



Курсовое проектирование деталей машин для студентов, преподавателей и инженеров.



DM-Monster DEMO 3D - мощнейшая программа позволяющая рассчитать курсовой по деталям машин и получить **БЕСПЛАТНО** результаты расчёта, сведённые в таблицы, файл данных расчёта, а также **ТРЕХМЕРНУЮ КОМПОНОВКУ ПРИВОДА** в графической оболочке КОМПАС и ТРЕХМЕРНЫЕ ДЕТАЛИ ПРИВОДА в графической оболочке КОМПАС и КОМПАС LT!

При желании можно загрузить свой файл данных и сделать перекомпоновку валов привода, ориентируясь на трёхмерную компоновку привода или же сделать перерасчёт какой-либо части курсового (полезно, если необходимо показывать расчёты преподавателю по частям).

Расчёты в программе DM-Monster можно выполнить по учебникам:

- Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкевич Г.М., Козинцов В.П. "Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие для учащихся.", М.: Машиностроение, 1987 г. 416с.;
- Дунаев П.Ф., Леликов О.П. "Конструирование узлов и деталей машин", М.: Издательский центр 'Академия', 2003. 496 с.;
- Шейнблит А.Е. "Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие.", Изд. 2-е, перераб. и доп. - Калининград: Янтарный сказ, 2004 г., 454 с.: ил., черт. - Б. ц.

Причем можно выполнить все расчёты по одному учебнику, а можно сделать расчёты в курсовом по нескольким учебникам (разные разделы по разным учебникам).

Программа DM-Monster может рассчитать практически любой курсовой проект по деталям машин, при этом не нужно иметь под рукой никаких учебников. **В ПРОГРАММЕ НЕТ НИКАКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ НА СХЕМЫ ПРИВОДОВ.** Все схемы формируются в программе при предварительной и окончательной компоновках валов. Таким образом, можно сформировать абсолютно любую схему привода. Подробнее о построении схем можно посмотреть в документации к программе. Программой DM-Monster выполняются абсолютно все необходимые этапы расчётов курсовой работы по деталям машин: кинематический расчёт, расчёт передач (цилиндрические прямозубые, косозубые, шевронные, раздвоенные, соосные передачи внешнего или внутреннего зацепления, конические прямозубые, косозубые передачи, червячные, цепные и ременные передачи), расчёт конструкций шестерен, колёс, звёздочек, шкивов, расчёт нагрузок на валах, построение эпок, выбор подшипников, расчёт корпуса редуктора, расчёт шпонок, выбор муфт, прочностной расчёт валов, выбор смазки и т.п.

По полученному файлу данных можно заказать вывод **ПОЛНОЙ, ГОТОВОЙ К СДАЧЕ** пояснительной записки в Word-е и набросков чертежей детализировок и чертежа компоновки валов привода (2D - двухмерные) в AutoCAD-е. Пояснительная записка, качественно отформатированная, содержит все этапы расчётов, эпюры нагрузок валов, рисунки, ссылки на формулы в учебниках. Формулы имеют красивый вид: корни, черта дроби, степени и т. п.

Примеры высылаемых результатов можно посмотреть на сайте www.dm-monster.ru

DM-Monster 3D и **DM-Monster 3D PRO** - лицензионные программы, обладающие дополнительными возможностями вывода полной ПЗ, а также чертежей детализировок и наброска компоновочного чертежа в КОМПАС-е, КОМПАС-е LT или в AutoCAD-е версии 14.0 и выше. Лицензионная версия DM-Monster 3D обладает всеми возможностями программы DM-Monster DEMO 3D кроме получения/загрузки файла данных расчёта.

DM-Monster 3D Draw - программа, позволяющая по введённым геометрическим параметрам получить 3D и 2D чертежи в КОМПАСе и 2D чертежи в AutoCAD-е шестерен, колёс цилиндрической и конической передач, червяка и колёса червячной передачи, шкивов ременной передачи, звёздочек цепной передачи. ДЕМО-версия программы выводит чертежи ТОЛЬКО зубчатой цилиндрической передачи.

Ведётся приём заказов курсовых. Максимальное качество за минимальную цену. Подробности см. на сайте www.dm-monster.ru

П. Ф. ДУНАЕВ О. П. ЛЕЛИКОВ Л. П. ВАРЛАМОВА

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Обоснование выбора

*учебное пособие
для студентов
машиностроительных
специальностей
вузов*

*издательство
Высшая
Школа*

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
1. Основные понятия единой системы допусков и посадок СЭВ (ЕСДП)	4
2. Обоснование допусков размеров. Сборочные размерные цепи	18
3. Расчет зазоров и натягов	29
4. Обоснование допусков расположения	38
5. Зубчатые и червячные передачи	48
6. Муфты, шкивы, звездочки	73
7. Посадки подшипников качения	78
8. Вали	86
9. Втулки и кольца	90
10. Стаканы	95
11. Крышки подшипников	99
12. Корпусные детали	103

Рецензенты — кафедра «Метрология и взаимозаменяемость» Всесоюзного заочного машиностроительного института (зав. кафедрой А. Ф. Балканов); Б. А. Пронин (Московский автомеханический институт).

Рекомендовано Учебно-методическим управлением по высшему образованию для использования в учебном процессе вузов при курсовом и дипломном проектировании.

Дунаев П. Ф., Леликов О. П., Варламова Л. П.
Д 83 Допуски и посадки. Обоснование выбора: Учеб. пособие для студентов машиностроительных вузов. — М.: Высш. шк., 1984. — 112 с., ил.

25 к.

В пособии приведена методика и примеры расчета вероятностных зазоров и натягов цилиндрических соединений, методика расчетного выбора посадок с натягом, посадок шпоночных и шлицевых соединений с валом зубчатых, червячных колес, муфт, шкивов, звездочек. Изложена также методика определения допусков линейных размеров, формы и расположения поверхностей типовых деталей машин. Пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей вузов. Рекомендуется также преподавателям вузов, конструкторам заводов и научно-исследовательских институтов.

ББК 34.41
6П5.1

Д 2702000000—037 148—84
001(01)—84

Петр Федорович Дунаев,
Олег Павлович Леликов,
Людмила Петровна Варламова
ДОПУСКИ И ПОСАДКИ.
ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА

Зав. редакцией К. И. Анципина. Редактор Н. Н. Ещенко. Младший редактор С. В. Мовчан. Художник Н. Л. Кузнецова. Художественный редактор Т. А. Дурасова. Технический редактор Н. А. Битюкова. Корректор Р. К. Косинова.

ИБ № 4228

Изд. № ОТ-399. Сдано в набор 20.05.83. Подп. в печать 14.11.83. Формат 60×90/16. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 7 усл. печ. л. 7,38 усл. кр.-отт. 7,14 уч.-изд. л. Тираж 100 000 экз. Зак. № 392. Цена 25 коп.

Издательство «Высшая школа», 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14. Ярославский полиграфкомбинат Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.

© Издательство «Высшая школа», 1984

ПРЕДИСЛОВИЕ

При выполнении курсовых и дипломных проектов изделий машиностроения на чертежах общих видов и рабочих чертежах и сборочных единиц машин задают посадки цилиндрических сопряжений, а также допуски размеров, допуски формы и расположения поверхностей. В курсе «Взаимозаменяемость и основы стандартизации» изучают системы допусков и посадок и контрольно-измерительные устройства. В курсе «Детали машин» изучают конструкции деталей и сборочных единиц машин и методы их расчета. Таким образом, данное пособие завершает комплекс учебных материалов, необходимых для конструкторской подготовки студентов машиностроительных специальностей.

В пособии в сжатом виде даны основные понятия допусков и посадок, таблицы качеств и основных отклонений размеров валов и отверстий, таблицы рекомендуемых посадок. В нем изложена методика расчета вероятностных зазоров и натягов при любой посадке цилиндрических сопряжений деталей машин, приведены расчетные схемы сборочных размерных цепей. В дальнейших разделах пособия изложена методика выбора допусков и посадок типовых деталей машин: валов, зубчатых и червячных колес, муфт, шкивов, звездочек, втулок, колец, крышек подшипников, стаканов, корпусных деталей.

Авторы выражают благодарность рецензентам пособия д-ру техн. наук, проф. Б. А. Пронину и кафедре «Метрология и взаимозаменяемость» ВЗМИ за ценные замечания и предложения, использование которых способствовало улучшению пособия.

Разделы 1, 3, 4, 8, 9, 10, 11 и 12-й написаны П. Ф. Дунаевым, 2-й и 7-й О. П. Леликовым, 5-й и 6-й Л. П. Варламовой.

Замечания и предложения по улучшению пособия просим направлять в адрес издательства.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Решениями XXVI съезда КПСС перед машиностроителями поставлена задача значительного **повышения эксплуатационных показателей** продукции. Одним из **направлений в решении** этого вопроса является введение в практику **конструирования расчетных принципов обоснования качественных показателей изделий**.

Качественные показатели современных **изделий** машиностроения (точность, долговечность, надежность и др.) в значительной мере зависят от правильности выбора посадок, т. е. **характера сопряжения деталей**, и правильности выбора допусков формы и **расположения**.

Рекомендации по выбору допусков и посадок деталей машин, имеющиеся как в учебной, так и в научно-технической литературе, часто даны без достаточного объяснения условий эксплуатации деталей и их сопряжений. Они базируются, в основном, на опыте изготовления и эксплуатации изделий машиностроения. Известно, что эти рекомендации ориентировочны, для разных отраслей машиностроения различны и поэтому часто противоречивы.

Изделие машиностроения не простая совокупность деталей. В собранном изделии детали находятся во взаимосвязи и взаимозависимости. Отклонения размеров, формы и расположения осей или поверхностей одной какой-либо из деталей вызывают отклонения формы или отклонения в расположении других деталей сборочной единицы. Эти отклонения, суммируясь, оказывают определенное воздействие на качественные характеристики изделия.

По этой причине при выборе посадок, допусков размеров деталей, а также допусков формы и расположения следует учитывать: назначение детали в сборочной единице, роль отдельных ее поверхностей (цилиндрических, конических, торцовых), влияние отклонений размеров, формы и расположения осей или поверхностей детали на смежные с ней детали, влияние суммы отклонений точностных параметров всех деталей на качественные показатели изделия (точность и плавность вращения, бесшумность, долговечность).

Поэтому в ряде случаев значения допусков могут быть получены только расчетом. Иногда они заданы действующими стандартами или отражены в технической или справочной литературе.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК СЭВ (ЕСДП)

С 1/1 1977 г. в нашей стране введены в действие основные стандарты ЕСДП СЭВ: СТ СЭВ 144—75 и СТ СЭВ 145—75. Ниже даны основные термины, определения и обозначения, а также поля допусков, посадки

и основные отклонения для размеров св. 3 до 500 мм, содержащиеся в этих стандартах (табл. 1.1...1.5).

Отверстие — термин, применяемый для обозначения охватывающих элементов деталей.

Вал — термин, применяемый для обозначения охватываемых элементов деталей.

На рис. 1.1 размеры отверстий обозначены буквой a , а валы буквой b .

Помимо охватывающих и охватываемых элементов, называемых отверстием и валом, в деталях имеются элементы, которые нельзя

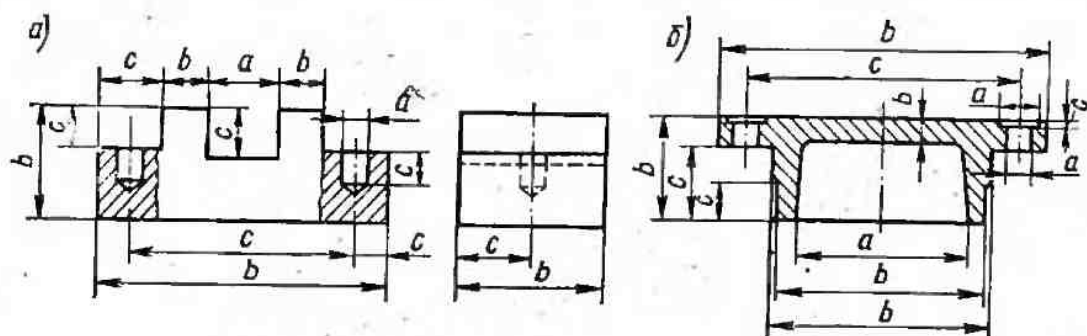


Рис. 1.1

относить ни к отверстиям, ни к валам. На рис. 1.1 они обозначены буквой c . К ним относятся: глубины отверстий, пазов, длины уступов, координаты расположения отверстий и др. В связи с этим все линейные размеры делят на следующие группы: размеры отверстий, размеры валов, остальные размеры.

Наибольший и наименьший предельные размеры — предельно допустимые размеры, между которыми должен находиться действительный размер.

Номинальный размер — размер, относительно которого определяют предельные размеры и который служит также началом отсчета отклонений.

Отклонения бывают верхнее и нижнее. Верхнее отклонение — алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами.

Нижнее отклонение — алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Верхнее отклонение отверстия обозначают ES , а верхнее отклонение вала — es . Нижнее отклонение отверстия и вала обозначают соответственно EI и ei .

Введем дополнительно термин — среднее отклонение. Среднее отклонение отверстия $Em = 0,5(ES + EI)$. Среднее отклонение вала $em = 0,5(es + ei)$.

По стандартам СЭВ нет обозначений отклонений размеров, которые не относятся ни к отверстиям, ни к валам. Условимся обозначать отклонения этих размеров так же, как и размеров валов, т. е. верхнее отклонение es , нижнее отклонение ei , среднее отклонение em .

Таблица 1.1

Основные отклонения отверстий, мкм

Интервалы размеров, мм	A	B	C	D	E	F	G	H	J ₈	K	M	N	от P до Z
	Нижнее отклонение EI												
	Все качества								До 8-го качества			До 7-го качества	
Св. 3 до 6	+270	+140	+70	+30	+20	+10	+4	0	Предельные отклонения равны $\pm IT/2$	-1 + Δ	-4 + Δ	-8 + Δ	Отклонение, как для качественностей свыше 7-го, увеличенное на Δ
» 6 » 10	+280	+150	+80	+40	+25	+13	+5	0		-1 + Δ	-6 + Δ	-10 + Δ	
» 10 » 14 » 14 » 18	+290	+150	+95	+50	+32	+16	+6	0		-1 + Δ	-7 + Δ	-12 + Δ	
» 18 » 24 » 24 » 30	+300	+160	+110	+65	+40	+20	+7	0		-2 + Δ	-8 + Δ	-15 + Δ	
» 30 » 40 » 40 » 50	+310 +320	+170 +180	+120 +130	+80	+50	+25	+9	0		-2 + Δ	-9 + Δ	-17 + Δ	
» 50 » 65 » 65 » 80	+340 +360	+190 +200	+140 +150	+100	+60	+30	+10	0		-2 + Δ	-11 + Δ	-20 + Δ	

Интервалы размеров, мм	A	B	C	D	E	F	G	H	J _s	K	M	N	от P до Z
	Нижнее отклонение EI												
	Все качества									До 8-го качества		До 7-го качества	
Св 80 до 100 » 100 » 120	+380 +410	+220 +240	+170 +180	+120	+72	+36	+12	0	Предельные отклонения равны $\pm IT/2$	-3 + Δ	-13 + Δ	-23 + Δ	Отклонение, как для качеств выше 7-го, увеличенное на Δ
» 120 » 140 » 140 » 160 » 160 » 180	+460 +520 +580	+260 +280 +310	+200 +210 +230	+145	+85	+43	+14	0		-3 + Δ	-15 + Δ	-27 + Δ	
» 180 » 200 » 200 » 225 » 225 » 250	+660 +740 +820	+340 +380 +420	+240 +260 +280	+170	+100	+50	+15	0		-4 + Δ	-17 + Δ	-31 + Δ	
» 250 » 280 » 280 » 315	+920 +1050	+480 +540	+300 +330	+190	+110	+56	+17	0		-4 + Δ	-20 + Δ	-34 + Δ	
» 314 » 355 » 355 » 400	+1200 +1350	+600 +680	+360 +400	+210	+125	+62	+18	0		-4 + Δ	-21 + Δ	-37 + Δ	
» 400 » 450 » 450 » 500	+1500 +1650	+760 +840	+440 +480	+230	+135	+68	+20	0		-5 + Δ	-23 + Δ	-40 + Δ	

Основные отклонения отверстий, мкм

Интервалы размеров, мм	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	Δ , мкм					
	Верхнее отклонение ES														
	Свыше 7-го качества									3	4	5	6	7	8
Св. 3 до 6 » 6 » 10	-12	-15	-19	—	-23	—	-28	—	-35	1	1,5	1	3	4	6
	-15	-19	-23	—	-28	—	-34	—	-42	1	1,5	2	3	6	7
» 10 » 14 » 14 » 18	-18	-23	-28	—	-33	—	-40	—	-50	1	2	3	3	7	9
	-18	-23	-28	—	-33	-39	-45	—	-60	1	2	3	3	7	9
» 18 » 24 » 24 » 30	-22	-28	-35	—	-41	-47	-54	-63	-73	1,5	2	3	4	8	12
	-22	-28	-35	-41	-48	-55	-64	-75	-88	1,5	2	3	4	8	12
» 30 » 40 » 40 » 50	-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	1,5	3	4	5	9	14
	-26	-34	-43	-54	-70	-81	-97	-114	-136	1,5	3	4	5	9	14
» 50 » 65 » 65 » 80	-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	2	3	5	6	11	16
	-32	-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	2	3	5	6	11	16
» 80 » 100 » 100 » 120	-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	2	4	5	7	13	19
	-37	-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	2	4	5	7	13	19

Интервалы размеров, мм	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	Δ, мкм					
	Верхнее отклонение ES														
	Свыше 7-го качества									3	4	5	6	7	8
Св 120 до 140		-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365						
» 140 » 160	-43	-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	3	4	6	7	15	23
» 160 » 180		-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465						
» 180 » 200		-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520						
» 200 » 225	-50	-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	3	4	6	9	17	28
» 225 » 250		-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640						
» 250 » 280		-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710						
» 280 » 315	-56	-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	4	4	7	9	20	29
» 315 » 355		-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900						
» 355 » 400	-62	-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	4	5	7	11	21	32
» 400 » 450		-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100						
» 450 » 500	-68	-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	5	5	7	13	23	34

Примечания: 1. Частный случай: для М6 ES = -9, а не -11 для размеров св. 250 до 315. 2. Для вычисления K, M, N и от P до Z до 7-го качества берут значения Δ в графах справа. 3. Отклонения от J_s до Z свыше 8-го качества являются перекомендуемыми. 4. Пример. Для интервалов размеров св. 120 до 140 6-го качества основные отклонения K, R и Z равны: K = -3 + 7 = 4; R = -65 + 7 = -58; Z = -365 + 7 = -358.

