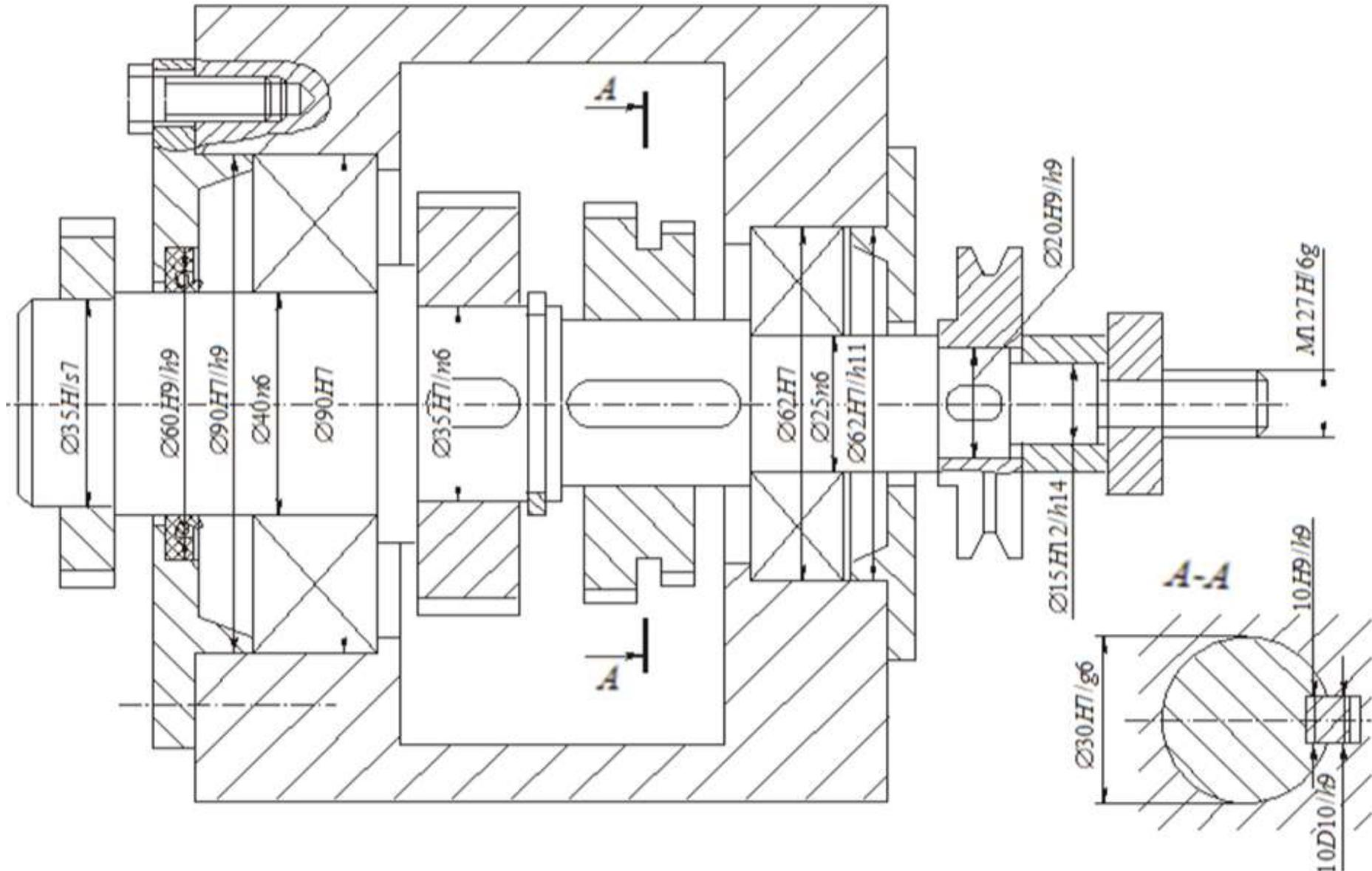


Рис. 4.62. Пример сборочного чертежа (эскиза) редуктора

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений

Посадки в системе отверстия (Н):

А) с **зазором** при необходимости лёгкого перемещения или вращения: S_{\max} S_{\min}

1) Точные с **зазором**: Н7/h6; Н7/g6 – при **высоких** требованиях к расположению деталей относительно базовой поверхности;

2) Средней точности с **зазором**: Н9/h9; Н9/f8 – при **не очень** высоких требованиях к расположению деталей относительно базовой поверхности;

3) Грубые с **зазором**: Н12/h11; Н12/d11 – при **невысоких** требованиях к расположению деталей относительно базовой поверхности;

N_{\max}

S_{\min}

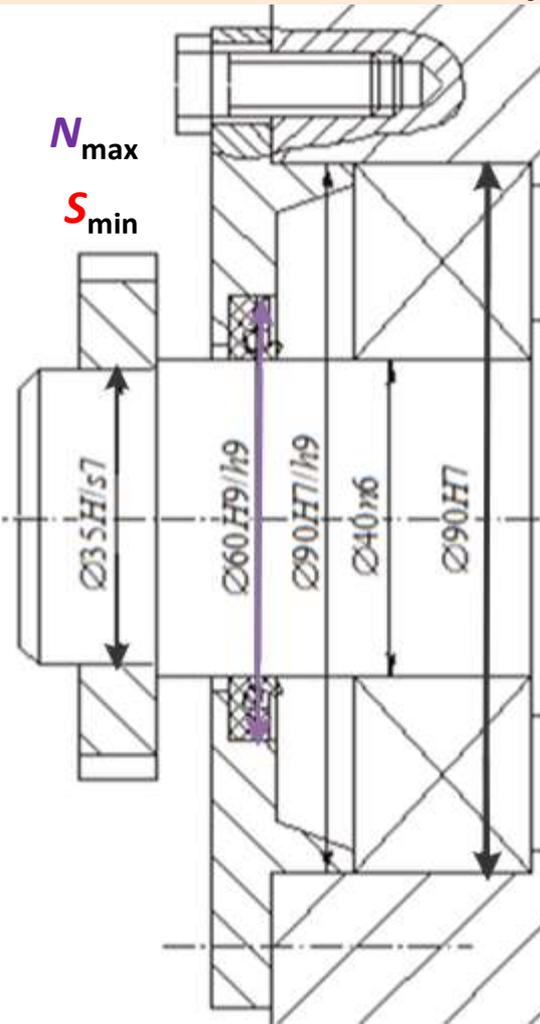


Рис. 4.63. Посадки в отверстие корпуса, на вале и с крышкой с манжетой в металл.оболочке

Рис. 4.64. Посадки в системе отверстия (Н)

Особенность посадки **внутреннего кольца подшипника**

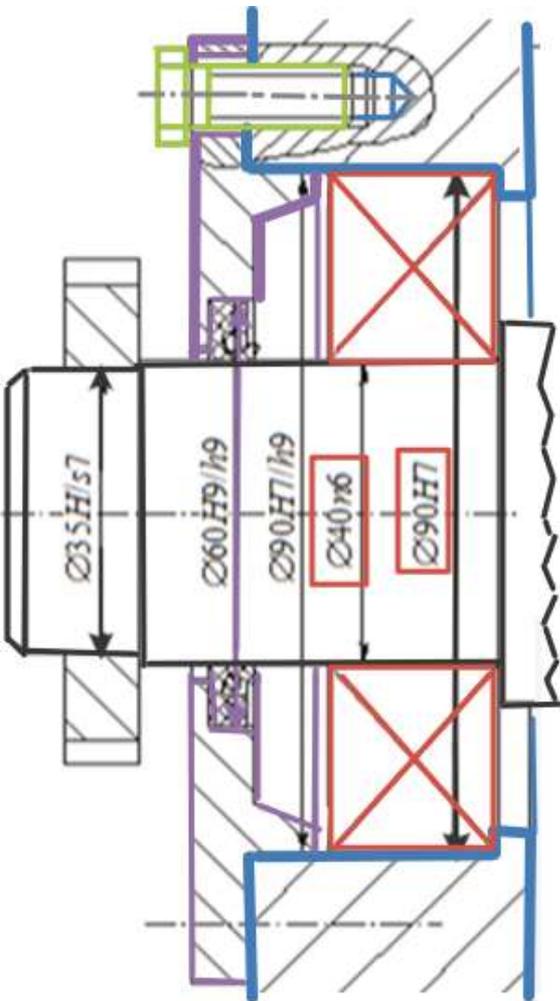


Рис. 4.68. Натяг



Рис. 4.67. Посадки подшипниковые

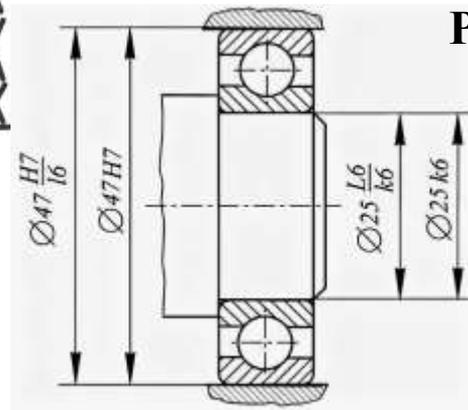


Рис. 4.68. Манжета армированная (сальник)

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 3)

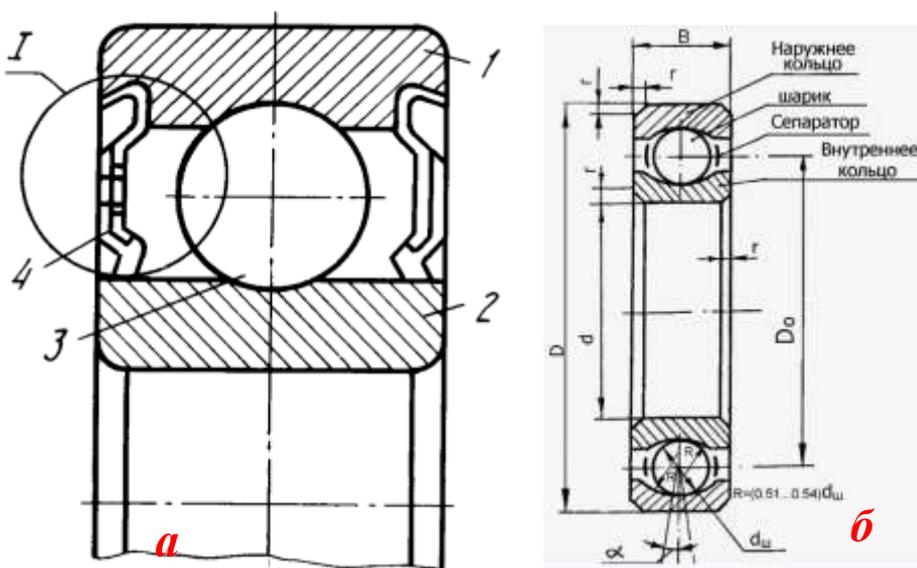


Рис. 4.69. Подшипник шариковый радиальный однорядный с защитными шайбами (а) и открытое (б)

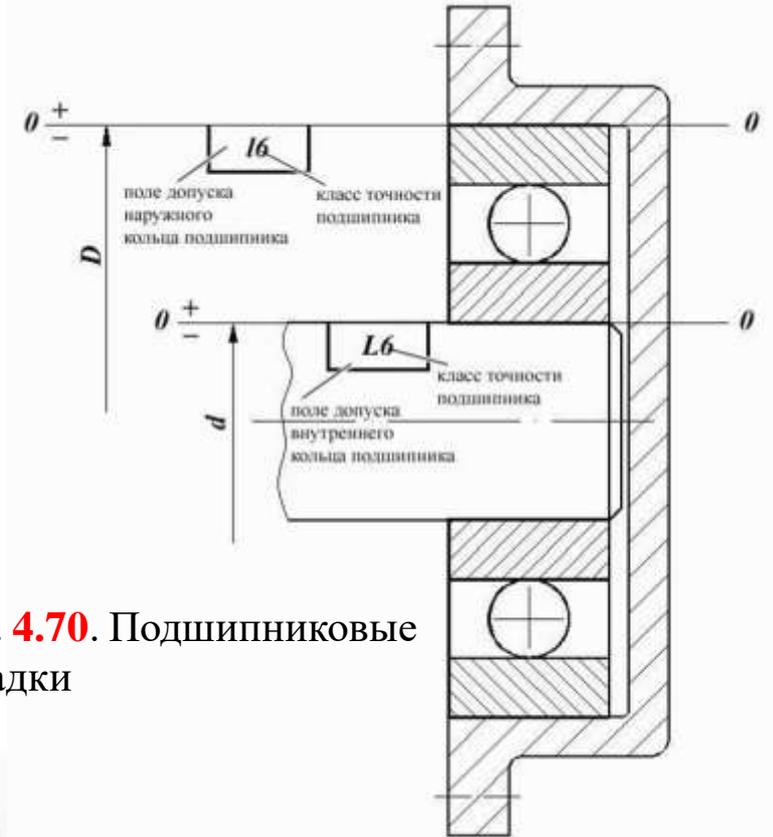


Рис. 4.70. Подшипниковые посадки

Радиально-упорные роликовые подшипники

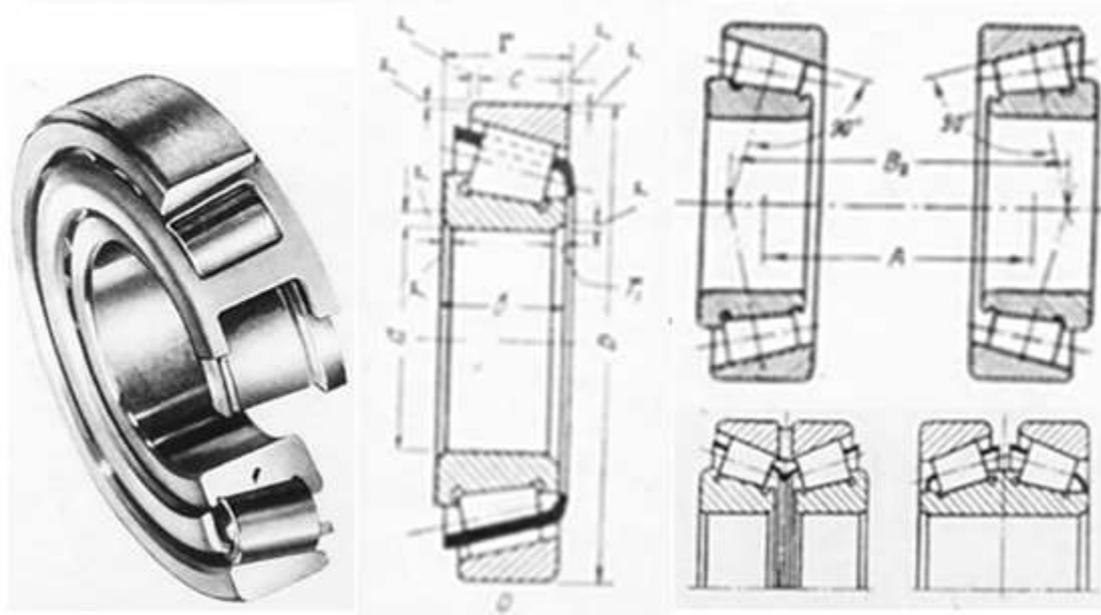
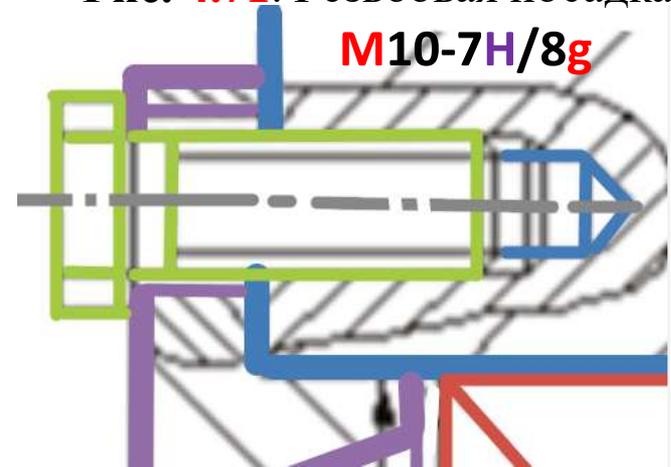