Интервалы размеров, мм	Основные отклонения валов, мкм										
	a	b	c	d	e	f	g	h	i _s	k	
	Верхнее отклонение es										
	Все качества								От 4-го до 7-го	От 3-го св. 7-го	
Св. 3 до 6	-270	-140	-70	-30	-20	-10	-4	0	Предельные отклонения равны ± IT/2	+1	0
» 6 » 10	-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	0		+1	0
» 10 » 14 » 14 » 18	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	0		+1	0
» 18 » 24 » 24 » 30	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	0		+2	0
» 30 » 40 » 40 » 50	-310 -320	-170 -180	-120 -130	-80	-50	-25	-9	0		+2	0
» 50 » 65 » 65 » 80	-340 -360	-190 -200	-140 -150	-100	-60	-30	-10	0		+2	0
» 80 » 100 » 100 » 120	-380 -410	-220 -240	-170 -180	-120	-72	-36	-12	0		+3	0

Интервалы размеров, мкм	Основные отклонения валов, мкм										
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	
	Верхнее отклонение es										
	Все качества								От 4-го до 7-го	От 3-го св. 7-го	
Св. 120 до 140 » 140 » 160 » 160 » 180	—460 —520 —580	—260 —280 —310	—200 —210 —230	—145	—85	—43	—14	0	Предельные отклонения равны $\pm IT/2$	+3	0
» 180 » 200 » 200 » 225 » 225 » 250	—660 —740 —820	—340 —380 —420	—240 —260 —280	—170	—100	—50	—15	0		+4	0
» 250 » 280 » 280 » 315	—920 —1050	—480 —540	—300 —330	—190	—110	—56	—17	0		+4	0
» 315 » 355 » 355 » 400	—1200 —1350	—600 —680	—360 —400	—210	—125	—62	—18	0		+4	0
» 400 » 450 » 450 » 500	—1500 —1650	—760 —840	—440 —480	—230	—135	—68	—20	0		+5	0

Интервалы размеров, мм	Основные отклонения валов, мкм										
	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>
	Нижнее отклонение <i>ei</i>										
	Все качества										
Св. 3 до 6	+4	+8	+12	+15	+19	—	+23	—	+28	—	35
» 6 » 10	+6	+10	+15	+19	+23	—	+28	—	+34	—	+42
» 10 » 14 » 14 » 18	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	— +39	+40 +45	—	+50 +60
» 18 » 24 » 24 » 30	+8	+15	+22	+28	+35	— +41	+41 +48	+47 +55	+54 +64	+63 +75	+73 +88
» 30 » 40 » 40 » 50	+9	+17	+26	+34	+43	+48 +54	+60 +70	+68 +81	+80 +97	+94 +114	+112 +136
» 50 » 65 » 65 » 80	+11	+20	+32	+41 +43	+53 +59	+66 +75	+87 +102	+102 +120	+122 +146	+144 +174	+172 +210
» 80 » 100 » 100 » 120	+13	+23	+37	+51 +54	+71 +79	+91 +104	+124 +144	+146 +172	+178 +210	+214 +254	+258 +310

Интервалы размеров, мм	Основные отклонения валов, мкм										
	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>
	Нижнее отклонение <i>ei</i>										
	Все качества										
Св. 120 до 140 » 140 » 160 » 160 » 180	+15	+27	+43	+63 +65 +68	+92 +100 +108	+122 +134 +146	+170 +199 +210	+202 +228 +252	+248 +280 +310	+300 +340 +380	+365 +415 +465
» 180 » 200 » 200 » 225 » 225 » 250	+17	+31	+50	+77 +80 +84	+122 +130 +140	+166 +180 +196	+136 +258 +284	+284 +310 +340	+350 +385 +425	+425 +470 +520	+520 +575 +640
» 250 » 280 » 280 » 315	+20	+34	+56	+94 +98	+158 +170	+218 +240	+315 +350	+385 +425	+475 +525	+580 +650	+710 +790
» 315 » 355 » 355 » 400	+21	+37	+62	+108 +114	+190 +208	+268 +294	+390 +435	+475 +530	+590 +660	+730 +820	+900 +1000
» 400 » 450 » 450 » 500	+23	+40	+68	+126 +132	+232 +252	+330 +360	+490 +540	+595 +660	+740 +820	+920 +1000	+1100 +1250

Таблица 1.3

Интервалы размеров, мм		Значения допусков IT, мкм, для квалитетов											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Св.	3 до 6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300
»	6 » 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360
»	10 » 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430
»	18 » 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520
»	30 » 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620
»	50 » 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740
»	80 » 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870
»	120 » 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
»	180 » 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150
»	250 » 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
»	315 » 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400
»	400 » 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550

Основное отверстие	Посадки для основных							
	a	b	c	d	e	f	g	h
H5							$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$
H6						$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$
H7			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7} ; \frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$
H8			$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f7} ; \frac{H8}{f8}$		$\frac{H8}{h7} ; \frac{H8}{h8}$
				$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e9}$	$\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h9}$
H9				$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e8} ; \frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f8} ; \frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h8} ; \frac{H9}{h9}$
H10				$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h9} ; \frac{H10}{h10}$
H11	$\frac{H11}{d11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{h12}$

Примечания. — предпочтительные посадки.

При расчете допусков и посадок чаще всего не требуется указывать какой это вид размера — отверстие или вал. Поэтому примем для всех видов размеров общие обозначения отклонений: верхнее es , нижнее ei , среднее em . И лишь в тех случаях, когда нужно указать вид размера, будем пользоваться также обозначениями отклонений: ES , EI и Em .

Нулевая линия — линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков. Если нулевая линия расположена горизонтально, то положительные отклонения откладывают вверх от нее, а отрицательные — вниз.

Основное отклонение — одно из двух отклонений, верхнее или нижнее, расположенное ближе к нулевой линии. Основные отклонения обозначают буквами латинского алфавита — прописной для отверстий и строчной для валов.

В табл. 1.1 и 1.2 приведены числовые значения некоторых основных отклонений отверстий и валов.

Таблица 1.4

отклонений валов

i_s	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
$H5$	$H5$	$H5$	$H5$								
$k4$	$k4$	$m4$	$n4$								
$H6$	$H6$	$H6$	$H6$	$H6$	$H6$	$H6$					
$k5$	$k5$	$m5$	$n5$	$p5$	$r5$	$s5$					
$H7$	$H6$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$	$H7$			
$k6$	$k6$	$m6$	$n6$	$p6$	$r6$	$s6$	$s7$	$t6$	$u7$		
$H8$	$H8$	$H8$	$H8$			$H8$		$H8$		$H8$	$H8$
$k7$	$k7$	$m7$	$n7$			$s7$		$u8$		$x8$	$z8$

Основной вал	Посадки для основных						
	A	B	C	D	E	F	G
$h4$							$\frac{G5}{h4}$
$h5$						$\frac{F7}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$
$h6$				$\frac{D8}{h6}$	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F7}{h6}$; $\boxed{\frac{F8}{h6}}$	$\frac{G7}{h6}$
$h7$				$\frac{D8}{h7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$	
$h8$				$\frac{D8}{h8}$; $\frac{D9}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$; $\boxed{\frac{E9}{h8}}$	$\frac{F8}{h8}$; $\frac{F9}{h8}$	
$h9$				$\frac{D9}{h9}$; $\frac{D10}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$	
$h10$				$\frac{D10}{h10}$			
$h11$	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$			
$h12$		$\frac{B12}{h12}$					

Примечание. $\boxed{}$ — предпочтительные посадки.

Допуск — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или разность между верхним и нижним отклонениями.

По СТ СЭВ 145—75 допуск размера обозначают IT , по СТ СЭВ 301—76 допуски формы и расположения обозначают T , а по СТ СЭВ 302—76 допуски размеров с неуказанными предельными отклонениями обозначают t . Впредь допуски размеров будем обозначать t . Тогда допуск размера

$$t = ES - EI \text{ или } t = es - ei.$$

Квалитет — совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров. Стандартом СТ СЭВ 145—75 установлены 19 квалитетов: 01, 0, 1, 2, ..., 17.

В табл. 1.3 приведены допуски размеров до 500 мм для некоторых квалитетов.

Поле допуска — поле, ограниченное верхним и нижним отклонением. Поле допуска определяется значением допуска и его положением

отклонения отверстий

<i>H</i>	<i>J_s</i>	<i>K</i>	<i>M</i>	<i>N</i>	<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>
$\frac{H5}{h4}$	$\frac{Js5}{h4}$	$\frac{K5}{h4}$	$\frac{M5}{h4}$	$\frac{N5}{h4}$					
$\frac{H6}{h5}$	$\frac{Js6}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$				
$\frac{H7}{h6}$	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$	
$\frac{H8}{h7}$	$\frac{Js8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$					$\frac{U8}{h7}$
$\frac{H8}{h8}$ $\frac{H9}{h8}$									
$\frac{H8}{h9}$ $\frac{H9}{h9}$ $\frac{H10}{h9}$									
$\frac{H10}{h10}$									
$\frac{H11}{h11}$									
$\frac{H12}{h12}$									

относительно номинального размера. Условно поле допуска обозначается числом, представляющим собой номинальный размер, за которым следует обозначение основного отклонения и качества. Например, $\varnothing 40k6$; $\varnothing 50H7$; $63j_6$.

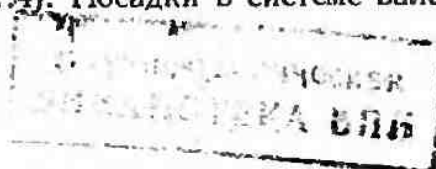
Основное отверстие — отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

Основной вал — вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

Посадка — характер соединения деталей, определяемый значениями получающихся в нём зазоров или натягов.

Различают посадки: с зазором, при которых обеспечивается зазор в соединении; с натягом, при которых обеспечивается натяг в соединении, и переходные, при которых возможно получение как зазора, так и натяга.

Посадки в системе отверстия — посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением валов с различными отклонениями с основным отверстием (табл. 1.4). Посадки в системе вала —



посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением отверстий с различными отклонениями с основным валом (табл. 1.5).

Требуемая точность изготовления определяется предельными отклонениями, которые приводят на чертежах деталей машин. Точность линейных размеров задают условными обозначениями полей допусков, например 36f9; $\varnothing 50k6$; $\varnothing 80H7$ и т. д. или числовыми значениями предельных отклонений, например $57,5_{-0,2}$; $\varnothing 68_{+0,1}^{+0,3}$; $74 \pm 0,2$.

Стандартные линейные размеры по ГОСТ 6636—69 следующие: 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34/35; 36; 38; 40; 42; 45/47; 48; 50/52; 53/55; 56; 60/62; 63/65; 67/70; 71/72; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950.

Рядом со стандартным числом за косой чертой даны размеры диаметров колец подшипников качения.

2. ОБОСНОВАНИЕ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ. СБОРОЧНЫЕ РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

При проектировании решают вопросы обеспечения необходимой точности взаимного расположения отдельных узлов в изделии и отдельных сборочных комплектов или деталей в узле. Размеры деталей (как и сами детали) в собранном изделии взаимосвязаны. Эти взаимосвязи в собранных узлах и механизмах называют *размерными связями*. Размерные связи деталей образуют сборочные размерные цепи, представляющие собой расположенные по замкнутому контуру размеры, непосредственно влияющие на точность одного из размеров контура.

Размерная цепь состоит из исходного (замыкающего) и составляющих звеньев. Исходным является размер, к которому предъявляется основное требование точности. Составляющие звенья — размеры, отклонения которых вызывают изменение исходного размера.

Размерные цепи представляют в виде схем, на которых изображают размеры — звенья цепей. Изображают их так же, как и на чертежах деталей — размерной линией с двумя стрелками на концах. Принято каждую размерную цепь обозначать буквами русского, латинского или греческого алфавитов. Исходному размеру присваивают индекс Σ (например, B_{Σ} , F_{Σ}), а составляющим звеньям — индексы — порядковые номера звеньев (например, B_1 , B_2 , ... или F_1 , F_2 , F_3 , ...). Порядковые номера назначают при обходе размерного контура по направлению вращения часовой стрелки.

Важным моментом при проектировании является выявление размерных цепей, которое начинают с выявления исходных размеров. С этой целью устанавливают требования точности, которым должно удовлетворять собранное изделие в целом. Так, например, в верти-

кальных и радиально-сверлильных станках ось вращения шпинделя должна быть перпендикулярна рабочей поверхности стола.

При разработке изделия составляют схему его общей компоновки и выявляют все требования точности, предъявляемые к относительному расположению узлов. Затем выявляют исходные размеры отдельных сборочных единиц, входящих в состав узлов, и деталей.

Ряд требований точности может быть установлен по соответствующим ГОСТам, ОСТам, стандартам СЭВ, техническим требованиям и другим нормативным документам. В других случаях требования точности устанавливают на основании опыта эксплуатации данного или аналогичных изделий или путем теоретических расчетов, или специально поставленных экспериментов. Выявленные исходные размеры проставляют на чертеже.

После выявления исходных размеров определяют составляющие звенья размерных цепей. Для этого по чертежу находят сопряженный, т. е. прилегающий с одной стороны к исходному, размер детали, непосредственно влияющий на точность исходного размера. Затем

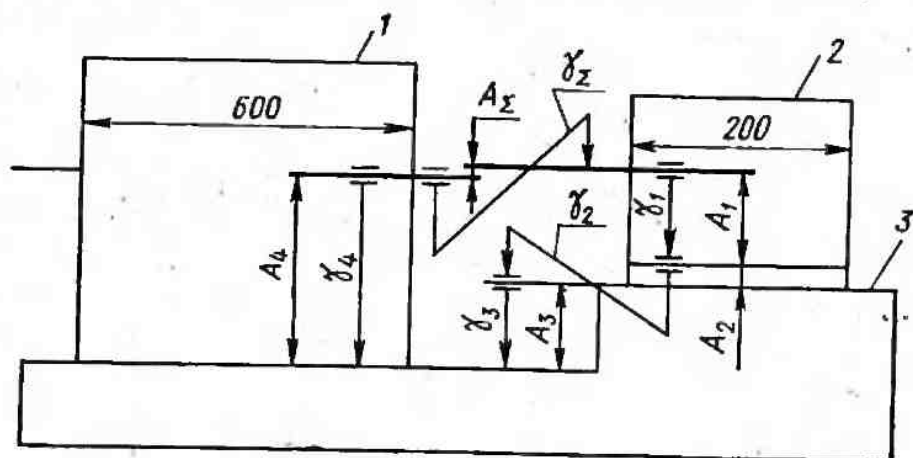


Рис. 2.1

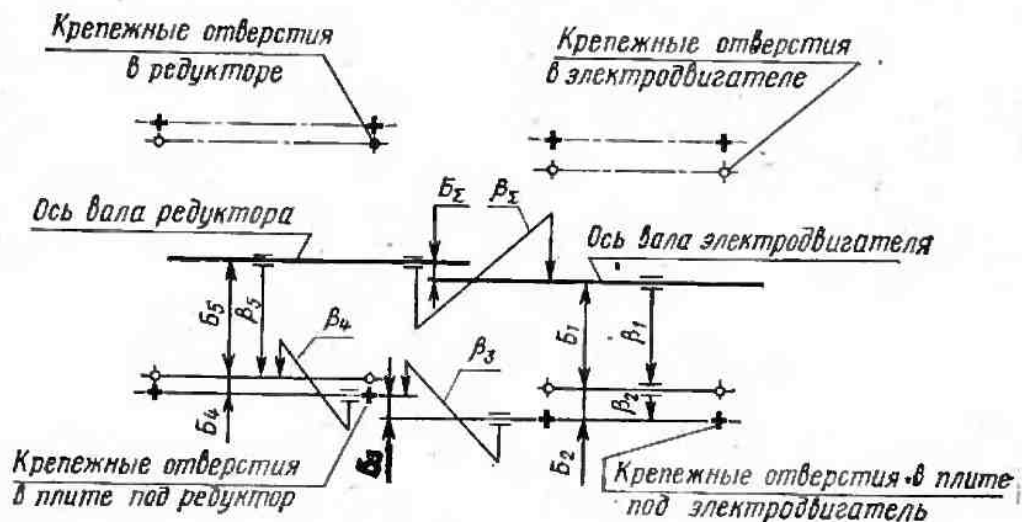


Рис. 2.2

находят размер другой детали, сопряженный с размером первой детали и влияющий на точность исходного размера, и т. д. Последний из этих размеров примыкает к исходному с другой стороны. Все выявленные составляющие и исходный размер должны образовать замкнутый размерный контур.

Часто составляющим является линейный размер детали (длина дистанционной втулки, длина ступицы). У покупных изделий (подшипников качения, муфт, электродвигателей) в качестве составляющего в размерную цепь входит конечный размер, охватывающий несколько деталей комплекта (например, монтажная высота конического роликового подшипника, длина муфты в сборе, расстояние от торца упорного буртика на валу электродвигателя до оси крепежного отверстия в опорной лапе). Иногда в размерную цепь составляющим входит размер, характеризующий комплект деталей, обрабатываемых совместно после сборки (например, расстояние от средней плоскости зубчатого червячного венца колеса до торца ступицы).

Рассмотрим более подробно выявление исходных размеров сборочных размерных цепей, встречающихся в учебных проектах.

Часто приходится обеспечивать точность взаимного расположения двух узлов (например, электродвигателя и редуктора), установленных на общем основании (плите, раме). Относительное расположение соединяемых валов определяется тремя параметрами; допускаемым смещением в радиальном направлении, допускаемым углом относительно поворота и допускаемым смещением в осевом направлении.

Если валы соединяются муфтой, то эти три исходные размера зависят от типа соединительной муфты. Так, муфта МУВП допускает весь

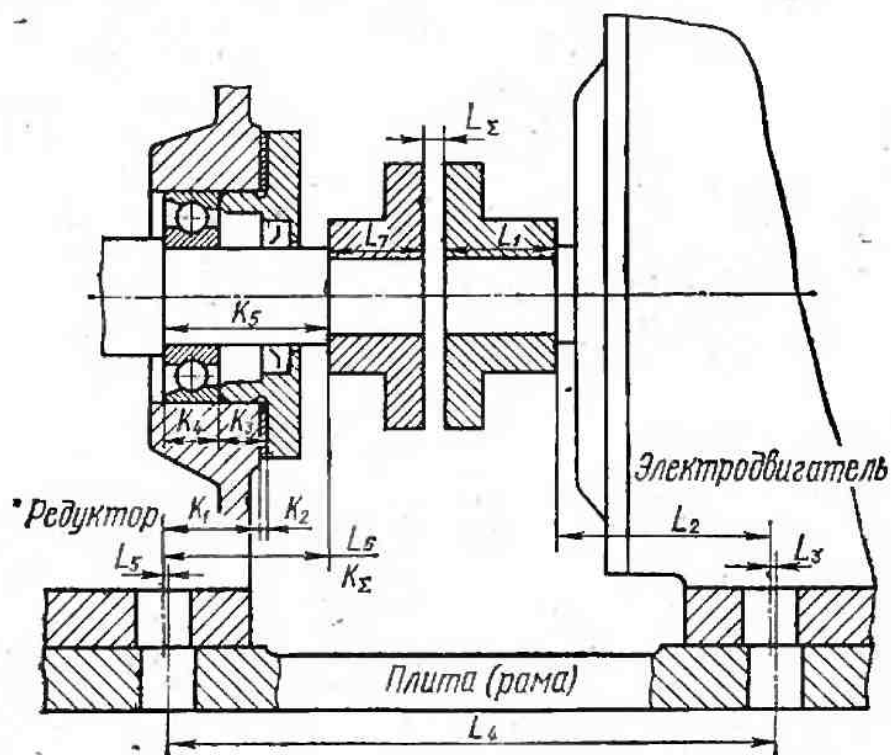


Рис. 2.3

ма незначительные смещения и перекос соединяемых валов. При использовании кулачково-дисковой муфты могут быть допущены большие погрешности, а при наличии муфты с торообразным упругим элементом допускаемые смещения и перекосы осей валов могут быть еще более значительными.

Для удобства дальнейшего рассмотрения радиальное и угловое смещения, произвольно расположенные в пространстве, приводят к радиальному и угловому смещениям в вертикальной и горизонтальной плоскостях, переходя таким образом от двух сложных пространственных размерных цепей к четырем более простым.

Таким образом, при установке электродвигателя 2 (рис. 2.1) и редуктора 1 на общей плите (раме) 3 необходимо обеспечить: точность расположения осей валов в вертикальной плоскости (схема А, рис. 2.1); точность углового расположения осей валов в вертикальной плоскости (схема γ , рис. 2.1); точность расположения осей валов в горизонтальной плоскости (схема Б, рис. 2.2), точность углового расположения осей валов в горизонтальной плоскости (схема β , рис. 2.2); точность расположения валов в осевом направлении (схема Л, рис. 2.3). Более подробное описание этих схем приведено ниже.

При проектировании механических зубчатых передач необходимо обеспечивать точность по СТ СЭВ 86—75 на: совпадение вершины делительного конуса конической шестерни с осью вращения конического колеса (схемы С, Р, рис. 2.4, а, б, в); совпадение вершины делительного конуса конического колеса с осью вращения конической шестерни (схема Т, рис. 2.5).

Для червячных передач по СТ СЭВ 311—76 установлена точность на совпадение средней плоскости зубчатого червячного венца колеса с осью вращения червяка (схема Р, рис. 2.6).

При установке валов на подшипниках качения требуется обеспечить необходимый осевой зазор меж-

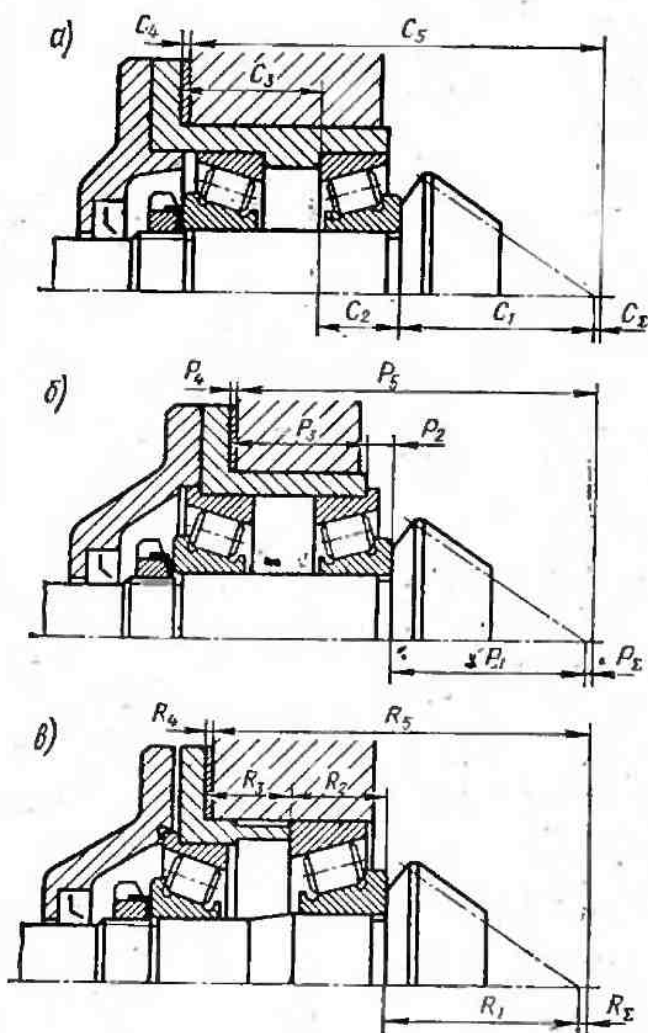


Рис. 2.4

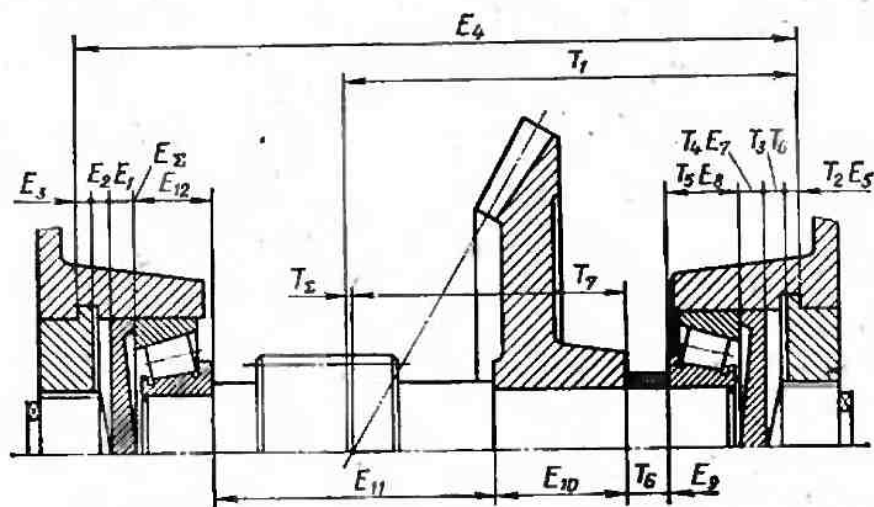


Рис. 2.5

ду торцами крышки и наружного кольца подшипника. Для стандартных радиально-упорных подшипников, например, этот зазор принимают равным осевой игре и назначают по табл. 1.3 и 1.4 работы [1].

Схемы, определяющие зазор между торцами крышки и наружного кольца подшипника, приведены на рис. 2.7 (схемы Б и В), 2.8 (схема Г), 2.6 (схема Н), 2.9, а, б (схемы Г и Д), 2.5 (схема Е).

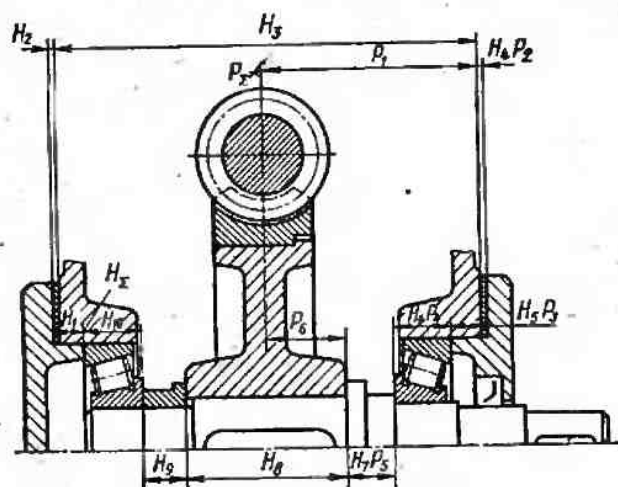


Рис. 2.6

После выявления и нанесения на чертежи исходных размеров выявляют и наносят составляющие размеры так как это описано выше.

По составленным расчетным схемам и назначенным допускам исходных размеров оценивают предварительные значения допусков на изготовление деталей и сборочных комплектов и выбирают метод достижения требуемой конечной точности при общей сборке изделия.

В зависимости от соотношения между ожидаемой суммарной ошибкой и допуском исходного размера различают два метода достижения конечной точности. Если ожидаемая суммарная ошибка намного превышает допуск исходного размера, то конечную точность следует обеспечивать по методу компенсации; если указанные значения близки — по методу взаимозаменяемости.

Метод взаимозаменяемости используют при достаточно большом допуске исходного размера и небольшом числе составляющих размеров. При малом допуске исходного размера и большом числе составляющих размеров используют метод компенсации.

В большинстве приводимых схем используют метод компенсации

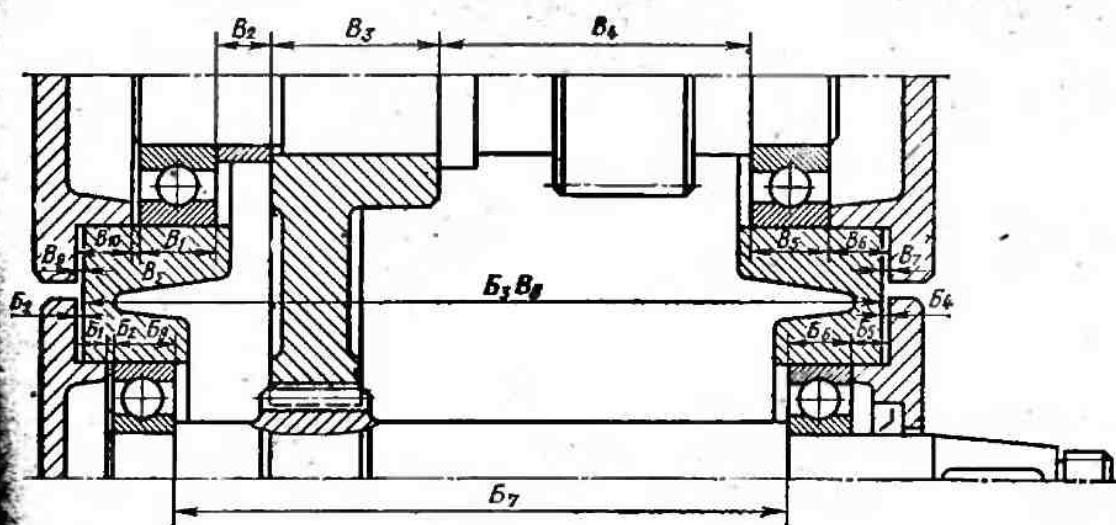


Рис. 2.7

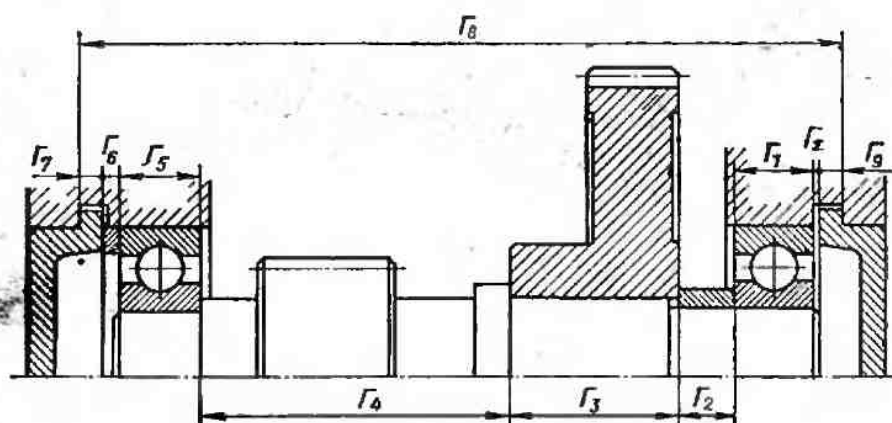


Рис. 2.8

как допуск исходного размера мал, а число составляющих размеров велико. При этом методе в конструкции узла предусматривают специальную деталь — компенсатор. В качестве компенсаторов наиболее часто используют прокладки, кольца, винтовые устройства, зазоры. Размер компенсатора является одним из составляющих размеров размерной цепи. При расчете размерной цепи (см. [3]) определяют максимально и минимально возможные размеры компенсатора, между ко-

Таблица 2.1

Вид компенсатора	Допуск составляющего размера для поверхностей		
	охватывающих	охватываемых	остальных
Деталь, обрабатываемая при сборке	$H11$	$h11$	$\pm IT11/2$
Набор прокладок	$H12$	$h12$	$\pm IT12/2$
Зазор; винт-гайка	$H14$	$h14$	$\pm IT14/2$

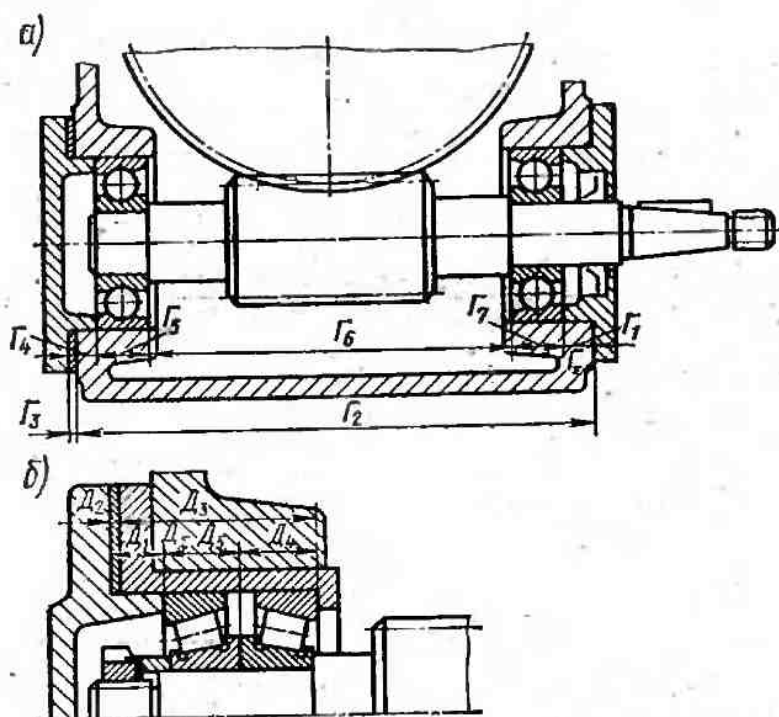


Рис. 2.9

торыми должны находиться действительные размеры компенсатора. Допуски составляющих размеров в общем случае принимают по результатам вычислений для конкретной размерной цепи. Предварительно для проектного расчета допуски составляющих размеров при наличии в размерной цепи компенсаторов можно принимать по табл. 2.1.