Рис. 4.71. Резьбовая посадка **M10-7H/8g**



4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 4)

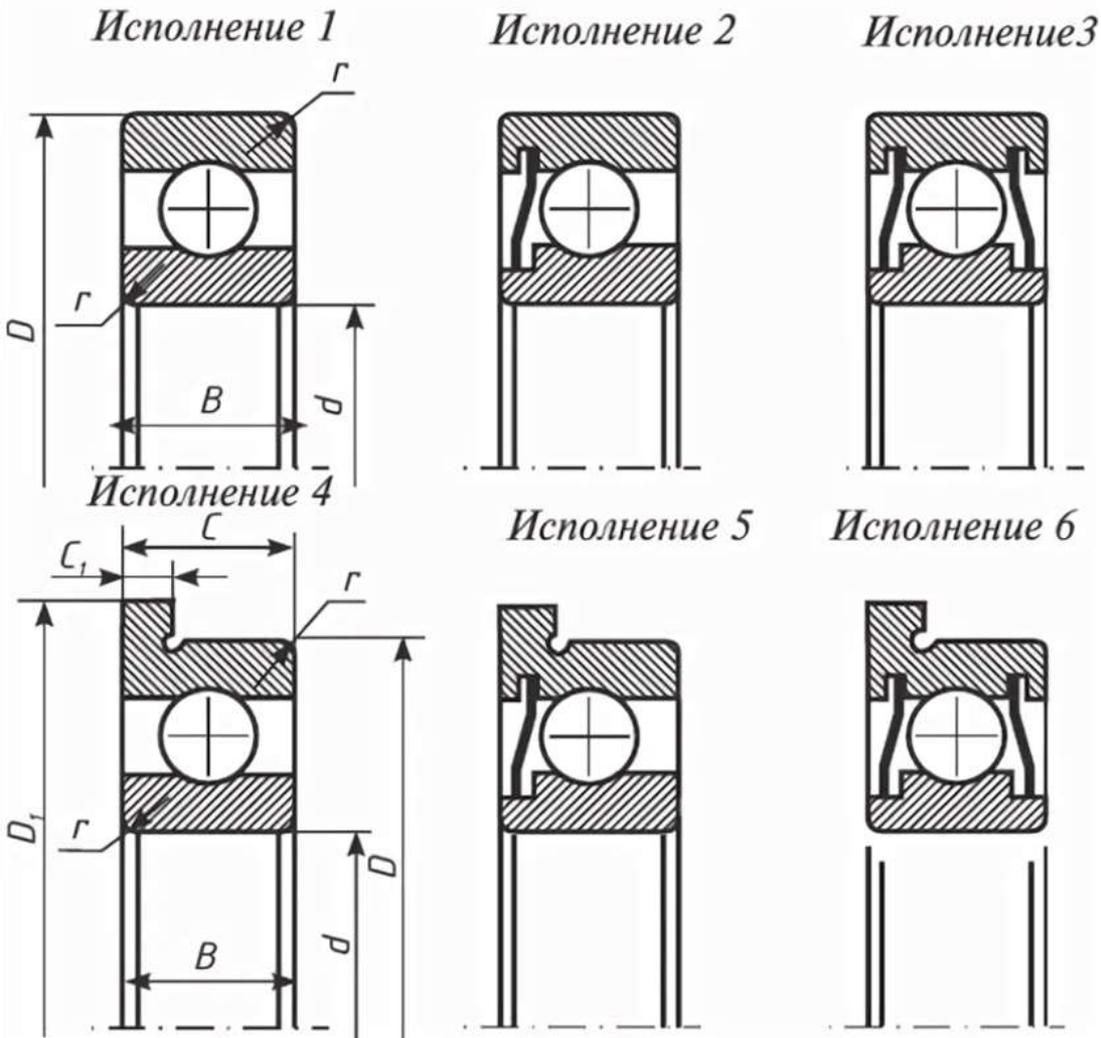


Рис. 4.72. Исполнение шариковых радиальных подшипников качения

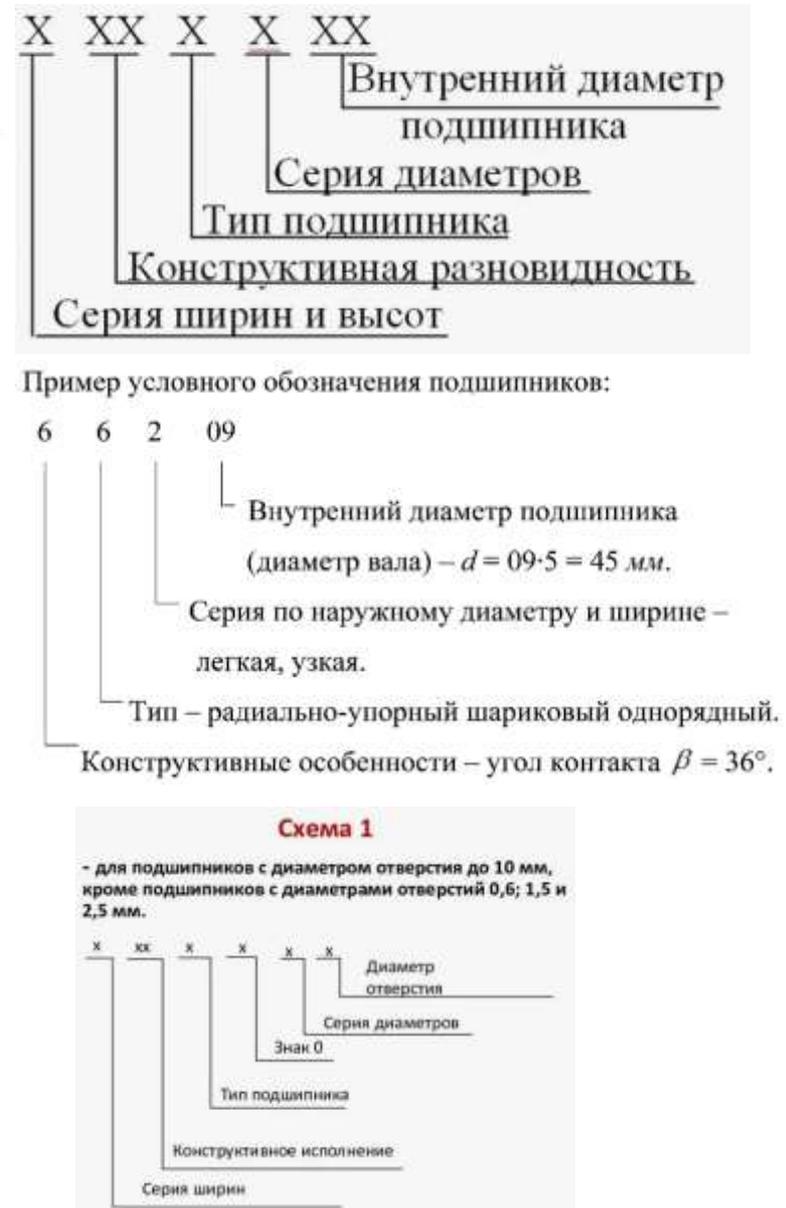


Рис. 4.73. Условное обозначение подшипников качения

4.5. ЕСП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 5)

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ



Рис. 4.74. Условное обозначение подшипников качения

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 6)

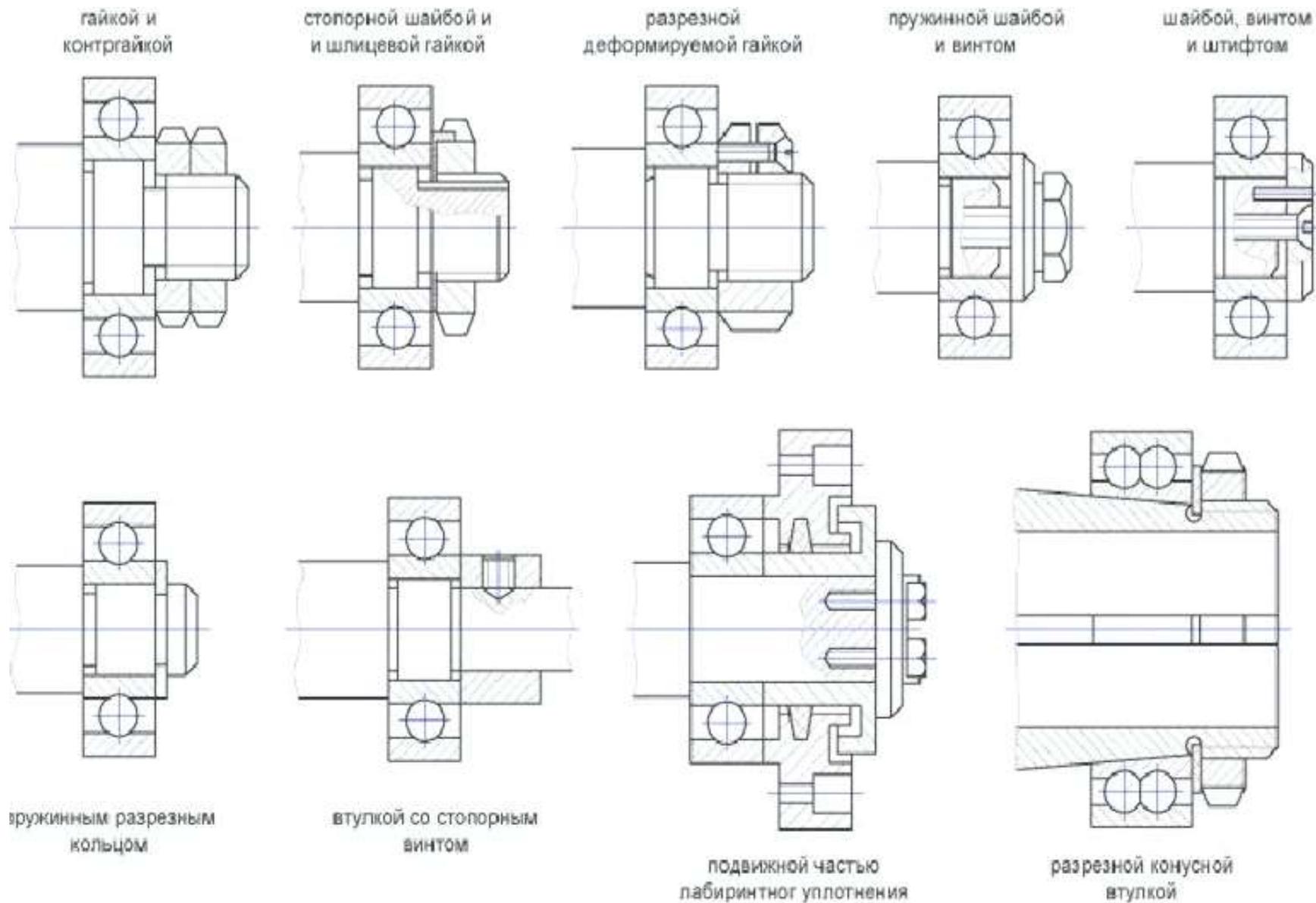


Рис. 4.75. Способы крепления подшипников качения на валу

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 7)