Компенсаторы типа прокладок и колец изготовляют заранее в указанных пределах и рассортировывают для ускорения процесса сборки на группы с возрастанием размеров от наименьшего к наибольшему. При сборке каждого сборочного комплекта устанавливают компенсатор необходимого размера, обеспечивая достижение требуемой конечной точности.

Ниже приведены более подробные описания типовых размерных цепей в учебных проектах.

Как отмечено выше, в общем случае относительное расположение двух узлов, установленных на общей плите, описывается пятью размерными цепями.

На рис. 2.1 приведена размерная цепь A , определяющая точность расположения осей валов электродвигателя 2 и редуктора 1 в вертикальной плоскости. В размерной цепи A : A_2 — допускаемое радиальное смещение соединяемых валов в вертикальной плоскости (исходный размер); A_1 — расстояние от оси вала электродвигателя 2 до опорной поверхности; A_2 — компенсаторная прокладка; A_3 — размер плиты между опорными поверхностями под редуктор и электродвигатель; A_4 — расстояние от оси вала редуктора 1 до опорной поверхности.

Размерная цепь γ (см. рис. 2.1) определяет точность углового расположения осей валов электродвигателя и редуктора в вертикальной плоскости.

На рис. 2.2 показана схема расположения крепежных отверстий для установки электродвигателя и редуктора на плите. Исходным размером B_z является расстояние между осями валов в горизонтальной плоскости. Составляющие звенья цепи B : B_1 и B_5 — расстояния от осей валов электродвигателя и редуктора до линий расположения крепежных отверстий в лапах двигателя и корпуса редуктора; B_2 и B_4 — несовпадения осей крепежных отверстий в электродвигателе и плите, в редукторе и плите; B_3 — расстояние между линиями расположения крепежных отверстий в плите для электродвигателя и для редуктора.

На рис. 2.2 приведена также размерная цепь β , определяющая точность углового расположения осей валов в горизонтальной плоскости. Здесь β_z — отклонение от параллельности осей валов электродвигателя и редуктора в горизонтальной плоскости (исходный размер); β_1 — отклонение от параллельности оси вала электродвигателя и линии расположения крепежных отверстий; β_2 — отклонение от параллельности линий расположения крепежных отверстий в электродвигателе и плите; β_3 — отклонение от параллельности линий расположения крепежных отверстий в плите под электродвигатель и редуктор; β_4 — отклонение от параллельности линий расположения крепежных отверстий в плите и редукторе; β_5 — отклонение от параллельности оси вала редуктора и линии расположения крепежных отверстий.

На рис. 2.3 схема L характеризует относительное осевое положение редуктора и электродвигателя, а схема K координирует входной вал относительно оси крепежного отверстия редуктора. В этих размерных цепях исходные размеры: L_z — зазор между торцами полумуфт; K_z — расстояние от оси крепежного отверстия до упорного торца входного вала редуктора.

Составляющие звенья цепи L : L_1 и L_2 — расстояние от оси крепежного отверстия до упорного торца вала электродвигателя. Этот размер аналогично K_z является исходным для подобной размерной цепи электродвигателя. Нормы точности на этот параметр приведены в ГОСТ 8592—79; L_3 и L_5 — несовпадение осей крепежных отверстий в плите (раме) и соответственно в электродвигателе и редукторе; L_4 — расстояние между системами крепежных отверстий в плите (раме) под электродвигатель и редуктор. Нормы точности на этот параметр по ГОСТ 14140—69.

Остальные составляющие размеры цепи L : L_1 , L_7 и все составляющие размеры цепи K (K_1 , K_2 , ..., K_5) понятны из рисунка.

Отклонение от соосности валов в вертикальной плоскости определяется погрешностями размеров A_1 , A_3 , A_5 , а также отклонениями от параллельности γ_1 , γ_3 , γ_4 (см. рис. 2.1).

Предельные отклонения размеров A_1 и A_4 установлены ГОСТ 8592—79 и ГОСТ 16162—78 и составляют: при A_1 , A_4 до 250 мм (—0,5) мм; при A_1 , A_4 св. 250 до 630 мм (—1,0) мм.

Предельные отклонения γ_1 по ГОСТ 8582—79 для электродвигателей нормальной точности 0,15/100 мм/мм, а γ_4 по ГОСТ 16162—78 — 0,1/100 мм/мм.

Для удобства контроля перекося осей валов γ_z в технических услови-

ях на сборку задают линейным смещением Δ_γ на длине l (например, при $\Delta_\gamma = 0,1$ мм и $l = 100$ мм пишут $\gamma_z = 0,1/100$ мм/мм).

Соосность валов в горизонтальной плоскости обеспечивают при сборке перемещением и поворотом узлов по базовым плоскостям. Точность совмещения осей валов зависит от применяемых сборочных приспособлений, точности контрольных средств и квалификации сборщиков.

Вероятностное суммирование допусков размеров, определяющих радиальное положение валов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, дает суммарное радиальное смещение Δ_z : при A_1, A_4 50...250 мм — 0,7 мм; при A_1, A_4 250 ... 630 мм — 1,4 мм.

Радиальные смещения в вертикальной плоскости при необходимости уменьшают с помощью компенсаторных подкладок A_2 (см. рис. 2.1). Под каждую лапу электродвигателя ставят по одной подкладке толщиной ≥ 8 мм, которые затем фрезеруют или шлифуют до требуемого размера, или ставят набор из 2...3 прокладок, выбранных из ряда толщин: 0,1; 0,2; 0,4 и 0,8 мм.

Радиальные смещения в горизонтальной плоскости уменьшают выверкой положения узлов при их перемещении по базовым плоскостям. В этом случае возможное суммарное радиальное смещение Δ_z осей зависит от квалификации сборщиков и точности контрольно-измерительных средств и может быть обеспечено при точности сборки: нормальной — 0,3...0,7 мм; повышенной и высокой 0,05...0,15 мм.

Вероятностное суммирование допусков размеров, определяющих угловое положение валов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, дает суммарное угловое смещение осей γ_z , равное 0,6 мм на 100 мм длины.

Применение подкладок одинаковой толщины отклонения от параллельности осей валов в вертикальной плоскости не компенсирует. Поэтому при повышенной точности сборки под каждую лапу электродвигателя ставят подкладки разной толщины или шлифуют с уклоном, а при высокой точности сборки шабруют.

Параллельность осей валов в горизонтальной плоскости повышают выверкой положения узлов при их повороте на базовых плоскостях.

В этом случае возможное суммарное угловое смещение осей γ_z может быть обеспечено при сборке повышенной и высокой точности в пределах 0,05/100...0,25/100 мм/мм.

Вероятностное суммирование допусков размеров дает суммарное значение осевого смещения $\omega_z = \pm 3$ мм, которое при необходимости уменьшают выверкой осевого положения узлов. В зависимости от требуемой точности сборки суммарное осевое смещение ω_z в этом случае может быть обеспечено в пределах $\pm (0,1 \dots 0,5)$ мм.

Приведенные выше смещения валов для наглядности сведены в табл. 2.2.

На сборочных чертежах узлов, как это следует из рассмотрения размерных цепей по рис. 2.3, необходимо задавать размер, координирующий расположение крепежного отверстия относительно входного (выходного) конца вала. Как видно из рис. 2.3, этот размер L_6 является исходным размерной цепи K ($L_6 = K_z$). Цепь K определяет осевое

Таблица 2.2

Параметр	Сборка без прокладок		Сборка с прокладками при точности сборки		
			нормаль- ной	повышенной и высокой	
Δ_{Σ} , мм	0,85*	1,7**	0,3*	0,7**	0,05...0,15
γ_{Σ} , мм/мм		0,6/100			0,05/100...0,25/100
ω_{Σ} , мм	Без выверки осевого положения узлов				С выверкой осевого положения узлов
		± 3			$\pm(0,01... 0,5)$

* При A_1 и A_4 (см. рис. 2.1) до 250 мм.** При A_1 и A_4 св. 250 до 630 мм.

положение вала. Исходным размером является расстояние от торца заплечика выступающего конца вала до линии расположения крепежных отверстий в лапе корпуса. Аналогична размерная цепь K на рис. 2.10. Здесь присоединительный размер — расстояние от границы

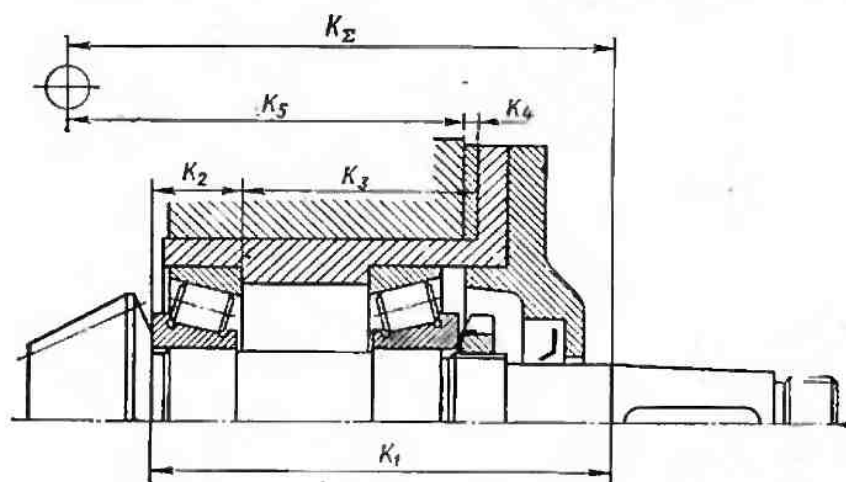


Рис. 2.10

между конусной и цилиндрической поверхностями вала до оси крепежных отверстий. Далее на схеме рис. 2.10 размер K_1 относится к валу и определяет расстояние от границы между конусной и цилиндрической поверхностями вала до упорного заплечика вала под подшипник. Размер K_2 — монтажная высота конического однорядного роликоподшипника. Предельные отклонения монтажной высоты роликоподшипников см. [1], с. 203. Составляющие размеры K_3 и K_4 относятся соответственно к стакану и корпусу. Деталь с размером K_4 — компенсатор цепи, определяющей взаимное положение конических колес.

Следует отметить также, что размер L_4 (см. рис. 2.3), связывающий на плите (раме) системы крепежных отверстий под электродвигатель и под редуктор, непосредственно влияет на точность осевого положе-

ния названных узлов. Поэтому на чертеже плиты (рамы) обе эти системы крепежных отверстий должны быть связаны между собой по двум координатным направлениям (нормы точности по ГОСТ 14140—69).

На рис. 2.4 приведены схемы размерных цепей, определяющие осевое положение вершины делительного конуса конической шестерни. На схемах обозначены: C_2 , P_2 и R_2 — исходные размеры — несовпадения вершин делительных конусов конических шестерни и колеса по оси вала шестерни. Нормы точности на эти параметры даны в стандарте СТ СЭВ 186—75; C_4 , P_4 и R_4 — звенья-компенсаторы (прокладки), составляющие звенья размерных цепей соответственно — C_1 , C_2 , ..., C_5 (см. рис. 2.4, а); P_1 , P_2 , ..., P_5 (см. рис. 2.4, б) и R_1 , R_2 , ..., R_5 (см. рис. 2.4, в).

На рис. 2.5 показаны схемы T и E , относящиеся к валу конического колеса коническо-цилиндрического редуктора. Здесь исходные размеры: T_2 — несовпадение вершин делительных конусов конических шестерни и колеса по оси вала колеса. Нормы точности на этот параметр приведены в стандарте СТ СЭВ 186—75; E_2 — условный зазор (принимаемый равным осевой игре для конических роликоподшипников) между торцами кольца подшипника и нажимной шайбы.

Составляющие звенья: T_1 — расстояние от оси отверстия для опор вала конической шестерни в корпусе редуктора до торца канавки для закладной крышки; E_4 — расстояние в корпусе между торцами канавок для закладных крышек; T_3 , E_6 и E_2 — зазоры между торцами нажимных шайб и закладных крышек. Эти зазоры при регулировке подшипников и осевого положения конического колеса изменяют свое значение и являются компенсаторами.

Остальные размеры деталей — составляющие звенья размерных цепей — понятны из рисунка. На этих схемах общие звенья, участвующие в двух размерных цепях: T_2E_5 , T_3E_6 , T_4E_7 , T_5E_8 и T_6E_9 .

Осевое положение конических колес часто регулируют набором прокладок, устанавливаемых под фланцы привертных крышек подшипников. В этом случае схему размерной цепи строят так же, как показано на рис. 2.6, схема H .

На рис. 2.6 представлены схемы размерных цепей H и P , относящиеся к валу червячного колеса. Исходные размеры: P_2 — несовпадение средней плоскости венца червячного колеса с осью червяка. Нормы точности на этот параметр приведены в стандарте СТ СЭВ 311—76; H_2 — условный зазор между торцами наружного кольца подшипника и крышки.

Составляющие звенья: P_1 — расстояние от оси отверстия в корпусе редуктора для установки вала червяка до торца корпуса; P_6 — расстояние средней плоскости зубчатого червячного венца колеса от торца ступицы; H_3 — расстояние между торцами корпуса. В этих размерных цепях H_2 , H_4 и P_2 — звенья-компенсаторы (прокладки). Остальные составляющие звенья размерных цепей понятны из рисунка.

Как видно, буртик вала входит в обе размерные цепи, поэтому обозначен этот размер как H_7P_5 .

На рис. 2.7 и 2.8 даны схемы B , V и Γ цилиндрического редуктора. Здесь B_2 , V_2 , Γ_2 — исходные размеры — зазоры между торцами

наружных колец подшипников и крышек; $B_1, B_2, \dots, B_8; B_1, B_2, \dots, B_{10}; G_1, G_2, \dots, G_8$ — составляющие звенья размерных цепей — размеры деталей, отклонения которых вызывают изменения исходных размеров. Размер ширины корпуса редуктора участвует в двух размерных цепях B и B и поэтому обозначен B_2B_8 (см. рис. 2.7).

На рис. 2.9 показаны размерные цепи G и D , относящиеся к валу червяка (на рис. 2.9, а — установка вала червяка на двух фиксирующих опорах, а на рис. 2.9, б — вариант исполнения фиксирующей опоры при второй плавающей опоре). Здесь G_2 и D_2 — исходные размеры — зазоры между торцами наружных колец подшипников и привертных крышек; G_3 и D_3 — звенья-компенсаторы (прокладки); $G_1, G_2, \dots, G_7$ и $D_1, D_2, \dots, D_6$ — составляющие звенья.

На чертежах редукторов, коробок скоростей, вариаторов и других узлов, а также на чертеже общего вида привода необходимо проставлять размеры — составляющие звенья всех размерных цепей проектируемого изделия.

На рабочих чертежах деталей должны быть нанесены размеры, которые входят в выявленные размерные цепи. Такими размерами, например, по рис. 2.6 являются: для вала — P_5 , втулки — H_9 , крышки подшипника — $H_1(H_5)$, ступицы червячного колеса — H_8 , червячного колеса в сборе — P_8 . Для стакана цепным размером, непосредственно влияющим на точность осевого положения вала-шестерни конической зубчатой передачи, может быть в зависимости от конструктивной схемы установки вала-шестерни один из перечисленных размеров: C_3 (рис. 2.4, а), P_2 (рис. 2.4, б), R_3 (рис. 2.4, в).

3. РАСЧЕТ ЗАЗОРОВ И НАТЯГОВ

Условимся обозначать зазоры буквой Z , а натяги буквой N .

Значение зазора Z или натяга N в соединении отверстия с валом определяют по формуле

$$Z(N) = D - d, \quad (3.1)$$

где D и d — действительные размеры соответственно отверстия и вала.

При расчете на максимум-минимум получим предельные значения зазоров и натягов: для посадок с зазором, наибольший и наименьший зазоры

$$Z_{\max} = ES - ei, \quad Z_{\min} = EI - es, \quad (3.2)$$

для переходных посадок наибольшие зазоры и натяги

$$Z_{\max} = ES - ei, \quad N_{\max} = EI - es, \quad (3.3)$$

для посадок с натягом наибольший и наименьший натяги

$$N_{\max} = EI - es, \quad N_{\min} = ES - ei. \quad (3.4)$$

При вероятностном расчете определяют среднее значение и рассеивание зазора или натяга.

Как при наладке, так и при обработке деталей наладчик и рабочий-станочник держатся ближе к безопасным пределам. Для отверстия

это меньший, а для вала больший предельные размеры. Вследствие этого возникает некоторая асимметрия распределения отклонений размеров.

Здесь и в дальнейшем индекс 1 относится к отверстию, индекс 2 к валу.

Среднее значение зазора (натяга) [3]

$$Z_m(N_m) = Em - em - 0,1(t_1 + t_2). \quad (3.5)$$

Вероятностное рассеивание (индекс p в обозначении зазора-натяга)

$$t_{zp} = (1/K_z) \sqrt{t_1^2 + t_2^2}.$$

В формулах (3.5) и (3.6) Em и em — средние отклонения размеров отверстия и вала; t_1 и t_2 — допуски размеров отверстия и вала; K_z — коэффициент относительного рассеивания зазора-натяга; обычно $K_z = 1, 0$ ([3], с. 28). Тогда

$$t_{zp} = \sqrt{t_1^2 + t_2^2}. \quad (3.6)$$

Наибольший и наименьший вероятностные (индекс p в обозначении) зазоры и натяги:

в посадках с зазором

$$Z_{pmax} = Z_m + 0,5t_{zp}, \quad Z_{pmin} = Z_m - 0,5t_{zp}, \quad (3.7)$$

в переходных посадках

$$Z_{pmax} = Z_m + 0,5t_{zp}, \quad N_{pmin} = N_m - 0,5t_{zp}, \quad (3.8)$$

в посадках с натягом

$$\begin{aligned} N_{pmax} &= N_m - 0,5t_{zp}, \\ N_{pmin} &= N_m + 0,5t_{zp}. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Ниже даны примеры расчета зазоров и натягов для некоторых посадок в системе отверстия.

Посадки с зазором. На рис. 3.1 приведена схема полей допусков размеров отверстия и вала, а также графики рассеивания этих размеров и график рассеивания зазора. На этом рисунке предельное рассеивание зазора

$$t_z = Z_{max} - Z_{min}, \quad (3.10)$$

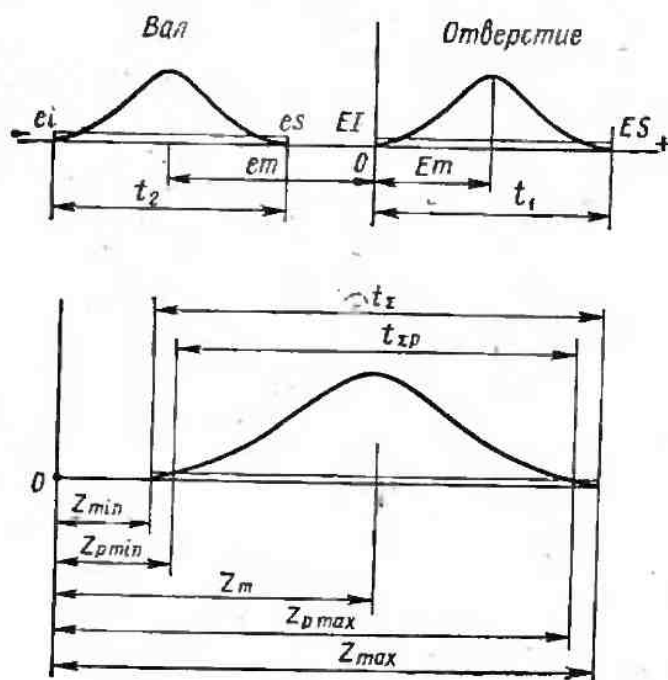


Рис. 3.1

где $Z_{\max}$ и $Z_{\min}$ — наибольший и наименьший предельные зазоры, определяемые по формуле (3.2); $t_{\Sigma p}$ — вероятностное рассеивание зазора, определяемое по формуле (3.7); $Z_{p\max}$ и $Z_{p\min}$ — наибольший и наименьший вероятностные зазоры. Остальные обозначения даны ранее.

Пример 3.1. На чертеже задана посадка $\varnothing 63H8/e8$. Определить наибольшие и наименьшие предельные и вероятностные зазоры.

Решение. По СТ СЭВ 145—75 для заданных размера и посадки (мкм): $ES = 46$, $EI = 0$, $Et = 23$, $ei = 46$; $es = -60$, $ei = -106$, $et = -83$, $t_2 = 46$.

По формуле (3.2) наибольший и наименьший предельные зазоры $Z_{\max} = 46 - (-106) = 152$ мкм; $Z_{\min} = 0 - (-60) = 60$ мкм.

Предельное рассеивание зазора по формуле (3.10)

$$t_{\Sigma} = 152 - 60 = 92 \text{ мкм.}$$

Среднее значение зазора по формуле (3.5)

$$Z_m = 23 - (-83) - 0,1(46 + 46) = 96,8 \text{ мкм.}$$

Вероятностное рассеивание зазора по формуле (3.6)

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{46^2 + 46^2} = 65,05 \text{ мкм.}$$

Наибольший и наименьший вероятностные зазоры по формуле (3.7)

$$Z_{p\max} = 96,8 + 0,5 \cdot 65,05 = 129,33 \text{ мкм,}$$

$$Z_{p\min} = 96,8 - 0,5 \cdot 65,05 = 64,27 \text{ мкм.}$$

Переходные посадки. На рис. 3.2 приведена схема полей допусков размеров отверстия и вала, а также графики рассеивания этих размеров и график рассеивания зазоров и натягов. Обозначения на этом рисунке аналогичны обозначениям на рис. 3.1.

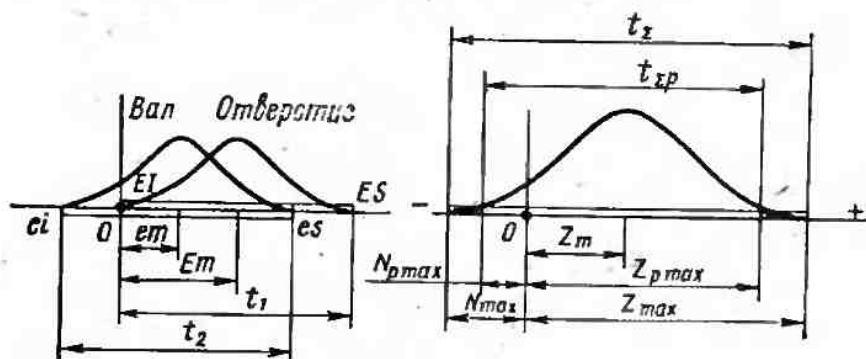


Рис 3.2

Пример 3.2. На чертеже задана посадка $\varnothing 63H7/k6$. Определить наибольшие предельные и вероятностные зазоры и натяги в соединении.

Решение. По СТ СЭВ 145—75 для заданных размера и посадки (мкм): $ES = 30$, $EI = 0$, $Et = 15$, $t_1 = 30$; $es = 21$, $ei = 2$, $et = 11,5$, $t_2 = 19$.

По формуле (3.3) наибольший предельный зазор $Z_{\max} = 30 - 2 = 28$ мкм

Наибольший предельный натяг $N_{\max} = 0 - 21 = -21$ мкм.

Предельное рассеивание зазора-натяга по формуле (3.10)

$$t_{\Sigma} = Z_{\max} - N_{\max} = 28 - (-21) = 49 \text{ мкм.}$$

Среднее значение зазора-натяга по формуле (3.5)

$$Z_m(N_m) = 15 - 11,5 - 0,1(30 + 19) = -1,4 \text{ мкм.}$$

Вероятностное рассеивание зазора-натяга по формуле (3.6)

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{30^2 + 19^2} = 35,5 \text{ мкм.}$$

Наибольшие вероятностные зазоры и натяги по формуле (3.8)

$$Z_{p\max} = -1,4 + 0,5 \cdot 35,5 = 16,35 \text{ мкм,}$$

$$N_{p\max} = -1,4 - 0,5 \cdot 35,5 = -19,15 \text{ мкм.}$$

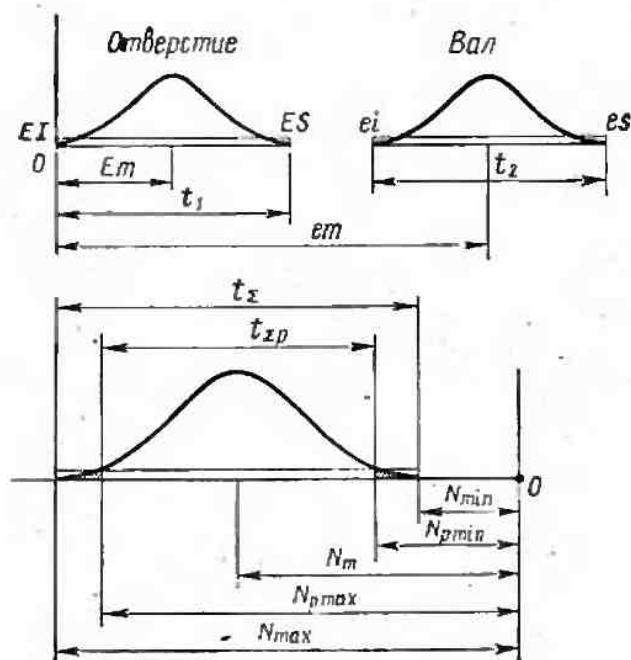


Рис. 3.3

Посадки с натягом. На рис. 3.3 приведена схема полей допусков размеров отверстия и вала, а также графики рассеивания этих размеров и график рассеивания натягов. Обозначения на этом рисунке аналогичны обозначениям на рис. 3.1.

Пример 3.3. На чертеже задана посадка $\varnothing 63H7/s6$. Определить натяги в соединении.

Решение. По СТ СЭВ 145—75 для заданных размера и посадки (мкм): $ES = 30$, $EI = 0$, $Em = 15$, $t_1 = 30$, $es = 72$, $ei = 53$, $em = 62,5$, $t_2 = 19$.

По формуле (3.4) наибольший и наименьший предельные натяги $N_{\max} = 0 - (-72) = 72$ мкм, $N_{\min} = 30 - 53 = -23$ мкм.

Предельное рассеивание натяга $t_{\Sigma} = N_{\max} - N_{\min} = 72 - (-23) = 95$ мкм.

Среднее значение и вероятностное рассеивание натяга по формулам (3.5) и (3.6)

$$N_m = 15 - 62,5 - 0,1(72 + 19) = -52,4 \text{ мкм,}$$

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{72^2 + 19^2} = 75,5 \text{ мкм.}$$

Наибольший и наименьший вероятностные натяги по формуле (3.9)

$$N_{p\max} = -52,4 + 0,5 \cdot 75,5 = -12,25 \text{ мкм,}$$

$$N_{p\min} = -52,4 - 0,5 \cdot 75,5 = -90,25 \text{ мкм.}$$

Вероятности появления зазоров и натягов в заданном интервале размеров. Иногда требуется знать, какая доля из всей партии сопряжений имеет в заданном интервале зазор или натяг. Для этой цели пользуются таблицей функции Лапласа.

x	Значения $\Phi(x)$									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,0000	0,0040	0,0080	0,0120	0,0160	0,0199	0,0239	0,0279	0,0319	0,0359
0,1	0,0398	0,0438	0,0478	0,0517	0,0557	0,0596	0,0636	0,0675	0,0714	0,0753
0,2	0,0793	0,0832	0,0871	0,0910	0,0948	0,0987	0,1026	0,1064	0,1103	0,1141
0,3	0,1179	0,1217	0,1255	0,1293	0,1331	0,1368	0,1406	0,1443	0,1480	0,1517
0,4	0,1554	0,1591	0,1628	0,1664	0,1700	0,1736	0,1772	0,1808	0,1844	0,1879
0,5	0,1915	0,1950	0,1985	0,2019	0,2054	0,2088	0,2123	0,2157	0,2190	0,2224
0,6	0,2257	0,2291	0,2324	0,2357	0,2389	0,2422	0,2454	0,2486	0,2517	0,2549
0,7	0,2580	0,2611	0,2642	0,2673	0,2703	0,2734	0,2764	0,2794	0,2823	0,2852
0,8	0,2881	0,2910	0,2939	0,2967	0,2995	0,3023	0,3051	0,3078	0,3106	0,3133
0,9	0,3159	0,3186	0,3212	0,3238	0,3264	0,3289	0,3315	0,3340	0,3365	0,3389
1,0	0,3413	0,3437	0,3461	0,3485	0,3508	0,3531	0,3554	0,3577	0,3599	0,3621
1,1	0,3643	0,3665	0,3686	0,3708	0,3729	0,3749	0,3770	0,3790	0,3810	0,3830
1,2	0,3849	0,3869	0,3888	0,3907	0,3925	0,3944	0,3962	0,3980	0,3997	0,4016
1,3	0,4032	0,4049	0,4066	0,4082	0,4099	0,4115	0,4131	0,4147	0,4162	0,4177
1,4	0,4192	0,4207	0,4222	0,4236	0,4251	0,4265	0,4279	0,4292	0,4306	0,4319
1,5	0,4332	0,4345	0,4357	0,4370	0,4382	0,4394	0,4406	0,4418	0,4429	0,4441
1,6	0,4452	0,4463	0,4474	0,4484	0,4495	0,4505	0,4515	0,4525	0,4535	0,4545
1,7	0,4554	0,4564	0,4573	0,4582	0,4591	0,4599	0,4608	0,4616	0,4625	0,4633
1,8	0,4641	0,4649	0,4656	0,4664	0,4671	0,4678	0,4686	0,4693	0,4699	0,4706
1,9	0,4713	0,4719	0,4726	0,4732	0,4738	0,4744	0,4750	0,4756	0,4761	0,4767
2,0	0,4772	0,4778	0,4783	0,4788	0,4793	0,4798	0,4803	0,4808	0,4812	0,4817
2,1	0,4821	0,4826	0,4830	0,4834	0,4838	0,4842	0,4846	0,4850	0,4854	0,4857
2,2	0,4861	0,4864	0,4868	0,4871	0,4874	0,4878	0,4881	0,4884	0,4887	0,4890
2,3	0,4893	0,4895	0,4898	0,4901	0,4903	0,4906	0,4909	0,4911	0,4913	0,4916
2,4	0,4918	0,4920	0,4922	0,4924	0,4926	0,4928	0,4930	0,4932	0,4934	0,4936
2,5	0,4938	0,4940	0,4941	0,4943	0,4945	0,4946	0,4948	0,4949	0,4951	0,4952
2,6	0,4953	0,4955	0,4956	0,4957	0,4958	0,4960	0,4961	0,4962	0,4963	0,4964
2,7	0,4965	0,4966	0,4967	0,4968	0,4969	0,4970	0,4971	0,4972	0,4973	0,4974
2,8	0,4974	0,4975	0,4976	0,4977	0,4977	0,4978	0,4979	0,4979	0,4980	0,4981
2,9	0,4981	0,4982	0,4982	0,4983	0,4983	0,4984	0,4985	0,4985	0,4986	0,4986
3,0	0,4986	0,4987	0,4987	0,4988	0,4988	0,4988	0,4989	0,4989	0,4990	0,4990

Интервал значений x $b - a = 6\sigma_x$ охватывает 0,9973 площади кривой (рис. 3.4).

В табл. 3.1 приведены значения x и соответствующие им значения функции $\Phi(x)$. (Таблица дана сокращенно и с округлениями.)