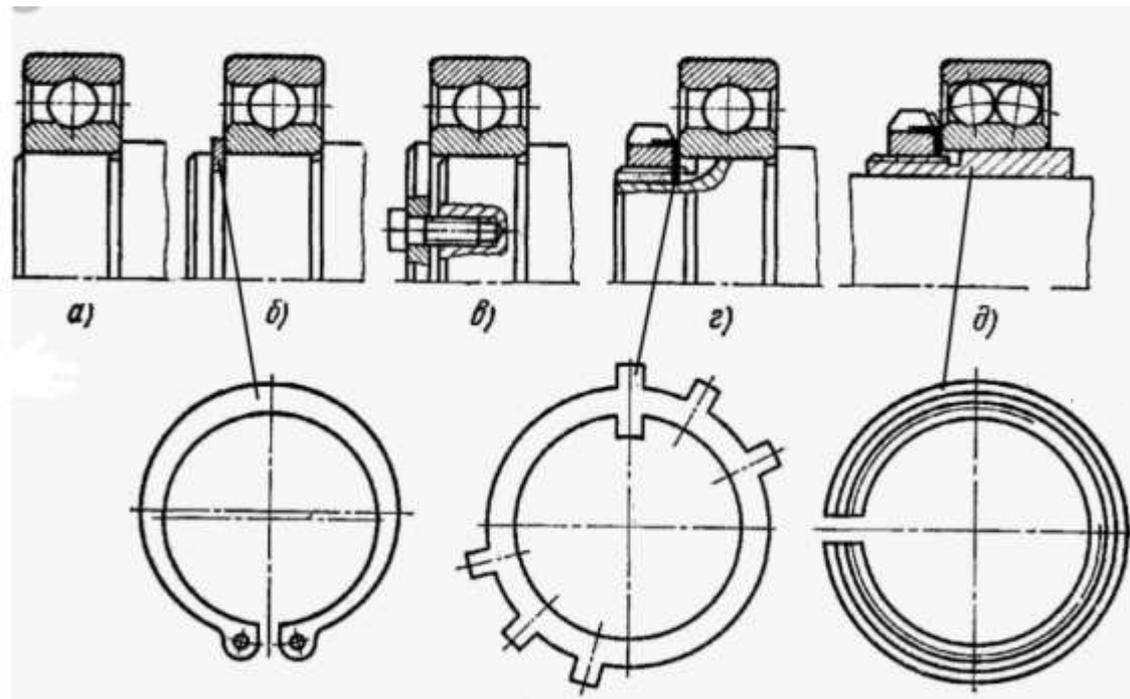


Рис. 4.76. Способы крепления подшипников качения на валу



Рис. 4.77. Съёмник подшипников качения гидравлический

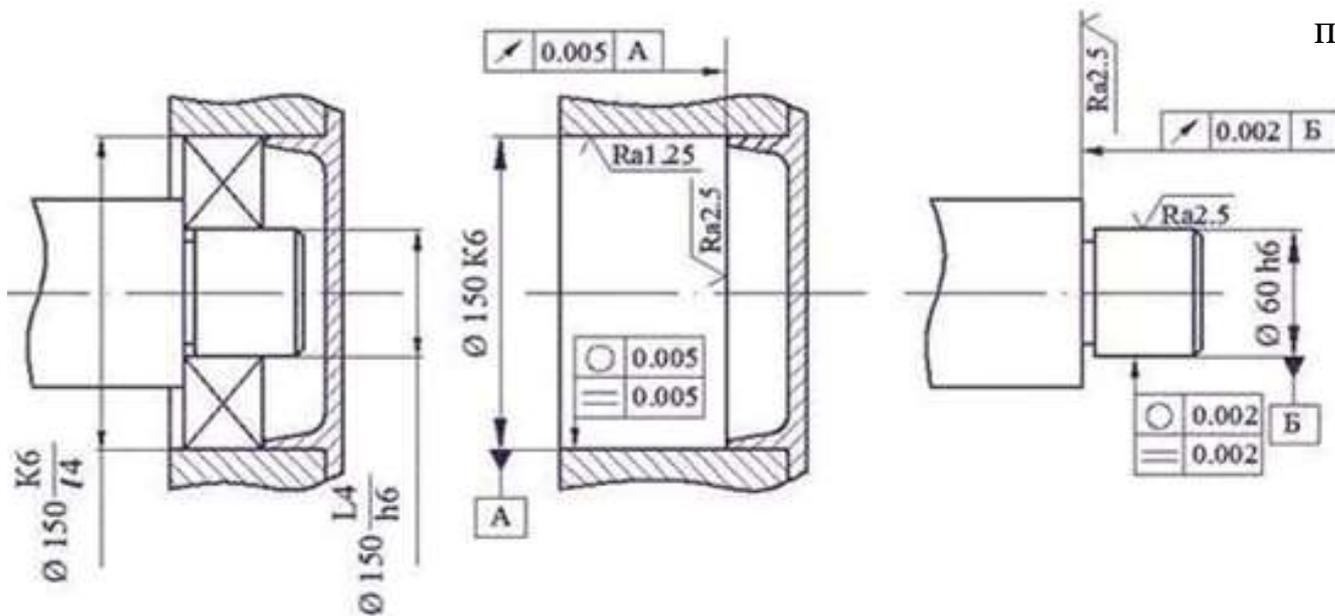


Рис. 4.78. Требования к поверхностям корпуса и вала для установки подшипников качения

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 8)

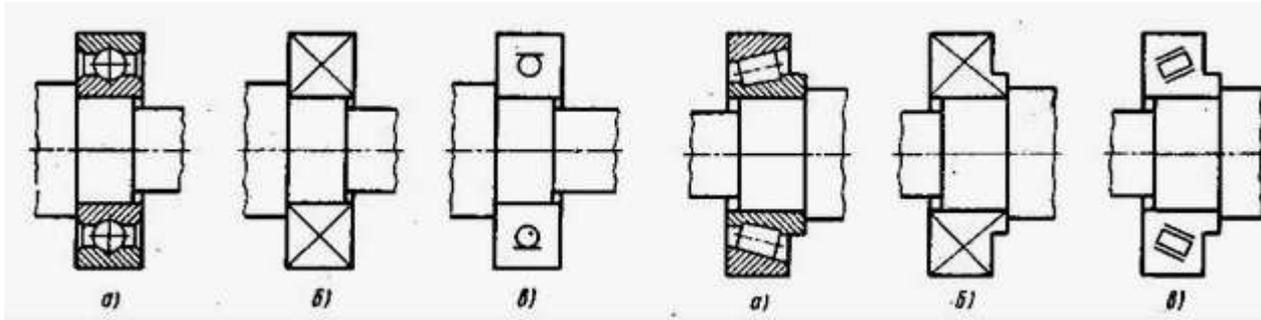


Рис. 4.79.

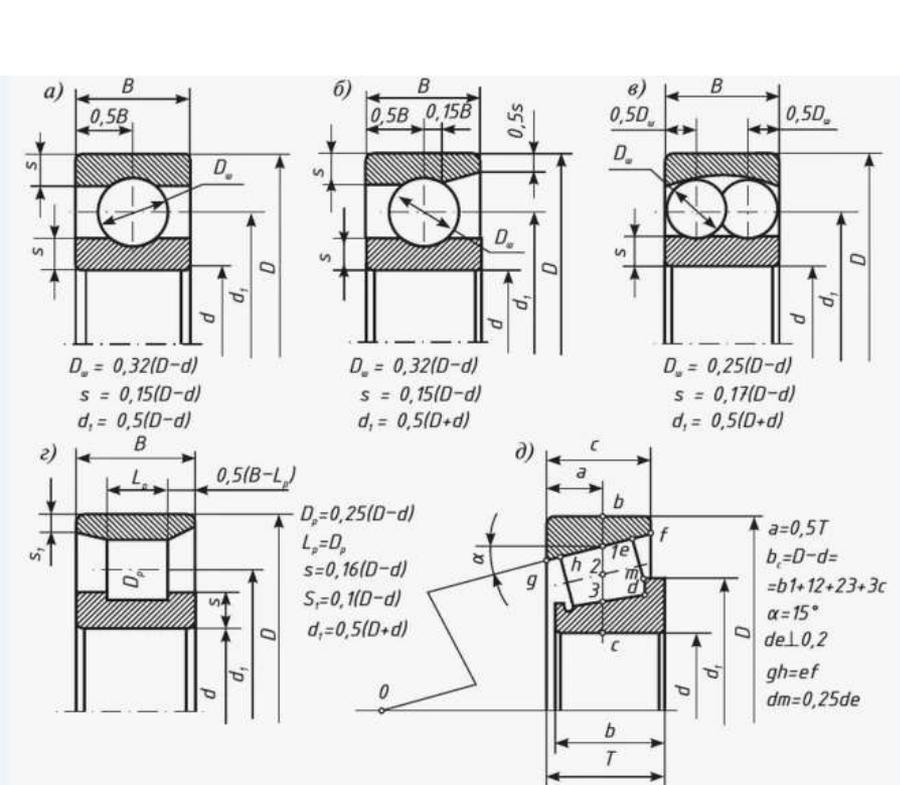


Рис. 4.80.

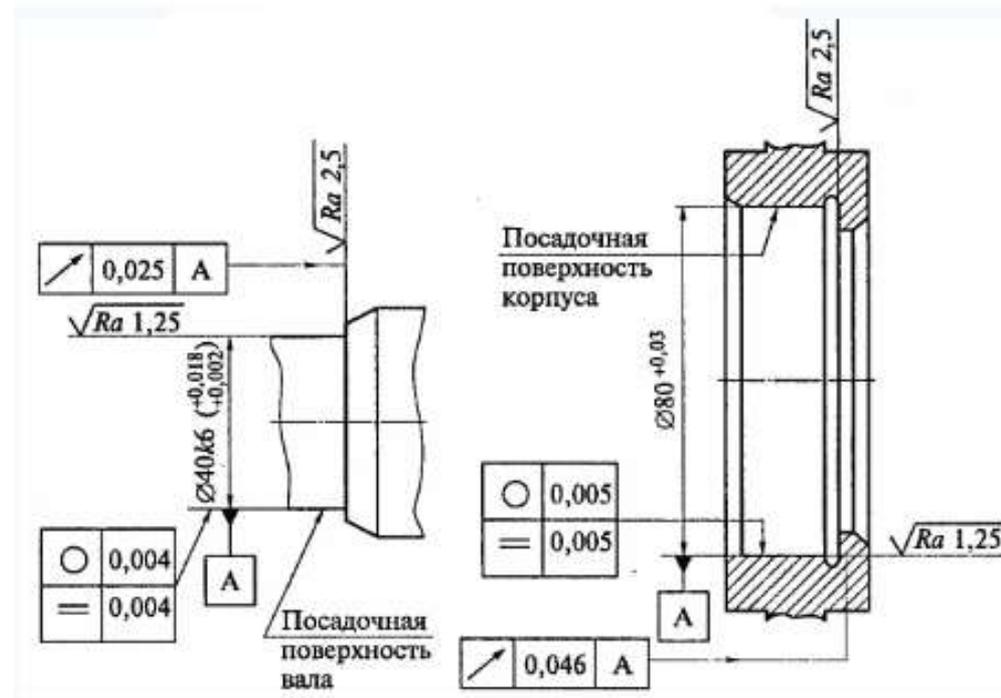


Рис. 4.81.

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 9)

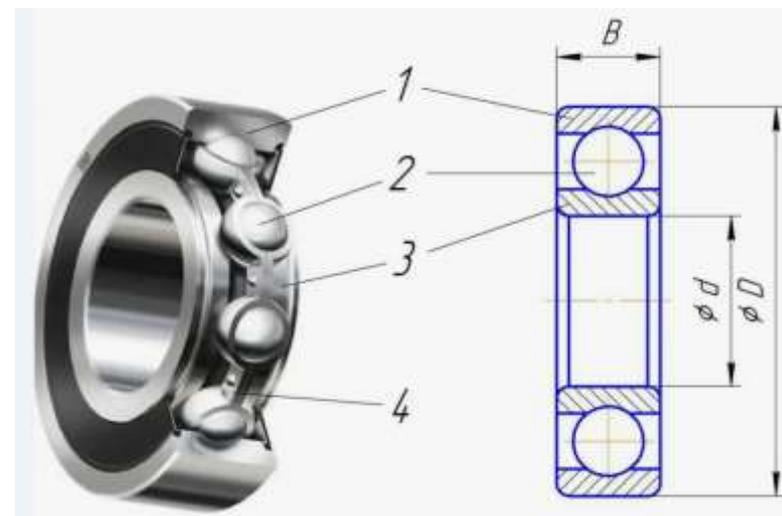
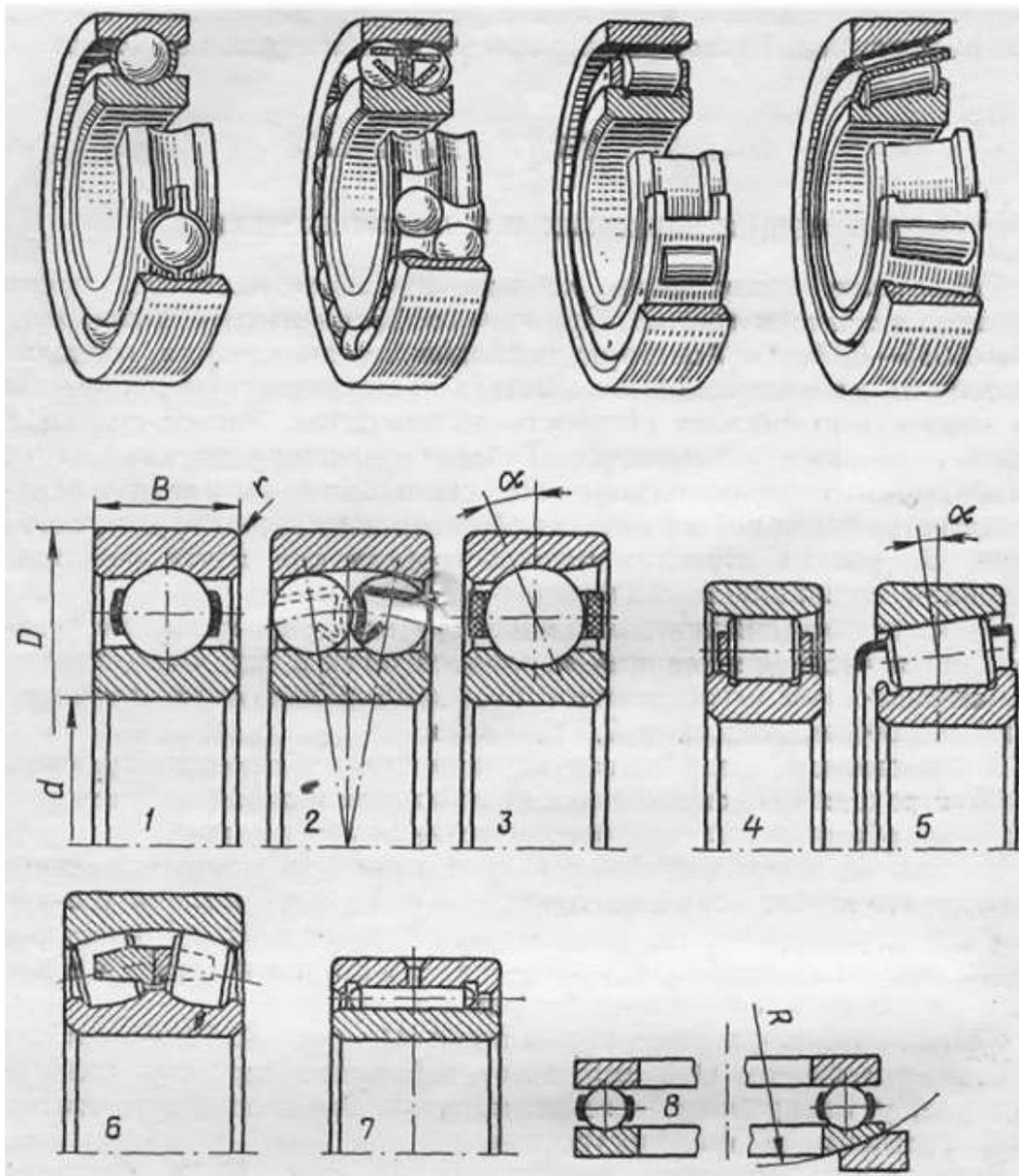


Рис. 4.82.