Значения функции $\Phi(x)$ представляют собой вероятности нахождения случайной величины x в заданном интервале. Это одновременно является долей сопряжений, находящихся в заданном интервале. Если же значение функции $\Phi(x)$ умножить на 100, получим долю сопряжений, находящихся в заданном интервале, в процентах.

Вероятность нахождения величины x в интервале от x_i до x_{i+1} определяют по формуле

$$P(x) = \Phi(x_{i+1}) - \Phi(x_i) \quad (3.11)$$

Положим, что требуется определить вероятность нахождения величины x в интервале от $x_1 = 1,10$ до $x_2 = 1,34$ (рис. 3.5). Тогда по табл. 3.1 $\Phi(x_1) = 0,3643$, $\Phi(x_2) = 0,4099$ и $P(x) = 0,4099 - 0,3643 = 0,0456$.

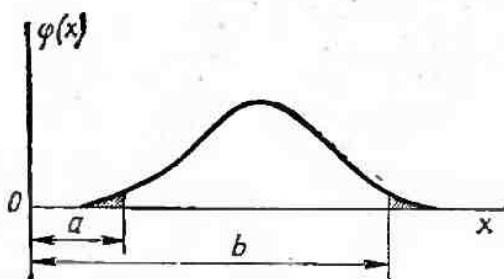


Рис. 3.4

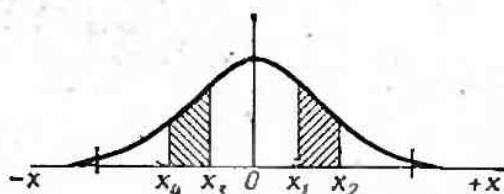


Рис. 3.5

Так как функция симметрична, то при отрицательных значениях x расчет ведут по модулю. Например, при $x_3 = -0,7$, и $x_4 = -1,5$ (рис. 3.5) вероятность нахождения величины x в заданном интервале $P(x) = 0,4332 - 0,2580 = 0,1752$.

Для того чтобы воспользоваться таблицей функции Лапласа, следует значения z_i и z_{i+1} , имеющие размер, перевести в безразмерные величины x_i и x_{i+1} . Для этого определяют среднее квадратическое отклонение: для посадок с зазором

$$\sigma_z = (Z_{pmax} - Z_{pmin})/6, \quad (3.12)$$

для посадок переходных

$$\sigma_z = (Z_{pmax} - N_{pmax})/6, \quad (3.13)$$

для посадок с натягом

$$\sigma_z = (N_{pmin} - N_{pmax})/6. \quad (3.14)$$

Затем заданные интервалы Z_i и Z_{i+1} заменяют величинами

$$x_i = [Z_i - Z_m(N_m)]/\sigma_z, \quad x_{i+1} = [Z_{i+1} - Z_m(N_m)]/\sigma_z \quad (3.15)$$

Здесь $Z_m(N_m)$ — среднее значение зазора-натяга, определяемое для выбранной посадки по формуле (3.5) или

$$Z_m(N_m) = 0,5 [Z_{p\max}(N_{p\max}) + Z_{p\min}(N_{p\min})]. \quad (3.16)$$

Вероятность $P(x)$ появления сопряжений в интервале $z_i(x_i) \dots z_{i+1} \times \times (x_{i+1})$ определяют по формуле (3.11).

Пример 3.4. Для посадки $\varnothing 71H7/e8$ (мкм): $ES = 30$, $EI = 0$, $Em = 15$, $t_1 = 30$; $es = -60$, $ei = -106$, $em = -83$, $t_2 = 46$,

$$Z_m = Em - em - 0,1(t_1 + t_2) = 15 - (-83) - 0,1(30 + 46) = 90,4,$$

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{t_1^2 + t_2^2} = \sqrt{30^2 + 46^2} = 54,92,$$

$$Z_{p\max} = 90,4 + 0,5 \cdot 54,92 = 117,86,$$

$$Z_{p\min} = 90,4 - 0,5 \cdot 54,92 = 62,94.$$

По формуле (3.12) $\sigma_z = (117,86 - 62,94)/6 = 9,15$.

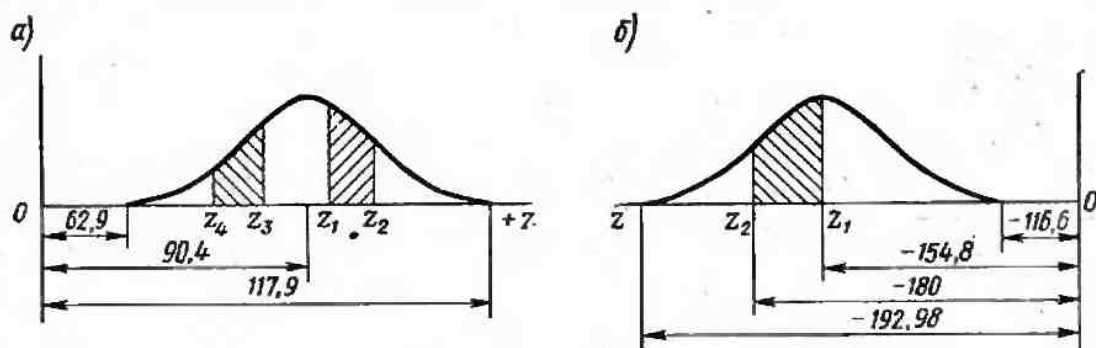


Рис. 3.6

Требуется определить вероятность появления соединений с зазором, например, в интервале от $z_1 = 95$ мкм до $z_2 = 110$ мкм (рис. 3.6,а). Тогда по формуле, (3.15)

$$x_1 = (95 - 90,4)/9,15 = 0,5; \quad x_2 = (110 - 90,4)/9,15 = 2,14.$$

По табл. 3.1 $\Phi(x_1) = 0,1915$, $\Phi(x_2) = 0,4838$ и вероятность $P(z) = 0,4838 - 0,1915 = 0,2923$.

Вероятность появления соединений с зазором в интервале от $z_3 = 85$ до $z_4 = 72$ мкм определяется следующим образом (рис. 3.6,а):

$$x_3 = (85 - 90,4)/9,15 = -0,59; \quad x_4 = (72 - 90,4)/9,15 = -2,01.$$

Не обращая внимания на знаки, получим

$$P(z) = 0,4778 - 0,2224 = 0,2554.$$

Пример 3.5. В посадке $\varnothing 110H8/u8$ (мкм): $ES = 54$, $Em = 27$, $t_1 = 54$, $es = 198$, $ei = 144$, $em = 171$, $t_2 = 54$;

$$N_m = 27 - 171 - 0,1(54 + 54) = -154,8;$$

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{54^2 + 54^2} = 76,36.$$

$$N_{p\max} = -154,8 - 0,5 \cdot 76,36 = -196,98$$

$$N_{p\min} = -154,8 + 0,5 \cdot 76,36 = -116,62.$$

По формуле (3.12) $\sigma_z = [-116,62 - (-196,8)]/6 = 12,73$.

Требуется определить вероятность появления соединений с натягом, например, в интервале от $z_1 = -154,8$ мкм до $z_2 = -180$ мкм (рис. 3.6, б). Тогда

$$x_1 = [-154,8 - (-154,8)]/12,73 = 0;$$

$$x_2 = [-180 - (-154,8)]/12,73 = -1,98.$$

Без учета знака у значения x_2 получим

$$P(N) = 0,4761 - 0 = 0,4761.$$

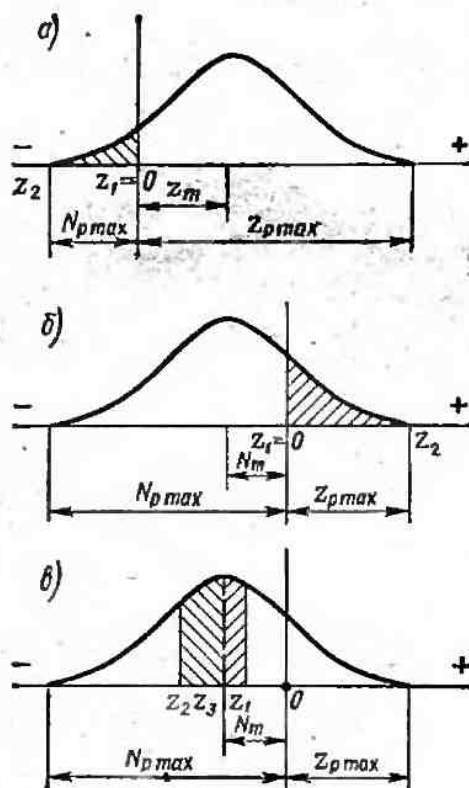


Рис. 3.7

В переходных посадках чаще всего требуется определить вероятности появления соединений с зазором и вероятности появления соединений с натягом. Здесь могут быть два предельных случая. Первый, когда в переходной посадке $|z_{p\max}| > |N_{p\max}|$ (рис. 3.7, а), и второй, когда $|z_{p\max}| < |N_{p\max}|$ (рис. 3.7, б).

В первом случае определяют вероятность появления соединений с натягом $P(N)$ (заштрихованная область на рис. 3.7, а). Вероятность же появления соединений с зазором в этом случае

$$P(z) = 1 - P(N).$$

Во втором случае определяют вероятность появления соединений с зазором $P(z)$. (Заштрихованная область на рис. 3.7, б.) Вероятность же появления соединений с натягом в этом случае

$$P(N) = 1 - P(z).$$

Так, например, посадка $H7/j_6$ относится к первому, а посадка $H7/k6$ ко второму случаям.

Пример 3.6. Для посадки $\varnothing 45H7/j_6$ (мкм): $ES = 25$, $Em = 12,5$, $ei = 25$, $es = 8$, $el = -8$, $em = 0$, $it_2 = 16$;

$$Z_m = 12,5 - 0 - 0,1(25 + 16) = 8,4;$$

$$t_{zp} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 29,68;$$

$$Z_{p\max} = 8,4 + 0,5 \cdot 29,68 = 23,24;$$

$$N_{p\max} = 8,4 - 0,5 \cdot 29,68 = -6,44;$$

$$\sigma_z = [23,24 - (-6,44)]/6 = 4,95.$$

Значения z_1 и z_2 , отсекающие область соединений с натягом: $z_1 = 0$ и $z_2 = -6,44$ мкм. Тогда $x_1 = (0 - 8,4)/4,95 = -1,7$, $x_2 = (-6,44 - 8,4)/4,95 = -3$.

Используя табл. 3.1, находим, что вероятность соединений с натягом $P(N) = 0,4986 - 0,4554 = 0,0432$.

Вероятность же появления соединений с зазором

$$P(z) = 1 - 0,0432 = 0,9568.$$

Пример 3.7. Для посадки $\varnothing 45H7/k6$ (мкм): $ES = 25$, $Em = 12,5$, $ei = 25$, $es = 18$, $ei = 2$, $em = 10$, $ti = 16$;

$$N_m = 12,5 - 10 - 0,1(25 + 16) = -1,6;$$

$$t_{zp} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 29,68;$$

$$Z_{pmax} = -1,6 + 0,5 \cdot 29,68 = 13,24;$$

$$N_{pmax} = -1,6 - 0,5 \cdot 29,68 = -16,44;$$

$$\sigma_z = 29,68/6 = 4,95.$$

Значения z_1 и z_2 , ограничивающие область соединений с зазором: $z_1 = 0$, $z_2 = 13,24$ мкм. Тогда

$$x_1 = [0 - (-1,6)]/4,95 = 0,32; \quad x_2 = [13,24 - (-1,6)]/4,95 = 3.$$

Используя табл. 3.1, находим вероятность появления соединений с зазором

$$P(z) = 0,4986 - 0,1255 = 0,3731.$$

Вероятность появления соединений с натягом

$$P(N) = 1,0 - 0,3731 = 0,6269.$$

Пример 3.8. В посадке $\varnothing 45H7/m6$: $Z_{pmax} = 6,24$ мкм, $N_{pmax} = -23,44$ мкм, $N_m = -8,6$ мкм, $\sigma_z = 4,95$ мкм.

Требуется определить вероятность появления соединений с натягом в интервале от $z_1 = -5$ мкм до $z_2 = -15$ мкм (рис. 3.7,б).

Как видно, интервал искомых значений располагается по обе стороны относительно среднего значения N_m . Поэтому вероятность $P(N)$ появления сопряжений с натягом в интервале $z_1 \dots z_2$ определится как сумма вероятностей появления сопряжений в интервалах от $z_2 = emx$ до z_1 и от $z_1 = emx$ до z_2 . Тогда

$$x_1 = [-5 - (-8,6)]/4,95 = 0,72;$$

$$x_2 = [-8,6 - (-8,6)]/4,95 = 0;$$

$$x_3 = [-15 - (-8,6)]/4,95 = -1,29.$$

Вероятности появления сопряжений в интервалах:

$$z_2 \dots z_1 \quad P(N') = 0,2642 - 0 = 0,2642;$$

$$z_2 \dots z_2 \quad P(N'') = 0,4015 - 0 = 0,4015;$$

$$z_1 \dots z_2 \quad P(N) = 0,2642 + 0,4015 = 0,6657.$$

В качестве справки ниже приведены вероятности появления соединений с зазором и натягом для некоторых переходных посадок в интервале диаметром свыше 30 до 120 мм:

	H7/j5,6	H7/k3	H7/m6	H7/n6
$P(z)$	0,96	0,4	0,04	0
$P(N) = 1 - P(z)$	0,04	0,6	0,96	1,0

Вероятности появления соединений с зазором и натягом для других диаметров и других переходных посадок определяют аналогично изложенному.

4. ОБОСНОВАНИЯ ДОПУСКОВ РАСПОЛОЖЕНИЯ

Работа машин в современных условиях характеризуется значительным повышением нагрузок и скоростей. В связи с этим все более актуальное значение приобретают вопросы динамики работы машин. Известно, что большинство аварий машин и случаев их неработоспособности связано с вибрациями и динамическими нагрузками. Поэтому в настоящее время предъявляют повышенные требования к точности и бесшумности работающих машин.

Одной из главнейших причин вибраций, шума и динамических нагрузок является невысокая точность деталей машин, особенно точность формы и расположения поверхностей. Поэтому очень важно, чтобы на чертежах деталей кроме допусков размеров были заданы также допуски формы и расположения поверхностей, гарантирующие высокие показатели работы изделий отечественного машиностроения.

В настоящем разделе приведены обоснования допусков расположения деталей, связанных с установкой подшипников качения, а также зубчатых и червячных колес.

4.1. БАЗОВЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ВАЛА И КОРПУСА ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Одним из источников вибраций, динамических нагрузок, шума и снижения долговечности изделий машиностроения являются подшипники качения. Подшипниковые узлы кроме собственно подшипников качения имеют корпуса с крышками, устройства для крепления колец подшипников, защитные, смазочные и регулировочные устройства. В настоящее время подшипники качения являются основными видами опор в машинах.

Требования точности, предъявляемые действующими стандартами к посадочным поверхностям валов и корпусов, имеют целью ограничить искажение дорожек качения и перекося колец подшипников.

Особое значение приобретают допуски расположения поверхностей, предназначенных для установки подшипников качения на валах и в корпусах.

Относительный перекося внутреннего и наружного колец подшипников вызывает дополнительное сопротивление вращению валов. Чем больше этот перекося, тем больше потери энергии, ниже к. п. д. подшипников и их долговечность.

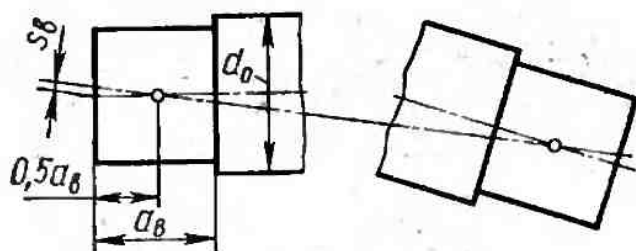


Рис. 4.1

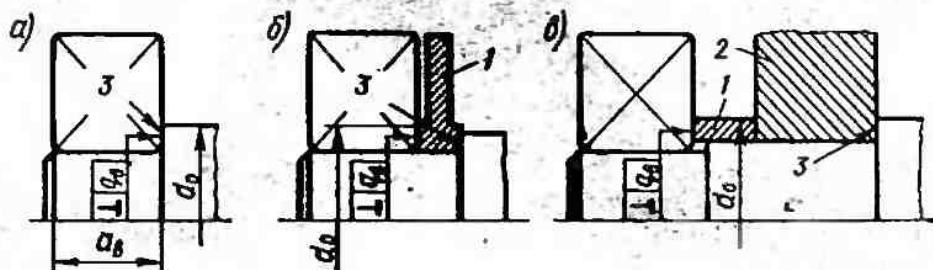


Рис. 4.2

Перекосы колец подшипников качения вызываются следующими причинами: отклонением от соосности $\Delta_{св}$ относительно общей оси посадочных поверхностей вала (рис. 4.1); отклонением от перпендикулярности Δ_{qv} базовых торцов вала или деталей, установленных на валу (рис. 4.2), относительно общей оси посадочных поверхностей вала; отклонением от соосности $\Delta_{ск}$ относительно общей оси посадочных отверстий корпуса (рис. 4.3); отклонением от перпендикулярности Δ_{qn} (рис. 4.4) базовых торцов деталей корпуса к оси отверстия; наклоном θ упругой линии вала в опоре под действием нагрузки (рис. 4.5).