Отклонения размеров колец для радиальных подшипников качения

Номинальный диаметр D (d), мм	Отклонения внутреннего кольца, мкм				Отклонения наружного кольца, мкм			
	Класс точности 0		Класс точности 6		Класс точности 0		Класс точности 6	
	es	Ei	es	ei	ES	EI	ES	EI
0,6-2,5	+1	-9	+1	-8	---	---	---	---
2,5-10	+2	-10	+1	-8	+1	-9	+1	-8
10-18	+3	-11	+1	-8	+2	-10	+1	-8
18-30	+3	-13	+1	-9	+2	-11	+1	-9
30-50	+3	-15	+1	-9	+3	-14	+2	-11
50-80	+4	-19	+2	-14	+4	-17	+2	-13
80-120	+5	-25	+3	-18	+5	-20	+2	-15
120-180	+6	-31	+3	-21	+6	-24	+3	-18

Рис. 4.83.

4.5. ЕСП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 10)

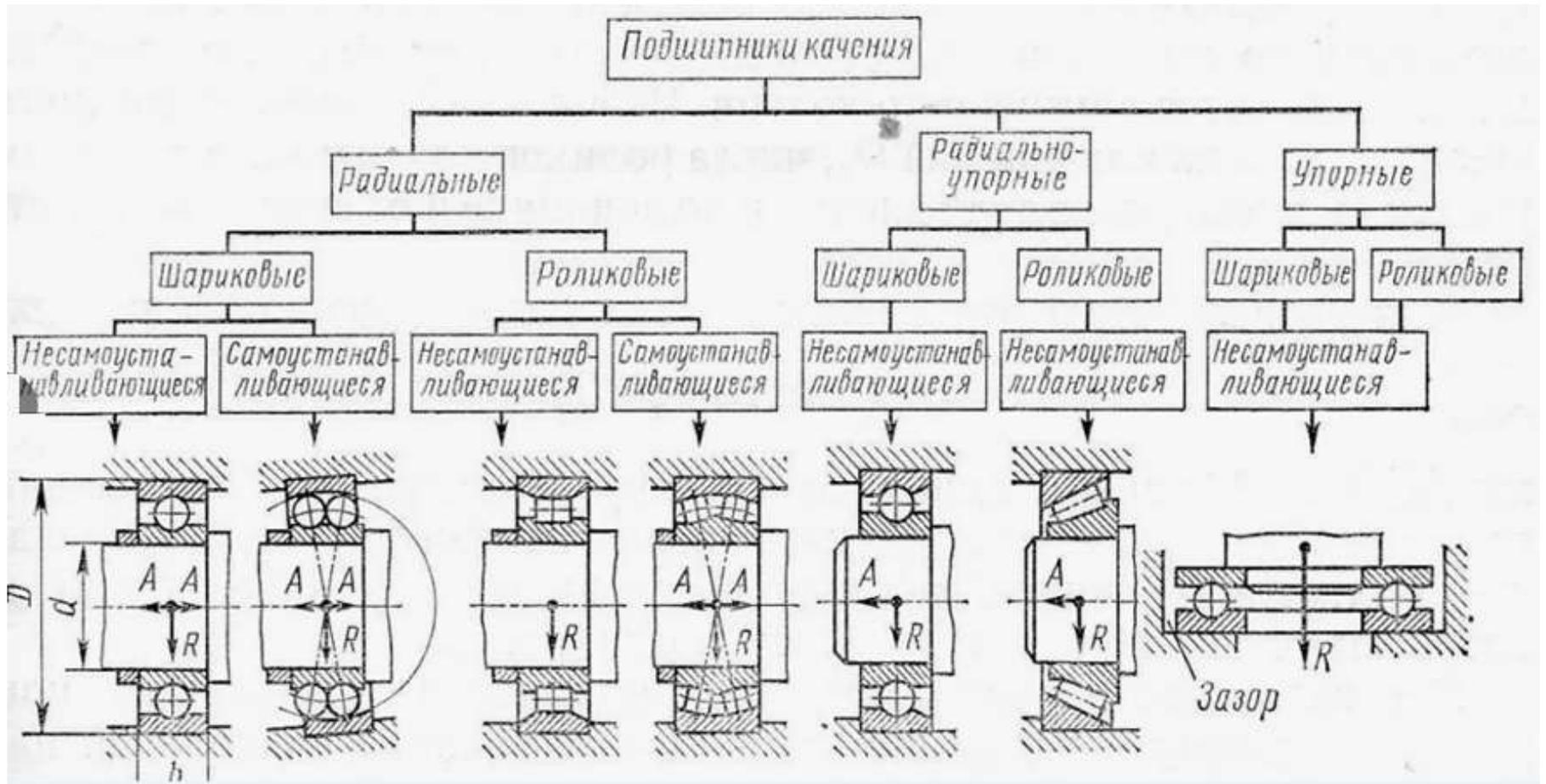


Рис. 4.84.

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 11)

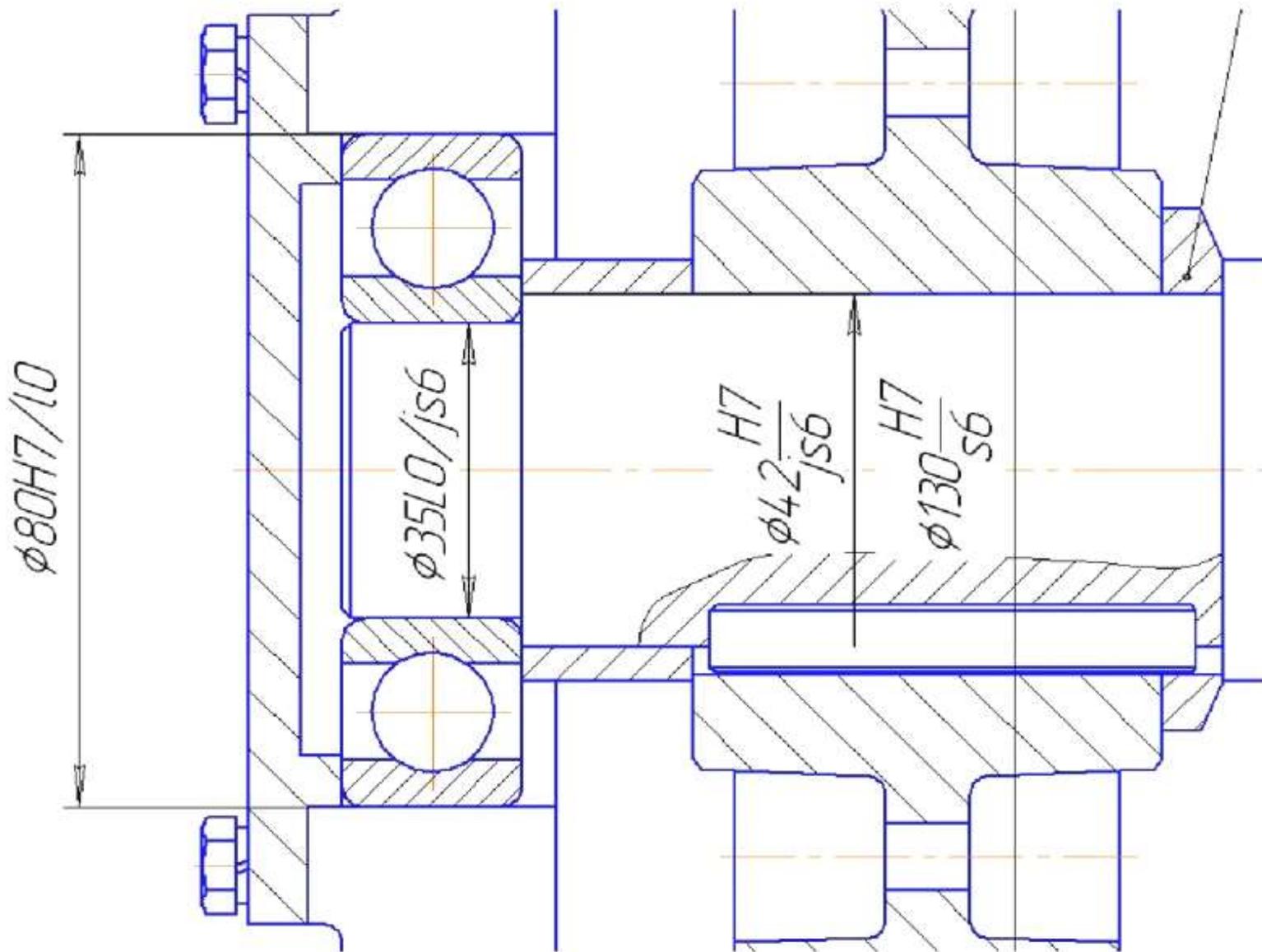


Рис. 4.85. Подшипниковые посадки и **шпоночное** соединение

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 12)

Шпоночные соединения

Шпоночные соединения используются в **соосных** деталях, имеющих **цилиндрические** или **конические** поверхности контакта с помощью **промежуточной детали (шпонки)**. Шпонка размещается в совмещенных **пазах** сопряженных деталей. Шпоночные соединения разделяют на виды в зависимости от **формы шпонки**, наиболее применяемыми из которых являются **призматические** (рис. 4.86, **а**) и **сегментные** (рис. 4.86, **б**). Форма и **размеры** этих шпонок определены соответствующими стандартами. Иногда применяются и **цилиндрические** шпонки (рис. 4.86, **в**).

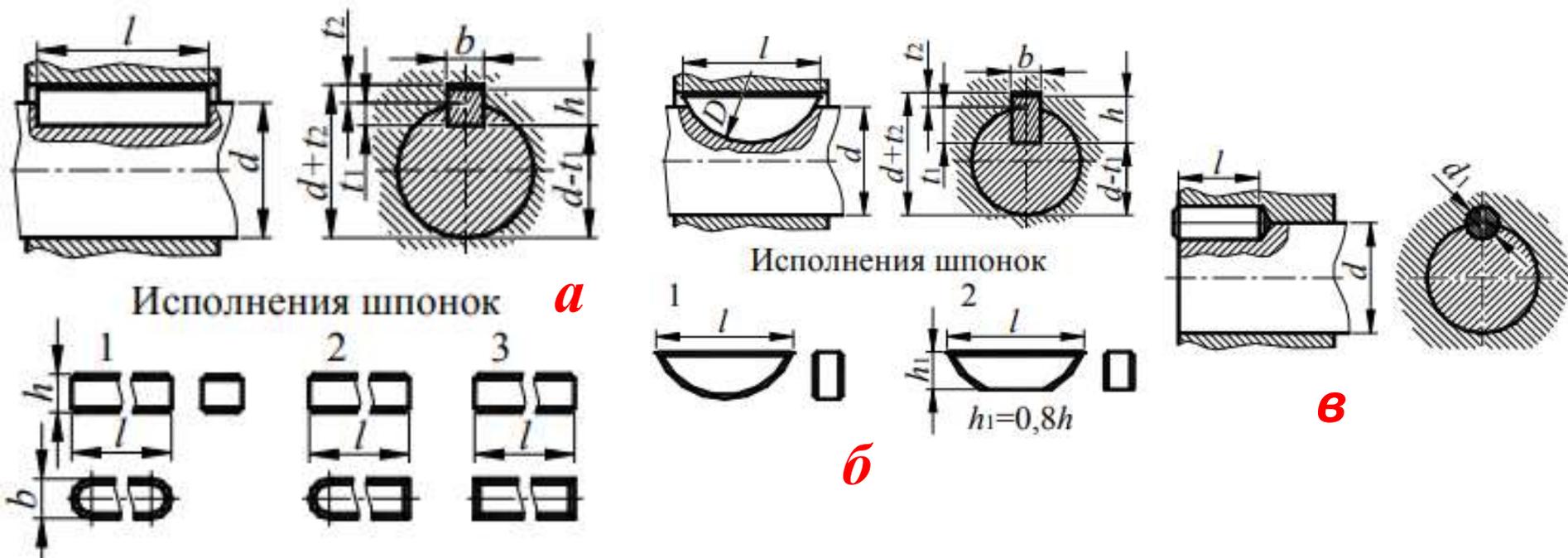


Рис. 4.86. Шпоночные соединения **призматические** (**а**), **сегментные** (**б**) и **цилиндрические** (**в**)

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 13)

Кроме передачи **вращающего момента** между соосными деталями в **неподвижных** соединениях, шпонки применяются для **направления относительного осевого перемещения** сопряженных деталей в подвижных соединениях (**направляющие шпонки**). Направляющие шпонки, в связи со значительной их длиной, **закрепляют винтами в пазу вала**. Их применяют при небольших относительных перемещениях.

При **больших относительных перемещениях** сопряженных деталей применяют **скользящие шпонки**, которые соединяют с **охватывающей** деталью с помощью выступов, и они **скользят по пазу** вместе с этой деталью.

Призматические шпонки создают **ненапряженные** соединения. Они работают **боковыми гранями**, которыми сопрягаются с пазами по посадкам **с зазором** или по **переходным** посадкам. Это **обеспечивает достаточную точность центрирования** и не вызывает заметных внутренних напряжений в деталях в процессе их сборки. **Недостатками** являются **повышенные требования к точности изготовления** и сборки.

Сегментные шпонки по принципу работы подобны призматическим, но они **из-за глубокого паза в валу** значительно **ослабляют последние** и поэтому их применяют при небольших нагрузках. Однако **глубокий паз в валу не позволяет** сегментной шпонке **перекашиваться** под нагрузкой. Еще одним из их достоинств является **простота и дешевизна изготовления**.

Цилиндрические шпонки достаточны **просты в изготовлении**, но обладают **малой нагрузочной способностью**.

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 14)

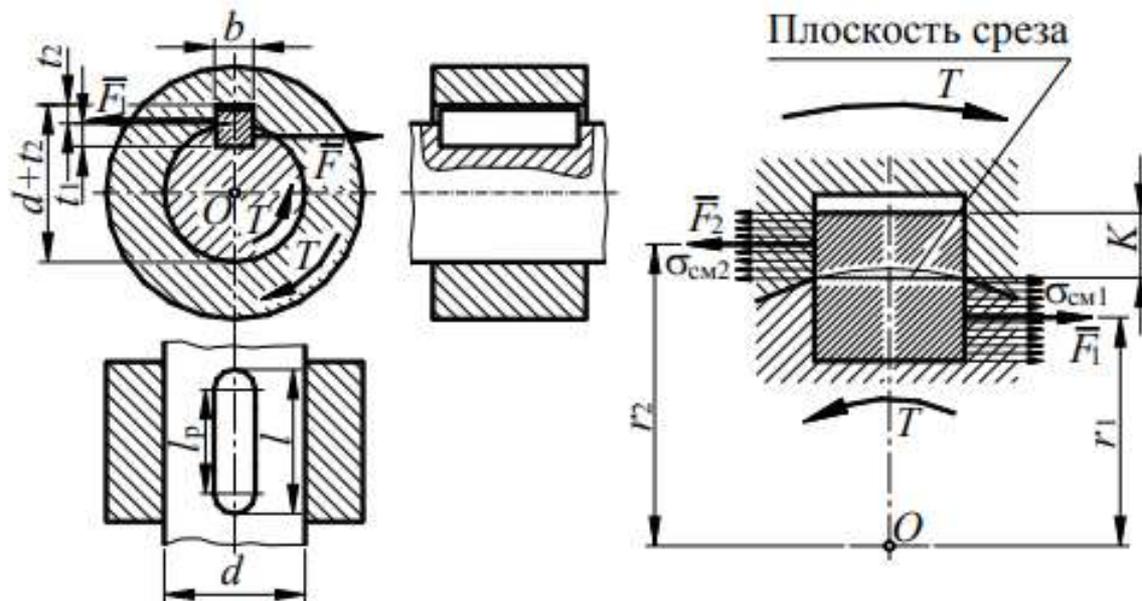
Шпонки изготавливают из сталей, имеющих временное сопротивление на разрыв не менее 590 МПа (наиболее часто используется стали 45 и 50) с твердостью 30-40 HRC (HRCэ). **Поперечные размеры шпонок и шпоночных пазов** в соединяемых деталях определяются по стандартам **в зависимости от диаметра вала**. В технически обоснованных случаях (например, для валов со сквозным осевым отверстием при малой толщине стенки) **допускается применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов**. Длина шпонки определяется из расчета на **смятие**. В особо ответственных случаях шпоночное соединение проверяют по **напряжениям сдвига**. При расчетах нагружение шпонки по длине принимают равномерным. Рассмотрим расчет шпоночного соединения с призматической шпонкой исполнения 1 (рис. 3.3.21, 3.3.24). Для **левой** площадки контакта шпонки с охватываемой деталью условие прочности при смятии

$$\sigma_{см2} = \frac{F_2}{t_2 l_p} = \frac{T}{r_2 K l_p} \leq \sigma_{см p}, \quad (1)$$

для правой (по чертежу) площадки контакта:

$$\sigma_{см1} = \frac{F_1}{t_1 l_p} = \frac{T}{r_1 t_1 l_p} \leq \sigma_{см p}. \quad (2)$$

Рис. 4.87. Шпоночное соединение



4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 15)

Для упрощения расчетов принимают, что:

$$r_2 \approx r_1 \approx \frac{d}{2} \text{ и } K \approx t_1 \approx \frac{h}{2}. \quad (3)$$

Тогда можно записать единое уравнение прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4kT}{dhl_p} \leq \sigma_{\text{см} p}. \quad (4)$$

k – поправочный коэффициент, учитывающий принятое выше упрощение расчетной схемы, обычно принимаемый равным **1,1**; l_p – рабочая длина шпонки; $\sigma_{\text{см} p}$ – допускаемые напряжения смятия материалов соединяемых деталей или шпонки (в зависимости от того, какая деталь проверяется по условиям недопущения смятия).

Шпонка контактирует с прямолинейным пазом охватывающей детали по плоской поверхности, имеющей размер в осевом направлении, равный рабочей длине шпонки l_p . Из рис. 3.3.21 очевидно, что рабочая длина l_p призматической шпонки исполнения 1 при закруглении ее концов радиусом, равным половине ширины шпонки b , равна: $l_p = l - b$. Тогда

$$l \geq \frac{4kT}{dh\sigma_{\text{см} p}} + b. \quad (5)$$

Длина шпонки, после определения ее минимально допускаемой величины по формуле (1), должна быть округлена до ближайшей большей из ряда величин, определяемых стандартом.

Условие прочности по напряжениям **сдвига** для призматической шпонки исполнения 1 с учетом имеет вид:

$$\tau = \frac{2kT}{db(l-b)} \leq \tau_p. \quad (6)$$

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 16)

В случае установки двух противоположно расположенных шпонок вводят поправочный коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между шпоночными соединениями, равный **0,75**. В этом случае формулы (5) и (6) принимают вид:

$$l \geq \frac{3kT}{dh\sigma_{см\ p}} + b. \quad (7)$$

$$\tau = \frac{1,5kT}{db(l-b)} \leq \tau_p. \quad (8)$$

Рассмотрим особенности выбора шпонок для ступенчатых валов (рис. 4.88). Схема расчета представлена с упрощениями, определяемыми уравнениями:

Шпоночными соединениями передается постоянный вращающий момент T . Силы F_1 и F_2 , действующие

$$r_2 \approx r_1 \approx \frac{d}{2} \text{ и } K \approx t_1 \approx \frac{h}{2}.$$

на шпонки и приложенные на плече, равном половине диаметра соответствующей ступени вала, равны:

$$F_1 = \frac{2T}{d_1}, \quad F_2 = \frac{2T}{d_2}.$$

Диаметр вала d_1 больше его диаметра d_2 , следовательно $F_1 < F_2$.

По соображениям прочности и работоспособности шпоночных соединений нет оснований к назначению для ступени с диаметром d_1 шпонки большей, чем для ступени с диаметром d_2 . Целесообразно принять для этих двух участков вала шпонки, **одинаковые по поперечным размерам и одинаковой длины**, так как наличие на одном валу шпоночных пазов, одинаковых по сечению и длине, **улучшает технологичность конструкции вала.**

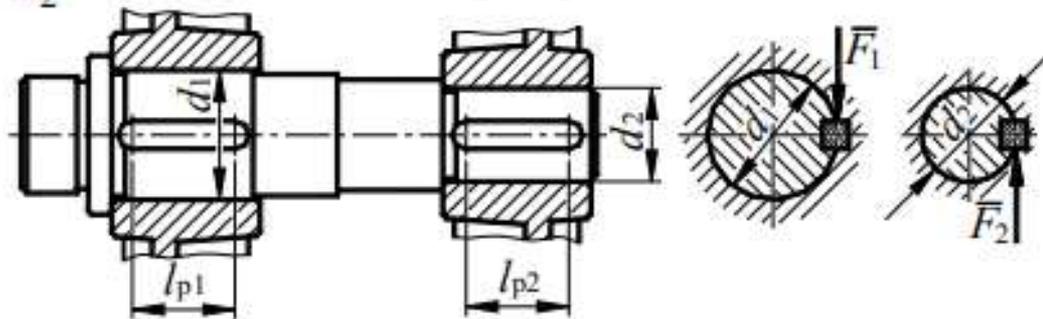


Рис. 4.88. Шпонки на ступенчатом валу

Поэтому рекомендуется назначать **одинаковые шпонки** для **всех ступеней** вала **исходя из ступени наименьшего диаметра**, имеющего **шпоночный паз** **32**

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 17)

Расчеты соединения с **сегментной шпонкой** аналогичен расчету шпоночного соединения с призматической шпонкой. Рассмотрим расчет по напряжениям смятия. Величины параметров шпоночного соединения с сегментной шпонкой D, b, h_1 определяется по стандарту на сегментные шпонки в зависимости от величины диаметра вала d . **Расчет** проводится по соединению сегментной шпонки с **охватываемой** деталью. При расчете допускаются упрощения, аналогичные упрощениям, принятым при расчете шпоночного соединения с призматической шпонкой и определяемые уравнениями:

$$\sigma_{см} = \frac{2kT}{dl(h-t_1)} \leq \sigma_{см p}. \quad (9)$$

$$r_2 \approx r_1 \approx \frac{d}{2}, \quad l_p \approx l.$$

На основании условия прочности по напряжениям сдвига получаем: $\tau = \frac{2kT}{db} \leq \tau_p. \quad (10)$

Для шпоночного соединения с **цилиндрической шпонкой** длина шпонки l определяется из **расчета боковых поверхностей** соединяемых деталей и **шпонки на смятие**. Для упрощения расчетных формул в этом случае, аналогично расчету **заклепочных соединений на смятие**, за **площадь смятия** принята **половина площади диаметрального сечения** шпонки на ее длине l . С учётом упрощений на основании условия прочности по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{4kT}{dd_1 l} \leq \sigma_{см p}. \quad (11)$$

По напряжениям **сдвига** проверяют диаметрально сечение цилиндрической шпонки.

$$\tau = \frac{2kT}{dd_1 l} \leq \tau_p. \quad (12)$$

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 18)

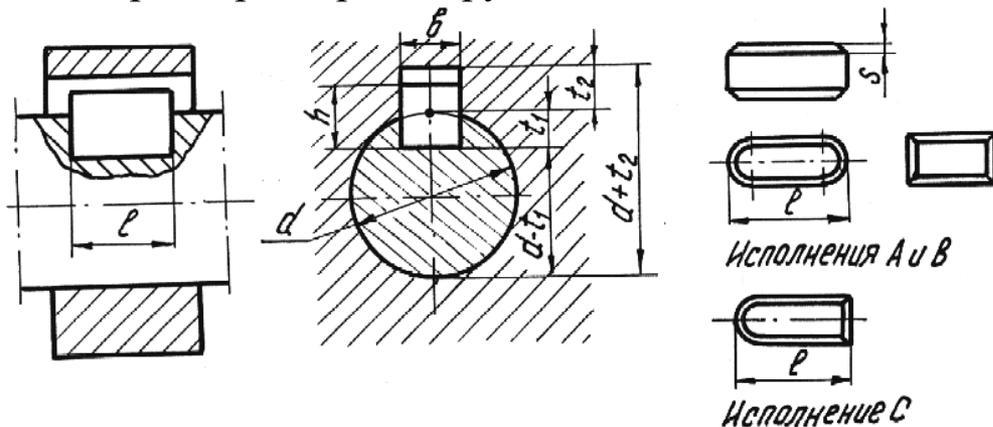
Посадка шпонки по **ширине** всегда делается в **системе вала**, т.к. шпонка должна иметь один и тот же размер и в соединении с пазом вала, и в соединении с пазом втулки. Шпонка по **ширине** делается всегда по **h9**, независимо от пазов вала и втулки. Для образования посадки по **ширине** шпонки применяется 3 вида соединения:

1) **Свободное** соединение. **Паз вала** по ширине делается по **H9**, **паз во втулке** – по **D10**.

Посадка по ширине втулки **D10/h9** обеспечивает **подвижность** втулки по **боковой поверхности шпонки**. **Большой зазор по ширине паза** втулки **компенсирует погрешности симметричности** пазов и их **параллельности**.

2) **Нормальное** соединение. Посадка по **ширине паза вала N9/h9**, посадка по ширине **паза втулки J_s9/h9**. **Подвижность втулки по валу во время работы механизма невозможна**, но сборка легкая.

3) **Плотное** соединение. Посадка по ширине паза вала и втулки одинакова: **P9/h9**. Применяется при **реверсивном вращении** вала во избежание ударов при перемене направления вращения. Сборка и разборка затруднены.



Посадка **шпонки** с **пазом вала по длине** всегда выполняется **H15/h14**.

По **высоте** между **шпонкой** и **пазом втулки** **всегда имеется зазор**, обеспечиваемый размерами высоты шпонки **h** (выполняется по **h11** для **h > 6** мм и по **h9** для **h = 2 - 6** мм) и размерами **t₁** и **t₂**. Допуск последних зависит только от высоты шпонки **h** и назначается **только в “плюс”** (нижнее отклонение равно нулю).

Для: **h = 1,4...3,7** мм, **ES = +0,1** мм;

h = 3,7...7,5 мм, **ES = +0,2** мм;

h > 7,5 мм, **ES = +0,3** мм.