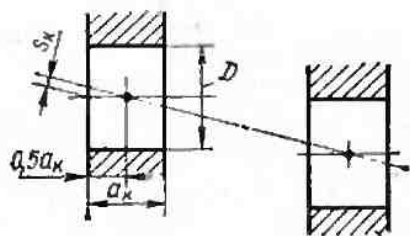


Рис. 4.3

Отклонения от перпендикулярности Δ_{qv} и Δ_{qn} в общем случае величины комплексные. Так, например, Δ_{qv} по рис. 4.2, а относится только к торцу 3 заплечика вала, по рис. 4.2, б — к торцу мазудерживающего

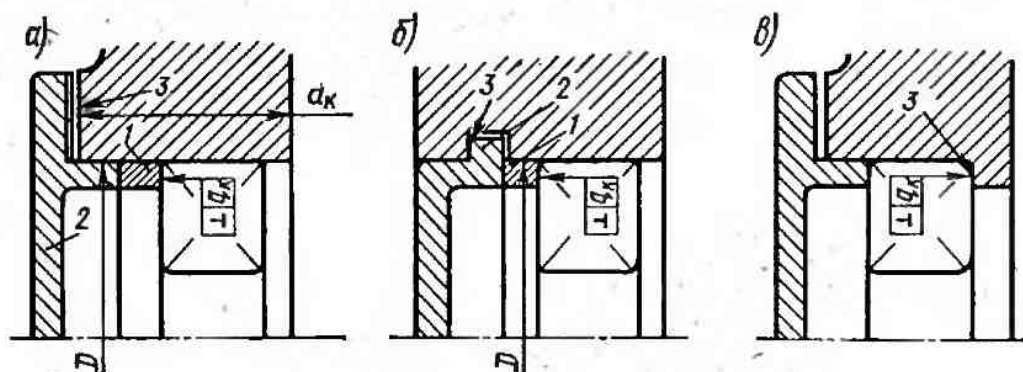


Рис. 4.4

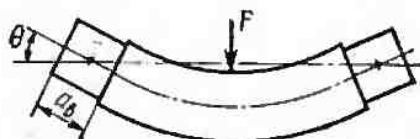


Рис. 4.5

кольца 1. Здесь значение Δ_{qv} содержит сумму погрешностей двух деталей: кольца 1 и торца 3 заплечика вала. Отклонение от перпендикулярности Δ_{qv} по рис. 4.2, содержит уже сумму погрешностей трех деталей — втулки 1, детали 2 и торца 3 заплечика вала.

В случаях, приведенных на рис. 4.2, в, отклонение от перпендикулярности Δ_{qv} является исходной величиной для расчета допусков деталей 1, 2 и торца 3 запящника вала.

Отклонение от перпендикулярности Δ_{qk} по рис. 4.4, а и б содержит сумму погрешностей деталей 1, 2 и торца 3 корпуса. Здесь значение Δ_{qk} также служит исходной величиной для расчета допусков деталей 1, 2 и торца 3 корпуса.

Отклонение от перпендикулярности Δ_{qk} по рис. 4.4, в относится только к торцу 3 отверстия корпуса.

В качестве расчетных значений предельных перекосов приняты для подшипников: шариковых радиальных и радиально-упорных 8'; радиальных с короткими цилиндрическими роликами 3'; конических роликовых 2'.

В последнее время все большее применение находят подшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами, а также конические роликовые с бочкообразными роликами. Кратко их называют подшипниками с «бомбиной». Предельные перекосы колец для таких подшипников принимают такими же, как для шариковых.

Условимся в дальнейшем для сокращения записи разделять подшипники на следующие группы: группа I — шариковые радиальные, радиально-упорные и роликовые с бомбиной; группа II — радиальные с короткими цилиндрическими роликами; группа III — конические роликовые.

Суммарный перекося колец подшипников в минутах определяют по формуле

$$\Delta'_\Sigma = 3438 (2\Delta_{SB}/a_v + \Delta_{qv}/d_0 + 2\Delta_{SK}/a_k + \Delta_{qk}/D + \theta),$$

где a_v и a_k — длины посадочных поверхностей вала и корпуса, мм (см. рис. 4.1, 4.3); d_0 — диаметр базового торца, мм; D — диаметр отверстия корпуса, мм.

По результатам серии расчетов для подшипников класса точности 0 с диаметрами отверстий $d = 20 \dots 80$ мм составлена таблица 4.1. В ней приведены рекомендуемые значения допусков, назначаемых в целях ограничения перекосов колец. Здесь же указаны предельные углы $[\theta]$ (в минутах) наклона упругой линии вала в опоре под действием нагрузки. Меньшие значения $[\theta]$ относятся к подшипникам легкой, а большие — к подшипникам средней серии.

Для подшипников 6-го класса точности значения допусков следует принимать на один квалитет точнее приведенных в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Группа подшипников	T_{SB}	T_{SK}	T_{gv}	T_{gk}	$[\theta]'$
I	IT7	IT8	IT7	IT8	5,8...6,3
II	IT6	IT7	IT6	IT7	1,6...1,9
III	IT5	IT6	IT5	IT6	1,0...1,3

Допуски соосности посадочных поверхностей вала $T_{ав}$ и корпуса $T_{ск}$ задают в диаметральном выражении и относят к номинальному диаметру d и D в месте установки подшипника. Допуски перпендикулярности базовых торцов вала T_{α} и корпуса T_{β} относят соответственно к диаметру d_0 заплечика вала и диаметру D отверстия.

Значения $[\theta]$ следует использовать при проверке жесткости валов. При этом расчетное значение угла не должно превышать значение $[\theta]$, взятое из табл. 4.1.

4.2. ДЕТАЛИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Между подшипниками и базовыми торцами валов или корпусов часто расположены дистанционные кольца и втулки. Условимся называть втулками детали, у которых отношение длины l к посадочному диаметру d или D $l/d(D) \geq 0,8$, и кольцами, если это отношение $< 0,8$.

Из теории базирования известно (см. [2], с. 20...23), что при посадках с натягом или с небольшим зазором, при отношении $l/d \geq 0,8$, основной базой, определяющей положение детали на валу или в корпусе, является цилиндрическая поверхность сопряжения, а при $l/d < 0,8$ — основная база — торцовые поверхности деталей. Короткая цилиндрическая поверхность сопряжения служит в этом случае центрирующей базой, определяющей относительное положение центра посадочной поверхности.

Число 0,8 в отношении $l/d(D)$ принято из опыта изготовления и эксплуатации изделий машиностроения. Следует иметь в виду, что оно дает лишь грубую, приближенную оценку того, какая поверхность детали является основной базой — цилиндр или торец. С уверенностью можно лишь сказать, что при $l/d(D) \geq 1,2$ и посадке с натягом основной базой является цилиндр, а при $l/d(D) \leq 0,5$ и любой посадке — торец. Но по мере приближения отношения $l/d(D)$ к числу 0,8 возрастает неопределенность оценки. Так, например, отношения $l/d(D) = 0,75$ и $l/d(D) = 0,85$ очень близки. Формально же основными базами принимают разные поверхности деталей: при $l/d(D) = 0,75$ — торец, а при $l/d(D) = 0,85$ — цилиндр. Тем не менее отношение $l/d(D) = 0,8$ хоть и приближенно, но все же дает оценку того, какая из поверхностей детали при посадке ее с натягом или с минимальным зазором является основной базой. Поэтому этой оценкой, за отсутствием более точной, широко пользуются в машиностроении.

Торцы втулок и колец участвуют в базировании деталей. Один торец служит базой для установки самой втулки или кольца. Другой же торец является базой для установки сопряженной с ним детали, чаще всего подшипника качения. Точность расположения этого торца определяется требуемой точностью базирования сопряженной детали. С другой стороны, точность расположения этого торца зависит от того, какие детали расположены на валу до втулки или кольца и какое их количество.

Рассмотрим задачу в общем виде. Пусть на валу или в отверстии корпуса установлены по посадкам с зазором несколько колец. Основной базой для деталей такого типа являются торцы. Все детали, рас-

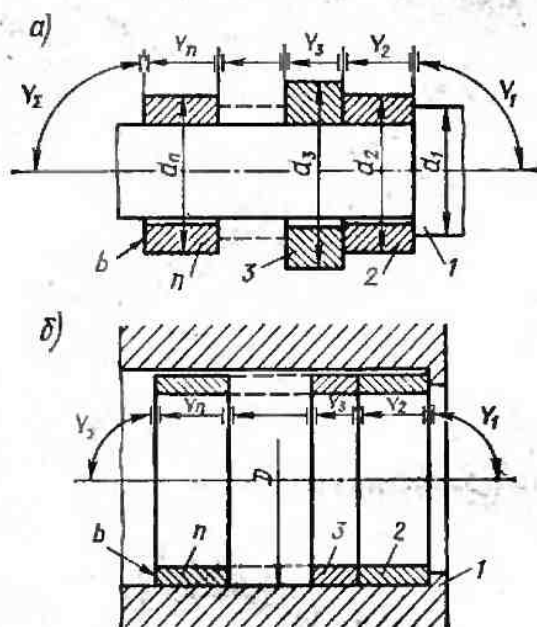


Рис. 4.6

положенные на валу (рис. 4.6, а) или в отверстии корпуса (рис. 4.6, б), влияют на точность расположения базового торца b кольца n . Поэтому

$$Y_\Sigma = Y_1 + Y_2 + \dots + Y_n,$$

где Y_Σ — перпендикулярность базового торца b n -го кольца к оси вала или отверстия; Y_1 — перпендикулярность базового торца вала 1 или отверстия корпуса 1 к оси посадочной поверхности; $Y_2, \dots, Y_n$ — параллельность торцов колец 2, 3, ..., n .

Суммарную погрешность определяют (см. [3]) по формуле

$$t_\Sigma = 0,85 \sqrt{\sum_v c_v^2 t_v^2}. \quad (4.1)$$

Для рассматриваемого случая t_Σ — допуск перпендикулярности базового торца b кольца n ; t_1 — допуск перпендикулярности базового торца вала (отверстия корпуса); t_2, t_3 — допуски параллельности торцов колец. Эти допуски задают и контролируют на внешнем диаметре колец.

Удобно привести влияние отклонений от перпендикулярности базового торца вала и отклонений от параллельности торцов всех колец к внешнему диаметру последнего n -го кольца. В этом случае коэффициенты приведения для схемы на рис. 4.6, а

$$c_{v1} = d_n/d_1; c_{v2} = d_n/d_2; \dots c_{vn} = d_n/d_n = 1.$$

И тогда для данной схемы

$$t_\Sigma = 0,85 \sqrt{(d_n/d_1)^2 t_1^2 + (d_n/d_2)^2 t_2^2 + \dots + t_n^2}. \quad (4.2)$$

В схеме на рис. 4.6, б внешние диаметры всех колец одинаковые. Поэтому для всех деталей этой схемы $c_v = D/D = 1$. Тогда для этой схемы

$$t_\Sigma = 0,85 \sqrt{t_1^2 + t_2^2 + \dots + t_n^2}.$$

Для того чтобы определить суммарную погрешность t_Σ , надо знать допуски t_v параметров деталей, которыми ориентировочно задаются. При этом принимают во внимание конструкцию детали и трудоемкость ее изготовления. Поэтому для простейших деталей типа колец, втулок допуски задают более жесткие, чем для сложных.

Заметим, что искомое отклонение от перпендикулярности базового

торца зависит от числа влияющих размеров, образующих размерную цепь.

При большом числе влияющих размеров значение t_z может быть значительно больше допускаемого. Повысить точность расположения базового торца можно, если сократить в расчетной схеме число влияющих размеров до минимума. Для этого надо кольцо заменить втулкой, увеличив длину посадочной поверхности до $l/d \geq 0,8$. Кроме того, следует назначить переходную посадку с минимальным зазором или небольшим натягом типа $H7/k6$, $H7/m6$ или $H7/n6$.

На рис. 4.7 показана расчетная схема, в которой втулка n имеет отношение $l/d \geq 0,8$ и посажена на вал по переходной посадке с минимальным зазором. Эта деталь повернулась в пределах возможного зазора и соприкасается с валом в точках 1 и 2 и с торцом соседней детали в точке 3. Основной базой в этом случае является цилиндрическая поверхность, т. е. отверстие детали n .

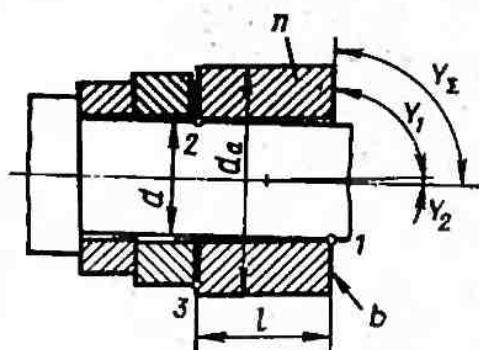


Рис. 4.7

Точность расположения базового торца b определяется отклонением от перпендикулярности базового торца b самой втулки относительно оси посадочной поверхности, в данном случае отверстия. На схеме это обозначено через y_1 . Кроме того, точность расположения торца b определяется поворотом y_2 втулки в пределах возможного посадочного зазора. Заметим, что детали, установленные левей втулки n , на точность расположения торца b в этом случае влияние не оказывают. Поэтому

$$Y_z = Y_1 + Y_2.$$

Отклонение от перпендикулярности базового торца b втулки n определяют по формуле

$$t_z = 0,85 \sqrt{(d_a/l)^2 Z_{\text{pmax}}^2 + t_1^2}, \quad (4.3)$$

где Z_{pmax} — наибольший вероятностный зазор в сопряжении. Его вычисляют по формулам (3.7), (3.8), приведенным на с. 30.

Если в сопряжении втулки с валом нет зазора и $Z_{\text{pmax}} = 0$ или имеется натяг, то отклонение от перпендикулярности базового торца втулки определяется отклонением от перпендикулярности его к оси посадочной поверхности и тогда $t_z = t_1$. Обычно точность расположения базового торца b задана соответствующими стандартами или практикой изготовления и эксплуатации изделий машиностроения. Поэтому чаще всего при заданном допуске t_z требуется определить допуски размерных параметров деталей, образующих конкретную расчетную схему.

Задаваясь значениями допусков t_b на размерные параметры более

простых деталей, расчетным путем определяют допуск t_x размерного параметра наиболее сложной детали.

Для деталей, основной базой которых являются торцы, используя уравнение (4.1), получают формулу для определения требуемого допуска

$$t_x = \frac{1}{c_x} \sqrt{(t_z / 0,85)^2 - \sum_{v=1}^{n-1} c_v^2 t_v^2} \quad (4.4)$$

Под знаком $\sum_{v=1}^{n-1}$ суммируют произведения $c_v^2 t_v^2$ всех параметров, кроме искомого.

Для деталей, основной базой которых является цилиндр, используя (4.3) получают формулу для определения требуемого допуска t_x .

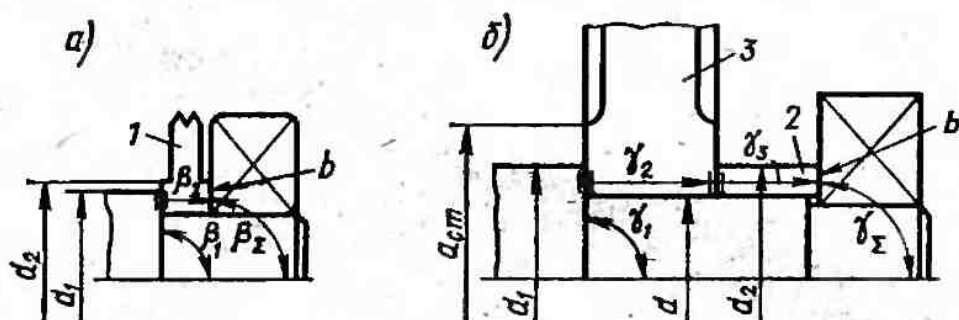


Рис. 4.8

Обычно искомым является допуск t_1 — перпендикулярности базового торца b втулки n . Тогда

$$t_1 = \sqrt{(t_z / 0,85)^2 - (d_a / l)^2 Z_{\text{рmax}}^2} \quad (4.5)$$

Приведем несколько примеров расчета допусков t_x , используя для этого расчетные схемы на рис. 4.8 и 4.9.