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 19)

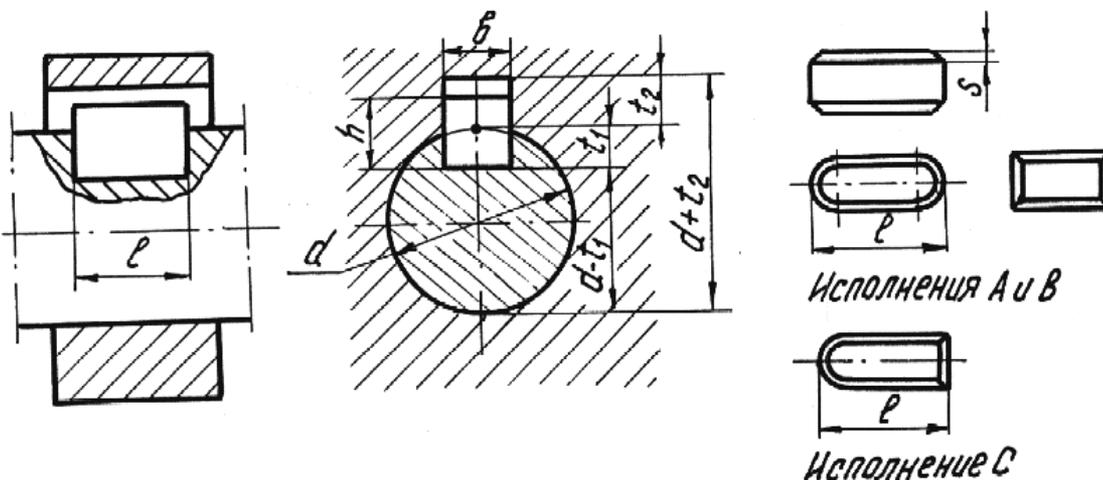
Основные размеры соединений с **призматическими** шпонками, мм

Диаметр вала, $d \circ$	Номинальные размеры шпонки \circ					Номинальные размеры паза \circ			
	$b \times h \circ$	Фаска $S \circ$		Интервалы длин $l \circ$		Глубина \circ		Радиус закругления r или фаски $S_1 \times 45^\circ \circ$	
		$\max \circ$	$\min \circ$	от \circ	до \circ	На вале, $t_1 \circ$	Во втулке, $t_2 \circ$	$\max \circ$	$\min \circ$
6-8 ∇	2x2 ∇			6 ∇	20 ∇	1,2 ∇	1,0 ∇		
8-10 ∇	3x3 ∇	0,25 \circ	0,16 \circ	6 ∇	36 ∇	1,8 ∇	1,4 ∇	0,16 \circ	0,08 \circ
10-12 \circ	4x4 \circ			8 \circ	45 \circ	2,5 \circ	1,8 \circ		
12-17 ∇	5x5 ∇			10 ∇	56 ∇	3,0 ∇	2,3 ∇		
17-22 ∇	6x6 ∇	0,4 \circ	0,25 \circ	14 ∇	70 ∇	3,5 ∇	2,8 ∇	0,25 \circ	0,16 \circ
22-30 \circ	8x7 \circ			18 \circ	90 \circ	4,0 \circ	3,3 \circ		
30-38 ∇	10x8 ∇			22 ∇	110 ∇	5,0 ∇	3,3 ∇		
38-44 ∇	12x8 ∇			28 ∇	140 ∇	5,0 ∇	3,3 ∇		
44-50 ∇	14x9 ∇	0,6 \circ	0,4 \circ	36 ∇	160 ∇	5,5 ∇	3,8 ∇	0,4 \circ	0,25 \circ
50-58 ∇	16x10 ∇			45 ∇	180 ∇	6,0 ∇	4,3 ∇		
58-65 \circ	18x11 \circ			50 \circ	200 \circ	7,0 \circ	4,4 \circ		

Длины шпонок

выбираются из ряда:

6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 500.



Пример условного обозначения призматической шпонки

исполнения **A** с размерами $b=8$, $h=7$, $l=50$ мм:

шпонка 8x7x50 ГОСТ 23360-78.

Такая же шпонка в исполнении **B** (2):

шпонка **B** 8x7x50 ГОСТ 23360-78 (СТ СЭВ 189-75).

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 20)

Шлицевые соединения

Шлицевыми называют соединения, которые образуются между выступами (шлицами) вала и соответствующими по форме впадинами ступицы, насаженной на вал (рис. 4.89).

Соединения выполняют **подвижными** и **неподвижными** (относительно оси вала). Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными отличаются **высокой точностью центрирования** и **перемещения ступиц** (в подвижных соединениях), имеют **значительно большую нагрузочную способность**.

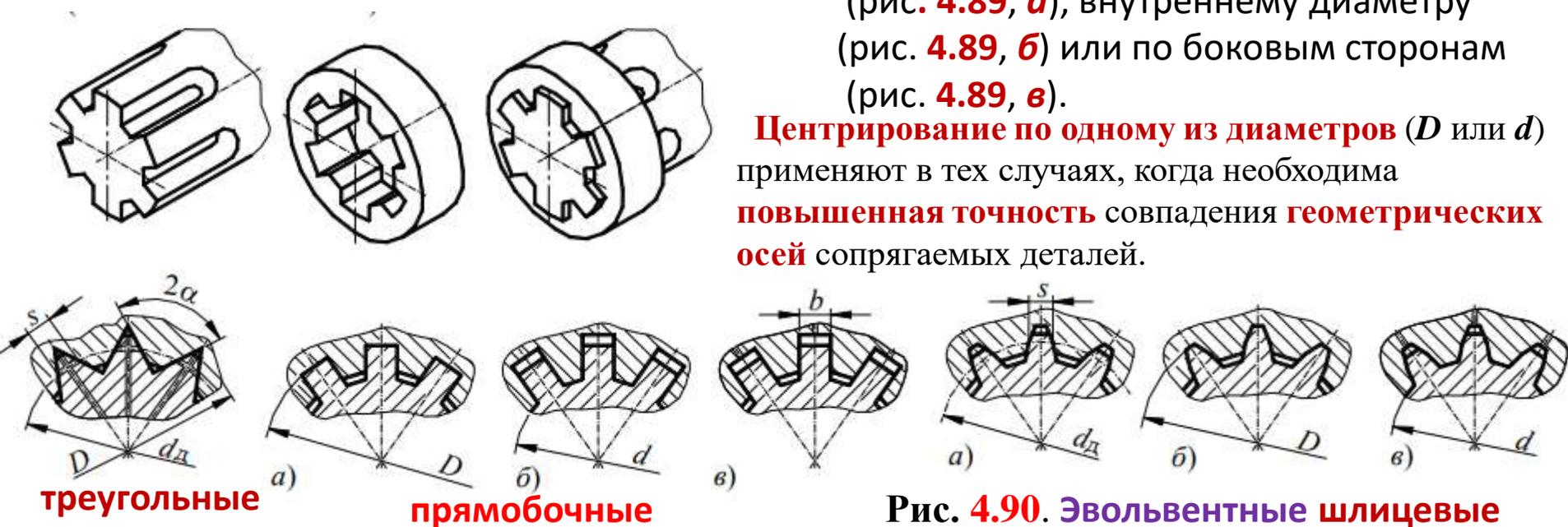
По форме поперечного сечения шлицы делятся на: **треугольные, прямобочные, эвольвентные** (рис. 4.89).

Центрирование при **треугольных** шлицах осуществляют по боковым граням.

Прямобочные шлицевые соединения изготавливают трех серий: легкой, средней и тяжелой. В таких соединениях **центрирование** осуществляют по **наружному диаметру**

(рис. 4.89, а), внутреннему диаметру (рис. 4.89, б) или по боковым сторонам (рис. 4.89, в).

Центрирование по одному из диаметров (D или d) применяют в тех случаях, когда необходима **повышенная точность** совпадения **геометрических осей** сопрягаемых деталей.



треугольные

прямобочные

Рис. 4.89. Шлицевые соединения

Рис. 4.90. Эвольвентные шлицевые соединения

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 21)

Шлицевые соединения с **треугольным** профилем не стандартизированы. Их применяют чаще всего **вместо посадок с натягом** для **регулирования положения рукояток относительно оси вала**. Чаще всего применяются шлицевые соединения с **прямоугольным** профилем зубьев (ГОСТ 1139-80 или СТ СЭВ 187-75, СТ СЭВ 188-75). Допуски и посадки этих шлицевых соединений определяются их назначениями и принятой системой центрирования втулки относительно вала.

Центрирование по внутреннему диаметру d целесообразно, когда **втулка имеет высокую твердость** и ее нельзя обработать чистовой протяжкой (отверстие d шлифуют **на внутришлифовальном** станке) или когда **необходима закалка** и могут возникнуть искривления валов и втулок после термической обработки.

Центрирование по наружному диаметру D применяется, когда **втулку термически не обрабатывают** или когда твердость ее материала после термической обработки допускает калибровку протяжкой. **Этот способ дает лучшее центрирование** и применяется в основном **для неподвижных** соединений.

Центрирование по боковым сторонам зубьев b целесообразно при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, а также при реверсивном вращении. **Применяется редко** из-за **невысокой точности центрирования** по диаметрам.

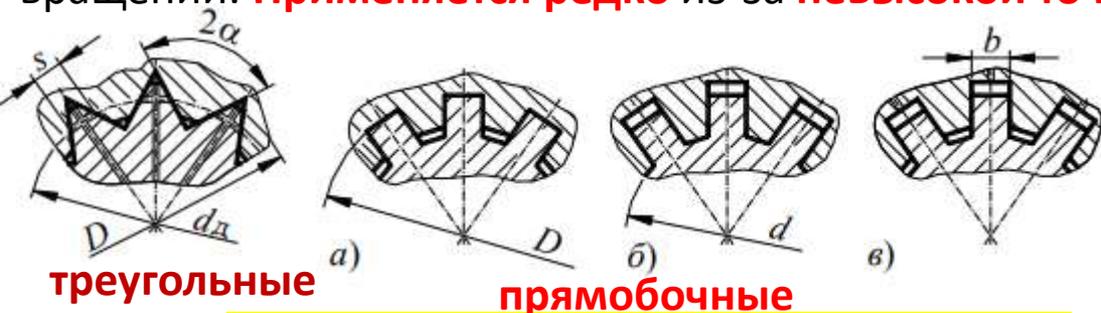


Рис. 4.89. Шлицевые соединения

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 22)

Рекомендуемые посадки по центрирующим диаметрам:

$$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h6}; \frac{H7}{js6}; \frac{H7}{n6}; \frac{H7}{e8}$$

При центровании по b посадки по ширине шлицов:

$$\frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{h8}; \frac{F8}{js7}; \frac{D9}{e8}$$

Для **нецентрирующих диаметров** установлены следующие поля допусков: для D при центрировании по d или b – **a11** для вала и **H12** для втулки (посадка H12/a11); для d при центрировании по D или b – **H11** для втулки, а для **вала** внутренний диаметр не должен быть меньше диаметра d_1 (канавки для выхода шлифовального круга), что соответствует примерно **h17**. При **указанных полях допусков нецентрирующих диаметров создаются значительные зазоры**, обеспечивающие **сопряжения только по посадочным поверхностям** и облегчающие сборку шлицевых соединений.

Номинальные размеры шлицевых соединений и число зубьев шлицов зависят от наружного диаметра D и типа серии (легкая, средняя, тяжелая) (СТ СЭВ 188-75).

Шлицевые соединения из разных серий не взаимозаменяемы.

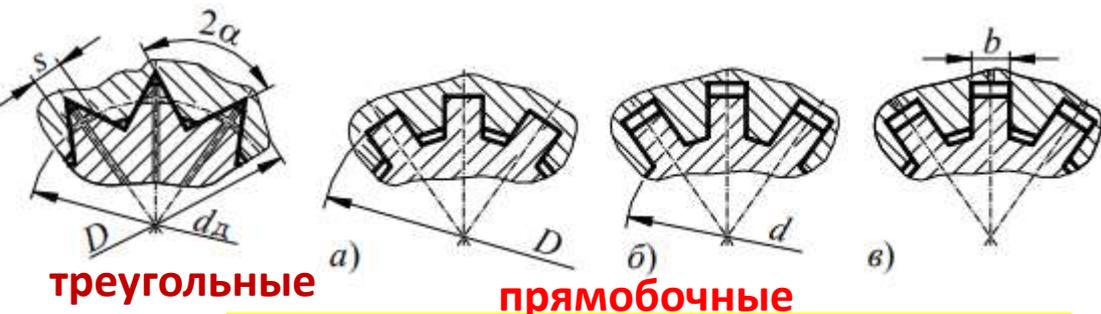


Рис. 4.89. Шлицевые соединения

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 23)

Пример условного обозначения соединения с числом зубьев $z=6$, внутренним диаметром $d=26$ мм, наружным диаметром $D=32$ мм, шириной зуба $b=6$ мм (средняя серия), с *центрированием по внутреннему диаметру*:

$$d - 6 \times 26 \frac{H7}{g6} \times 32 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{e8} !$$

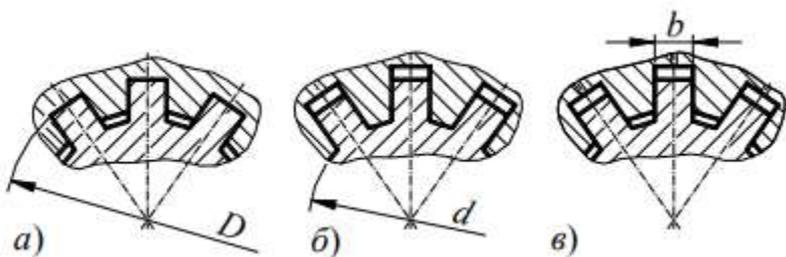
Пример условного обозначения **втулки** этого же соединения: $d-6 \times 26 H7 \times 32 H12 \times 6 D9$;
вала того же соединения: $d-6 \times 26 g6 \times 32 a11 \times 6 e8$.

Пример условного обозначения соединения с числом зубьев $z=6$, внутренним диаметром $d=26$ мм, наружным диаметром $D=32$ мм, шириной зуба $b=6$ мм (средняя серия), с *центрированием по наружному диаметру*:

$$D - 6 \times 26 \times 32 \frac{H7}{g6} \times 6 \frac{D9}{e8} !$$

При центрировании по боковым сторонам:

$$b - 6 \times 26 \times 32 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{F8}{h8} !$$

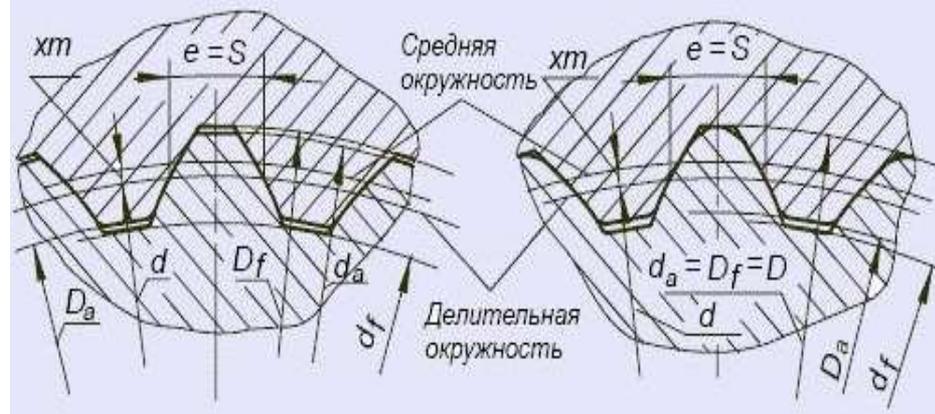


прямобочные

- D – наружный диаметр зубьев, номинальный диаметр соединения
- m – модуль
- z – число зубьев
- $\alpha = 30^\circ$ – угол профиля

Центрирование по боковым поверхностям зубьев

Центрирование по наружному диаметру



Эвольвентные шлицевые соединения

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 24)

В шлицевых **эвольвентных** соединениях втулку относительно вала **центрируют по боковым поверхностям зубьев** или **по наружному диаметру**. Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется.

При **центрировании по боковым поверхностям** установлено **два вида допусков ширины e впадины втулки и толщины s зуба вала**: T_e (T_s) – допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала); T – суммарный допуск, включающий отклонения формы и расположения элементов профиля впадины (зуба). Отклонения размеров e и s отсчитываются от их общего номинального размера по дуге делительной окружности.

Для **ширины e впадины втулки** установлено **одно основное отклонение H и степени точности 7, 9 и 11**; для **толщины s зуба вала** установлены **десять основных отклонений**: $a, c, d, f, g, h, k, n, p, r$ и **степени точности 7-11**. Посадки по боковым поверхностям зубьев предусмотрены только **в системе отверстия**.

При **центрировании по наружному диаметру** установлены **два ряда полей допусков** для центрирующих диаметров окружности впадин втулки D_f и окружности вершин зубьев вала d_a : ряд 1 – $H7$ для D_f и $n6, j_s6, h6, g6, f7$ для d_a ; ряд 2 – $H8$ для D_f и $n6, h6, f7$ для d_a . Первый ряд следует предпочитать второму. При центрировании по наружному диаметру поля допусков ширины впадины втулки e принимаются $9H$ или $11H$ (где 9 или 11 – степень точности), а поля допусков толщины зуба вала s : $9h, 9g, 9d, 11c$ или $11a$. Допуски нецентрирующих диаметров при центрировании по боковым поверхностям зубьев принимают такими, чтобы в соединении исключить контакт по этим диаметрам.

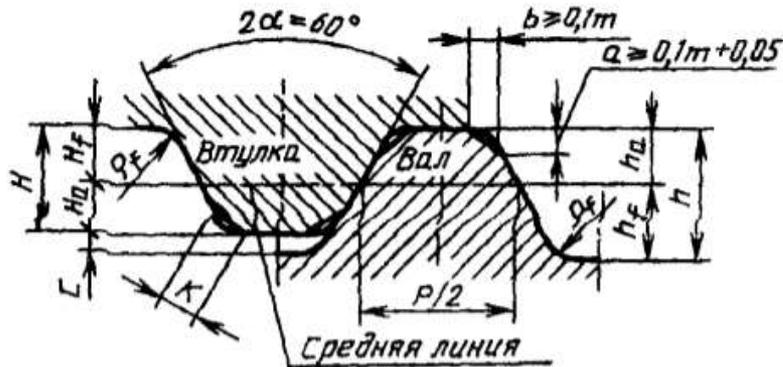
Обозначения шлицевых соединений должны содержать **номинальный диаметр** соединения D ; модуль m ; обозначение **посадки** соединения, помещаемое после размеров центрирующих элементов, и **номер стандарта**.

Пример обозначения соединения $D=60$ мм, $m=2$ мм с **центрированием по боковым сторонам** зубьев с посадкой по ним **$9H/9g$** : $60x2x9H/9g$ (ГОСТ 6033-80). Пример обозначения того же соединения с **центрированием по наружному диаметру** $H7/g6$: $60H7/g6x2$.

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 24)

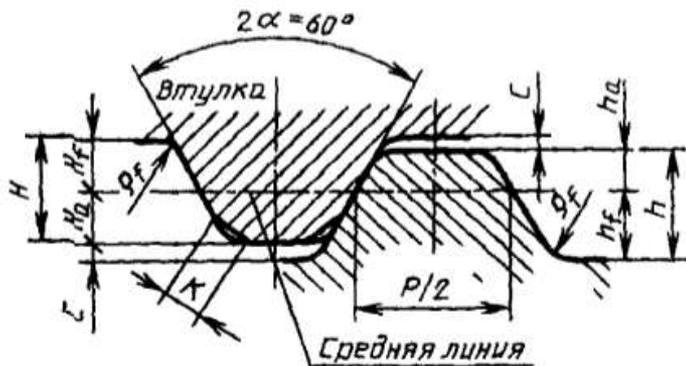
В шлицевых **эвольвентных** соединениях втулку относительно вала **центрируют по боковым поверхностям зубьев** или по наружному диаметру. Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется. **ГОСТ 6033—80**

Центрирование по наружному диаметру

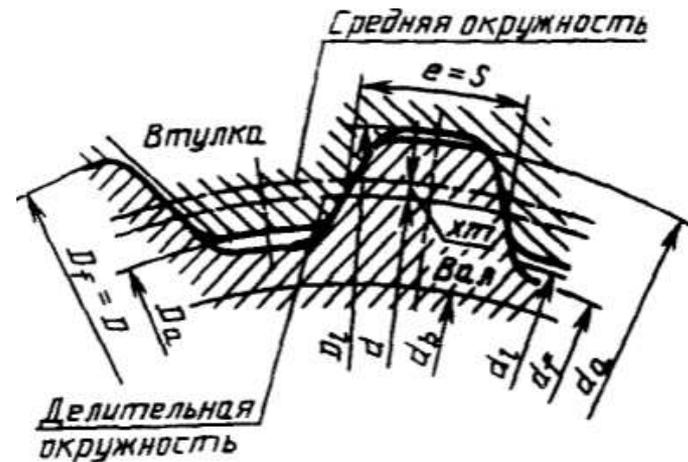
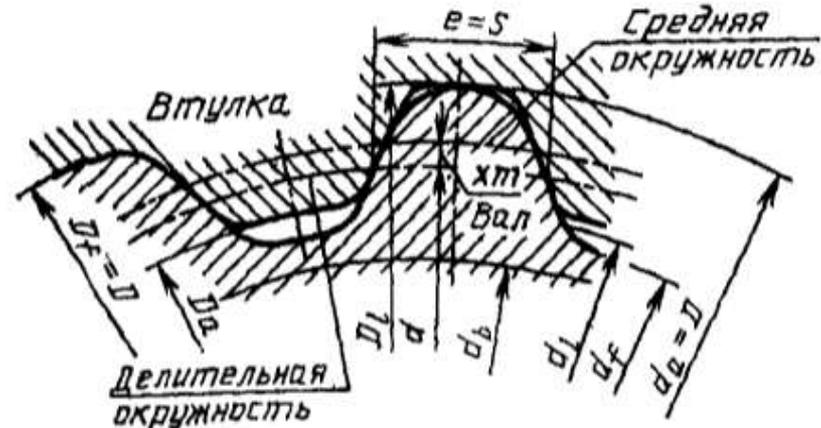


а) Исходный контур

Центрирование по боковым поверхностям зубьев (плоская форма для впадины)



а) Исходный контур



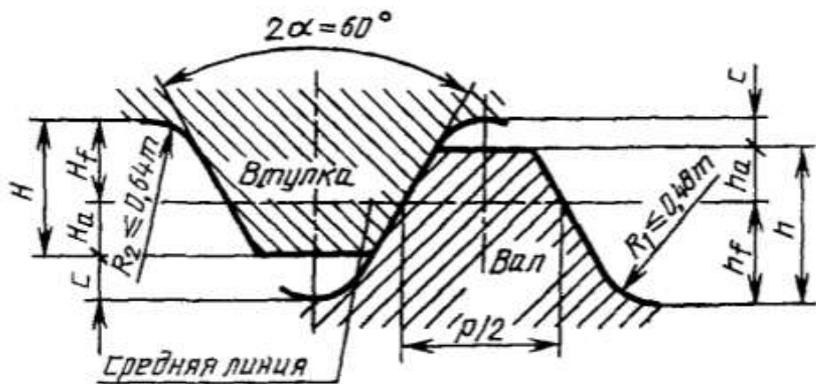
б) Форма зубьев вала и втулки

Пример обозначения соединения $D=60$ мм, $m=2$ мм с центрированием по боковым сторонам зубьев с посадкой по ним **9H/9g**: **60x2x9H/9g** (ГОСТ 6033-80). Пример обозначения того же соединения с **центрированием по наружному диаметру** **H7/g6**: **60H7/g6x2**.

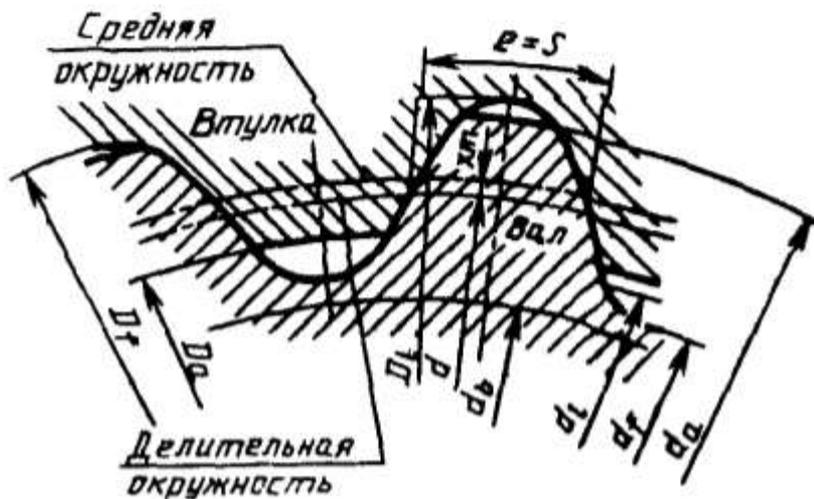
4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 24)

В шлицевых **эвольвентных** соединениях втулку относительно вала **центрируют по боковым поверхностям зубьев** или по наружному диаметру. Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется. **ГОСТ 6033—80**

Центрирование по боковым поверхностям зубьев
(закругленная форма дна впадины)

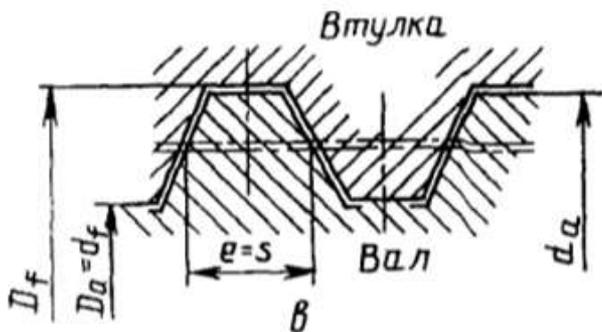


а) Исходный контур

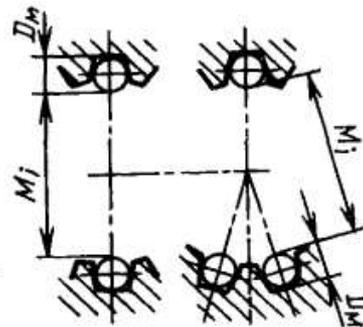
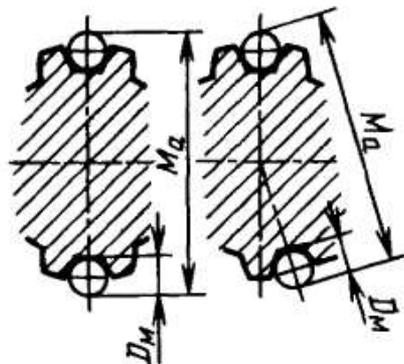


б) Форма зубьев вала и втулки

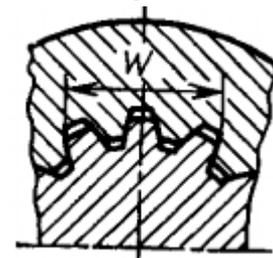
Центрирование по внутреннему диаметру



Размер по роликам



Длина общей нормали



Пример обозначения соединения $D=60$ мм, $m=2$ мм с центрированием по боковым сторонам зубьев с посадкой по ним **9H/9g**: **60x2x9H/9g** (ГОСТ 6033-80). Пример обозначения того же соединения с **центрированием по наружному диаметру** **H7/g6**: **60H7/g6x2**.

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 25)

На боковых поверхностях шлицев под нагрузкой возникают напряжения **смятия**. В сечениях **у оснований** возникают напряжения **сдвига и изгиба**, пропорциональные напряжениям смятия. Как показала практика эксплуатации шлицевых соединений, критичными являются напряжения смятия, поэтому при проектировании шлицевых соединений, как правило, ограничиваются расчетом по этим напряжениям.

По диаметру вала D из таблиц, определяемых стандартом для прямоугольных шлицевых соединений выбираются параметры шлицевого соединения – толщина шлица b и сочетание $Z \times d \times D$. Длина шлицевого соединения, нагруженного **крутящим моментом T** , определяется из расчета на **смятие боковых поверхностей**.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{11T}{(D^2 - d^2)zl} \leq \sigma_{\text{см}p}, \quad (13)$$

$$l \geq \frac{11T}{(D^2 - d^2)z\sigma_{\text{см}p}}. \quad (14)$$

Опыт эксплуатации валов с **прямоугольными шлицами** и **плоским дном впадины на кручение** показал, что их прочность эквивалентна прочности гладкого вала, **диаметр которого равен внутреннему диаметру** шлицевого вала.

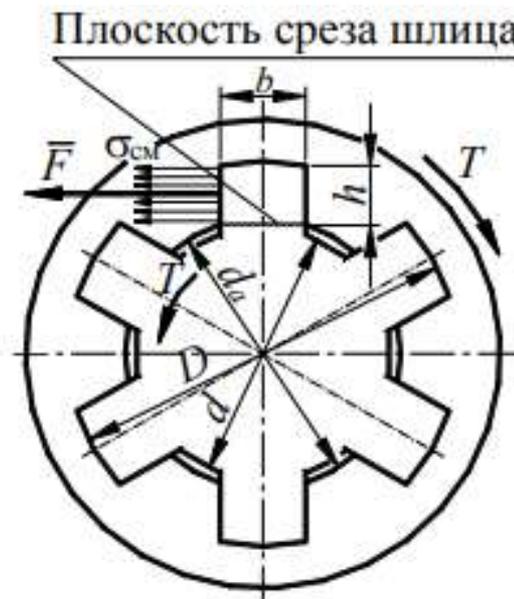


Рис. 4.91. Схема расчёта прямоугольного шлицевого соединения

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 26)

Шлицевые соединения с **эвольвентными** шлицами определяются о диаметру соединения D из таблиц, определяемых стандартом для эвольвентных шлицевых соединений выбираются их параметры – число **шлицев z** и **модуль m** . Для шлицевого соединения, аналогично зубчатым колесам, взаимосвязь между модулем m и числом шлицев z определяется уравнением для делительного диаметра: $d_d = m \cdot z$.

$$\sigma_{см} = \frac{2,7T}{(mz)^2 \theta l} \leq \sigma_{см p}, \quad (15)$$

$$l \geq \frac{2,7T}{(mz)^2 \theta \sigma_{см p}}, \quad (16)$$

Другие параметры эвольвентного шлицевого соединения определяют по следующим зависимостям:

диаметры вала:

наружный (окружности выступов) d_a :

$$d_a = D;$$

внутренний (окружности впадин) d_f :

$$d_f = d_a - 2,4 m;$$

диаметры *отверстия* сопряженной с валом детали:

наружный (окружности впадин):

при центрировании по D :

$$D_f = D;$$

при центрировании по s :

$$D_f = D + 0,4m;$$

внутренний (окружности выступов):

$$D_a = D - 2m.$$

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 27)

Штифтовые соединения

Штифты представляют собой **цилиндрические** или **конические** стержни с гладкими поверхностями (рис. 4.29), предназначенные для **фиксации** взаимного расположения скрепляемых между собой деталей, в качестве **крепежных деталей** (функцию штифтов выполняют, например, **призонные болты**), для **передачи небольших поперечных сил** и **моментов** (преимущественно в приборостроении).

Штифты применяются также в качестве **разрушаемой детали** в цепи передачи энергии, **предохраняющей изделие от перегрузок**. Гладкие штифты – цилиндрические (рис. 4.29, а) и **конические** (рис. 4.29, б, в, г) – обеспечивают **точную фиксацию** соединяемых деталей, но **требуют высокой точности изготовления** и **обработки посадочных отверстий**. Гладкие штифты в отверстиях **удерживаются трением**. При действии неравномерных нагрузок и при больших угловых скоростях цилиндрические штифты дополнительно фиксируют в отверстиях **кернением, развальцовкой, расклепкой** концов (рис. 4.93 а) или пружинными кольцами (рис. 4.93 б), также резьбовыми концами (см. рис. 4.93 в, г).

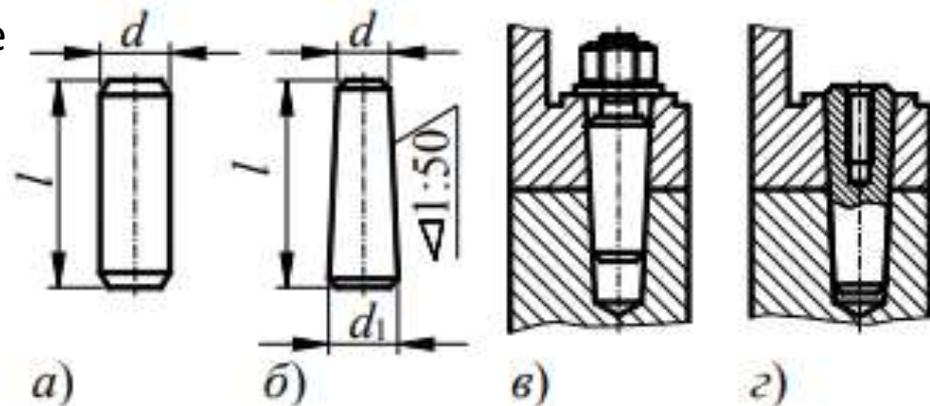
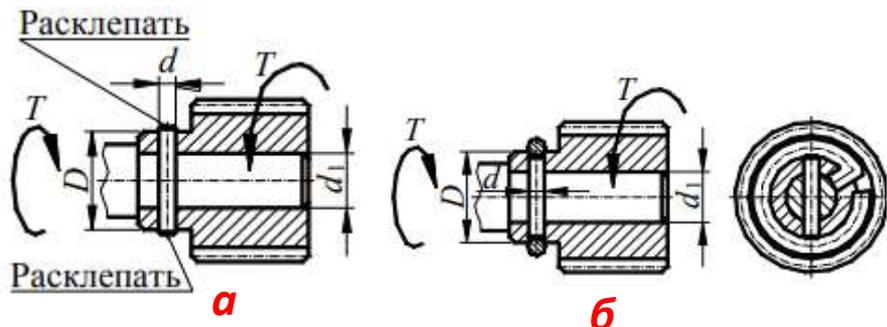


Рис. 4.92. Штифтовые соединения

Рис. 4.93. Фиксация штифтов

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 28)

При установке штифтов в **глухие отверстия** или **без доступа для их выколачивания** применяют **штифты с внутренней** (рис. 4.92, *з*) или **наружной** (рис. 4.92, *в*) резьбой для их удаления при демонтаже.

Недостатком цилиндрических штифтов является **ослабление посадки** при повторных сборках.

Соединения **коническими штифтами** имеют **более высокую стоимость**, но они **значительно долговечнее**.

Точность фиксирования по плоскости деталей, соединенных болтовым или винтовым соединением с зазором, достигается **установкой двух штифтов**, которые располагают **на возможно большем расстоянии l** друг от друга (рис. 4.93).

Обычно применяют конические штифты. Если по каким-либо причинам нельзя применить конические штифты, то используют цилиндрические штифты.

Диаметр штифтов d в этом случае рекомендуется принимать: $d = (0,7-0,8)d_{\text{болта}}$.

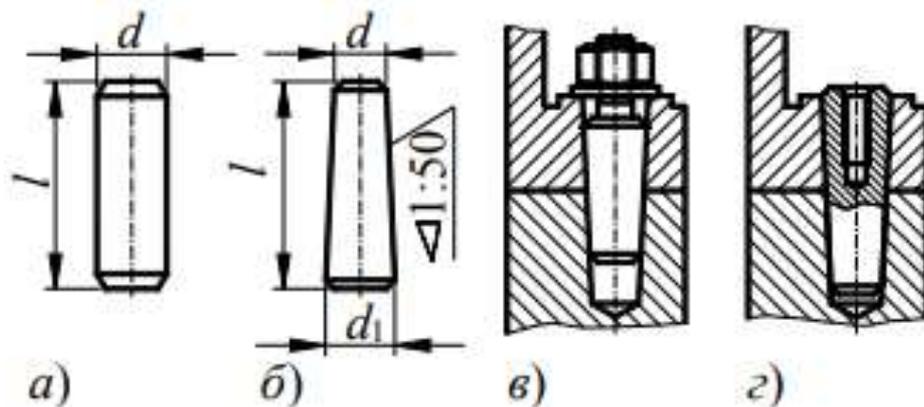
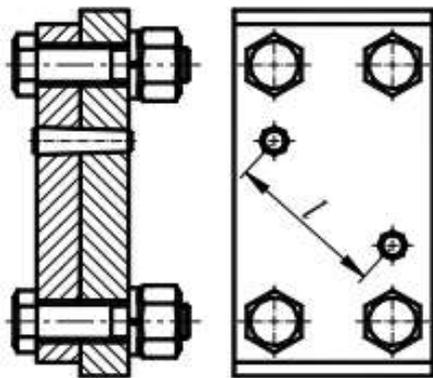


Рис. 4.93. Обеспечение точности фиксации **двумя штифтами**

Рис. 4.92. Штифтовые соединения

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 29)

Для фиксации относительного положения детали, сопряженной с другой деталью по **цилиндрической** или **конической** поверхности, достаточно **одного** штифта, предотвращающего **относительный поворот** деталей – радиальному смещению препятствуют сопрягаемые поверхности (рис. 4.94).

Штифты **рассчитывают** на **срез** и **смятие**, а **толщину** соединяемых деталей **определяют из расчета на смятие**. Расчеты производятся аналогично расчетам **заклепочного соединения**. Материалом для штифтов обычно служит **стали** марок 45, 15, А12, У8. Для **немагнитных штифтов** используют бронзу БрКМ 3-1.

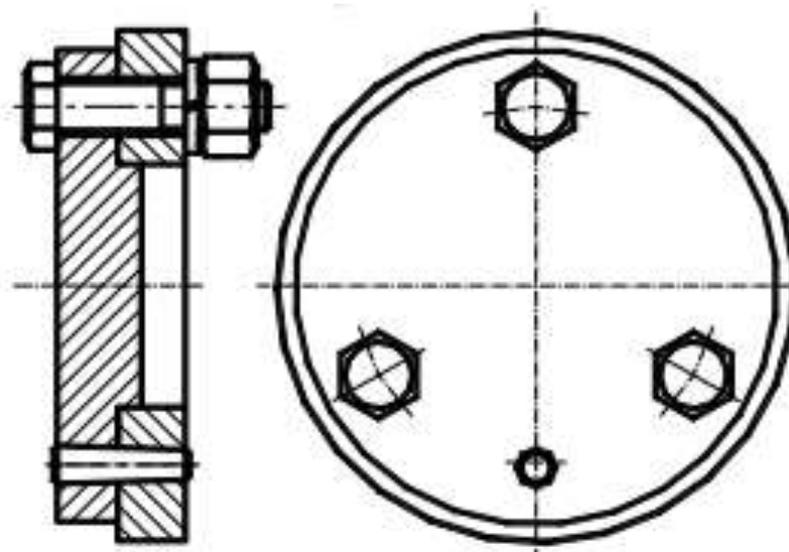
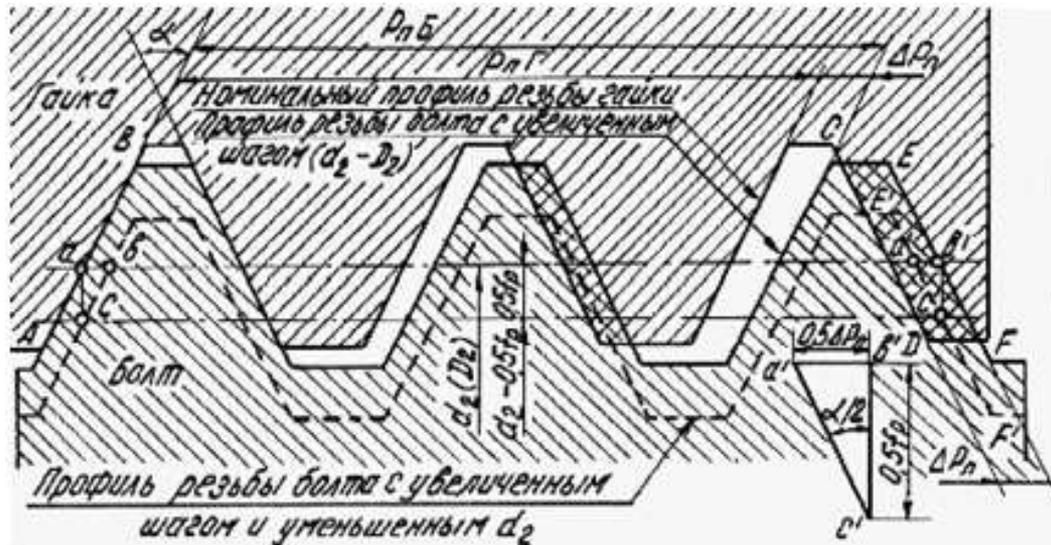


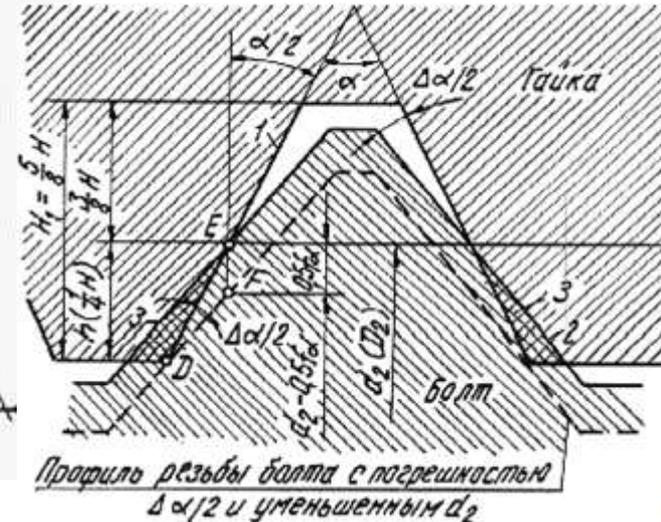
Рис. 4.94. Обеспечение точности фиксации **одним штифтом**

4.5. ЕСПД. Основные посадки гладких соединений (продолжение 30)

Резьбовые соединения



Отклонение шага ΔP и его **диаметральная компенсация f_p**



Отклонение половины угла профиля $\Delta(\alpha/2)$ и его **диаметральная компенсация f_α**

$$d_{2np} = d_{2изм} + f_p + f_\alpha; \quad f_p = 1,732 \cdot \Delta P_n; \quad f_\alpha \approx 0,29P \cdot \Delta\alpha/2;$$

$$D_{2np} = D_{2изм} - (f_p + f_\alpha); \quad (\Delta\alpha/2)_{cp} = 0,5(|\Delta\alpha/2|_{np} + |\Delta\alpha/2|_{лев})$$

$$d_{2изм} \geq d_{2min}; \quad D_{2изм} \leq D_{2max}$$

$$d_{2np} \leq d_{2max}; \quad D_{2np} \geq D_{2min}$$

4.5. ЕСДП. Основные посадки гладких соединений (продолжение 11)