Пример 4.1. Допуск t_z для расчетных схем по рис. 4.8 составляет 25 мкм, а для расчетной схемы по рис. 4.9 54 мкм. Примем допуск t_z параллельности торцов кольца 1 для схемы на рис. 4.8, а по 6-му качеству, что составляет 16 мкм. Допуск перпендикулярности торца буртика вала по формуле (4.4)

$$t_1 = \frac{d_1}{d_2} \sqrt{\left(\frac{t_z}{0,85}\right)^2 - t_2^2} = \frac{44}{48} \sqrt{\left(\frac{25}{0,85}\right)^2 - 16^2} = 22,68 \text{ мкм.}$$

Для схемы по рис. 4.8, б зададимся допусками параллельности торцов зубчатого колеса 3 $t_2 = 19$ мкм и параллельности торцов кольца 2 $t_3 = 16$ мкм. Тогда допуск перпендикулярности торца буртика вала

$$t_1 = \frac{d_1}{d_2} \sqrt{\left(\frac{t_z}{0,85}\right)^2 - \left[\left(\frac{d_2}{d_{\text{ст}}}\right)^2 t_2^2 + t_3^2\right]} = \\ = \frac{44}{48} \sqrt{\left(\frac{25}{0,85}\right)^2 - \left[\left(\frac{48}{70}\right)^2 19^2 + 16^2\right]} = 19,2 \text{ мкм.}$$

Для схемы по рис. 4.9 задан допуск параллельности торцов кольца $t_1 = 35$ мкм и допуском параллельности торцов внешнего кольца подшипника $t_2 = 25$ мкм. Тогда допуск перпендикулярности торца буртика стакана

$$t_3 = \sqrt{(t_2 / 0,85)^2 - (t_1^2 + t_2^2)} = \sqrt{(54 / 0,85)^2 - (35^2 + 25^2)} = 46,75 \text{ мкм.}$$

Результаты расчета для схем по рис. 4.8, а и 4.9 вполне удовлетворительные. Допуск t_1 для схемы по рис. 4.8, а, а также допуск t_2 для схемы по рис. 4.9 близки

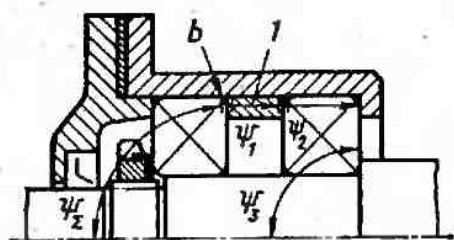


Рис. 4.9

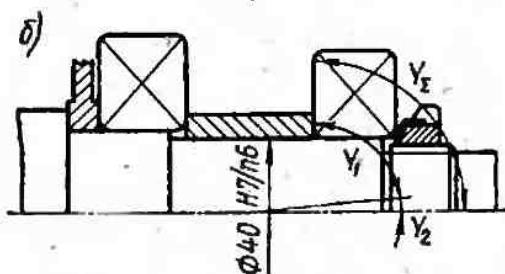
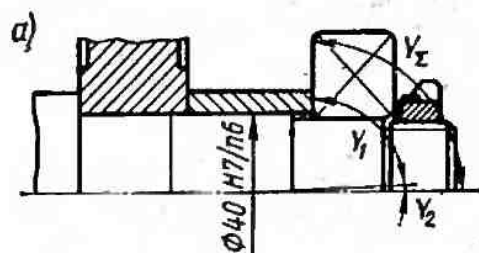


Рис. 4.10

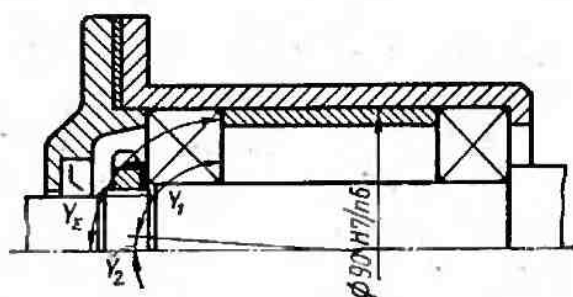


Рис. 4.11

к 7-му качеству. В схеме по рис. 4.8, б допуск $t_1 = 19,2$ мкм более жесткий и близок к допуску по 6-му качеству. Результаты расчета по этим двум схемам говорят о том, что вместо кольца 2 в схеме на рис. 4.8, б надо поставить втулку с минимальным посадочным зазором. Длину втулки, кроме того, надо увеличить, чтобы выполнить условие $l/d \geq 0,8$.

Примем посадку втулки на вал $\varnothing 40 \text{ H7/n6}$. Внешний диаметр втулки $d_a = 48$ мм и длина $l = 35$ мм. Для принятой посадки $\varnothing 40 \text{ H7/n6} \cdot Z_{p\max} = -0,3$ мкм, т. е. в соединении всегда имеется небольшой натяг. Тогда $t_1 = t_2 = 25$ мкм. Расчетные схемы для этих случаев показаны на рис. 4.10, а, б.

Точность расположения базового торца b детали 2 на схеме рис. 4.9 также можно повысить, если длину детали увеличить до $l = 80$ мм, а посадку втулки в стакане принять $\varnothing 90 \text{ H7/k6}$, $\varnothing 90 \text{ H7/m8}$ или $\varnothing 90 \text{ H7/n6}$.

При посадке $\varnothing 90 \text{ H7/n6}$ значение $Z_{\max} = 0$ и допуск перпендикулярности торца буртика стакана $t_3 = t_2 = 54$ мкм. При посадке $\varnothing 90 \text{ H7/k6} = 20,5$ мкм. Тогда по формуле (4.6)

$$t_3 = \sqrt{(54 / 0,85)^2 - (90 / 80)^2 20,5^2} = 59,2 \text{ мкм.}$$

При этих посадках допуск перпендикулярности торцов втулки к оси внешнего (посадочного) цилиндра следует назначить по 8-му качеству, что соответствует на диаметре $D = 90$ мм $t_3 = 54$ мкм. Расчетная схема для этого случая приведена на рис. 4.11.

4.3. ДЕТАЛИ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

К некоторым деталям зубчатых и червячных передач предъявляют допуски расположения, связанные с обеспечением норм кинематической точности и норм контакта. Допуски указанных параметров работы передач определены стандартами СТ СЭВ 641—77, СТ СЭВ 186—75 и СТ СЭВ 311—76.

Кинематическая погрешность в основном определяется радиальным биением F_r зубчатого венца в передаче, которое вызывают следующие причины (рис. 4.12): радиальное биение дорожки качения внутреннего кольца подшипника опоры 1; то же, кольца подшипника опоры 2; радиальное биение посадочной поверхности вала для колеса относительно общей оси посадочных поверхностей вала для подшипников; радиальное биение зубчатого венца колеса относительно

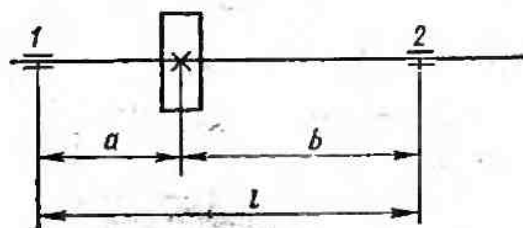


Рис. 4.12

посадочного отверстия. Так как все эти величины векторные, воспользуемся формулой (4.1).

Обозначим допуски радиального биения дорожки качения внутреннего кольца подшипника опоры 1 t_1 , опоры 2 t_2 . Обозначим также допуски радиального биения посадочной поверхности вала t_3 , а радиального биения зубчатого венца t_4 . Тогда для нашего случая

$$t_z = 0,85 \sqrt{(b/l)^2 t_1^2 + (a/l)^2 t_2^2 + t_3^2 + t_4^2},$$

где $t_z = F_r$, допуск радиального биения зубчатого венца в передаче.

Если подшипники одинаковые, то $t_1 = t_2 = t_n$. Примем также $t_4 = K t_3$, где K — коэффициент, учитывающий разную технологическую сложность обработки поверхностей вала и колеса, $k = 1, 2, \dots, 1,5$. Тогда

$$t_z = 0,85 \sqrt{[(b/l)^2 + (a/l)^2] t_n^2 + (K^2 + 1) t_3^2}.$$

Допуски t_z и t_n заданы стандартами СТ СЭВ 641—77, 186—75, 311—76 и ГОСТ 520—71. Тогда допуск радиального биения посадочной поверхности вала

$$t_3 = (1 / \sqrt{K^2 + 1}) \sqrt{(t_z / 0,85)^2 - [(b/l)^2 + (a/l)^2] t_n^2}.$$

Радиальное биение, как известно (см. СТ СЭВ 301—76), является суммой отклонений формы и расположения. Так как на радиальное биение зубчатого венца отклонение формы посадочной поверхности вала влияние не оказывает, перейдем от радиального биения к отклонению от соосности. Численно допуск соосности посадочной поверхности вала для колеса относительно общей оси посадочных поверхностей вала для подшипников

$$T = 0,5 t_3. \quad (4.6)$$

По результатам серии расчетов определены допуски соосности посадочных поверхностей вала, обеспечивающие нормы кинематической точности зубчатых и червячных передач. Эти допуски приведены ниже, в соответствующих разделах учебного пособия.

Погрешность контакта вызывают в основном следующие причины: отклонения от параллельности осей вращения валов (допуск f_x), перекося осей вращения валов (допуск f_y), отклонения в направлении зубьев (допуск F_β).

Первые две причины определяются относительным расположением в пространстве осей вращения валов шестерни и колеса. Допуски f_x и f_y регламентированы соответствующими стандартами СЭВ.

Отклонение в направлении зубьев вызывается: отклонением от перпендикулярности базового торца венца колеса к оси посадочного отверстия при $l/d \geq 0,8$ или отклонением от параллельности базовых торцов венца и ступицы при $l/d < 0,8$ (обозначим допуск на этот параметр t_1); отклонением в направлении зубьев колеса в обработке вследствие погрешностей оборудования, приспособления, инструмента и наладки (обозначим допуск на этот параметр t_2); погрешностью базирования колеса на валу (обозначим допуск на этот параметр t_3).

Допуски t_1 и t_2 технологические и должны быть отражены в технологической документации. Следует определить лишь допуск t_3 . Обычно принимают допуск $t_1 = 0,5F_\beta$. Если принять $t_2 = 0,8F_\beta$ и $t_3 = 0,6F_\beta$, то

$$t_2 = 0,85 \sqrt{0,5^2 F_\beta^2 + 0,8^2 F_\beta^2 + 0,6^2 F_\beta^2} = 0,95 F_\beta,$$

т. е. не превышает F_β .

Тогда при базировании колеса по цилиндрической поверхности отверстия ($l_{ст}/d \geq 0,8$) допуск соосности* посадочной поверхности вала в месте установки колеса относительно общей посадочной поверхности для подшипников

$$T = 0,6 F_\beta l/b, \quad (4.7)$$

где l — длина посадочной поверхности вала; b — ширина венца зубчатого колеса.

При базировании колеса по торцам ступицы ($l_{ст}/d < 0,8$) задают допуск перпендикулярности торца заплечика вала к общей оси посадочных поверхностей для подшипников

$$T = 0,6 F_\beta d_0/b, \quad (4.8)$$

где d_0 — диаметр упорного буртика вала.

Допуск соосности посадочной поверхности вала определяют по формуле (4.6) исходя из норм кинематической точности, а по формуле (4.7) исходя из норм контакта.

По результатам серии расчетов выяснилось, что значения допусков, вычисленные по формулам (4.6) и (4.7), близки. Ниже, в соответствую-

* В понятие отклонений от соосности включают как параллельное смещение осей, так и их перекося.

ющих разделах учебного пособия приведены допуски соосности и перпендикулярности базовых поверхностей вала, обеспечивающие выполнение норм как кинематической точности, так и норм контакта в передаче.

К быстро вращающимся деталям машин предъявляют также требования точности, связанные с необходимостью ограничения возможной неуравновешенности деталей, которая является основной причиной вибраций, динамических нагрузок и шума во время работы. Допускаемые значения дисбаланса определены стандартами ИСО 1940 и ГОСТ 22061—76, которыми установлены несколько классов точности балансировки, назначаемых в зависимости от вида изделия машиностроения и условий его работы. Нормы допускаемого дисбаланса, приведенные в стандартах, описываются выражением: $en = \text{const}$. Здесь e — удельный дисбаланс, $\text{г} \cdot \text{мм/кг}$, численно равный смещению центра массы с оси вращения в мкм ; n — частота вращения изделия, мин^{-1} . Поэтому удобно предъявлять к отдельным поверхностям деталей требования в виде допусков соосности.

Согласно СТ СЭВ 636—77 числовые значения допусков формы и расположения поверхностей после их вычисления должны быть округлены в ближайшую сторону до стандартных чисел (мкм):

1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800

В дальнейших разделах согласно СТ СЭВ 636—77 принята нормальная относительная геометрическая точность поверхностей. В связи с этим допуски цилиндричности и круглости приняты равными 0,3, а допуски параллельности равными 0,6 от допуска размера.

Допуски размеров задают соответствующих квалитетов по СТ СЭВ 145—75. В табл. 1.3 приведены значения допусков для квалитетов 3... 14.

При назначении допусков формы и расположения, чтобы не приводить ряд таблиц из стандарта СТ СЭВ 636—77, удобно воспользоваться табл. 1.3. Числовые значения допусков, определенные по этой таблице, должны быть округлены до значений, приведенных выше.

5. ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Зубчатые и червячные колеса нагружены силами, возникающими в зацеплении. Эти силы создают вращающий и изгибающие моменты. На рис. 5.1,а схематически представлены силы, действующие на цилиндрическое косозубое колесо. Условно они изображены в виде сосредоточенных. Сила, действующая на колесо со стороны шестерни, разложена на составляющие: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a . Соединение колеса с валом нагружено вращающим моментом от действия силы F_t , изгибающим моментом от действия силы F_a , сдвигающей силой F_r , силами F_t и F_r (рис. 5.1, а). При несимметричном рас-

положении ступицы относительно зубчатого венца соединение дополнительно нагружено изгибающим моментом от сил F_r и F_t , действующих на плече e (рис. 5.1, б).

Колесо на валу расположено между опорами или на консоли. Передавая на вал силы, возникающие в зацеплении, колеса нагружают вал осевой и радиальной силами, вращающим и изгибающими моментами. Условно принимают, что нагрузка с колеса на вал передается на середине длины ступицы колеса. При вращении вала напряжения изгиба в нем изменяются по симметричному циклу (при передаче колесом постоянного вращающего момента). Для передачи нагрузки с колеса на вал применяют: соединения с натягом, шпоночные соединения, шлицевые соединения.

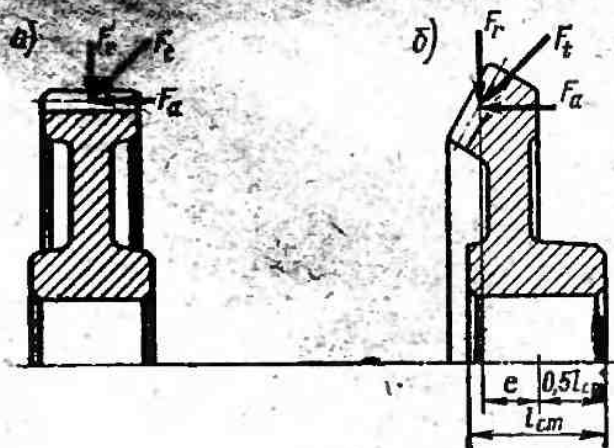


Рис. 5.1

5.2. ПЕРЕДАЧА НАГРУЗКИ С КОЛЕСА НА ВАЛ СОЕДИНЕНИЕМ С НАТЯГОМ

Детали соединения с натягом просты в изготовлении. Соединение обеспечивает точную установку колеса на вал и высокую нагрузочную способность. Поэтому соединения с натягом в последнее время получают все более широкое распространение, особенно в редукторостроении, несмотря на высокую концентрацию напряжений, вызываемую соединением.

При передаче вращающего момента (и осевой силы) в стыке ступицы колеса и вала возникают касательные деформации вследствие податливости вала и ступицы, а также контактной касательной податливости стыка. При небольших моментах деформации в стыке носят упругий характер. С ростом вращающего момента они могут стать пластическими, после чего возможно появление местных сдвигов (проскальзываний вала относительно ступицы) на части поверхности контакта.

Силы, возникающие в зацеплении, нагружая вал, вызывают появление в нем напряжений изгиба (растяжения и сжатия). При вращении вала, работающего на изгиб, точки его контактной поверхности периодически попадают из зоны растяжения в зону сжатия. Происходит проскальзывание поверхностных слоев вала относительно ступицы. Проскальзывание является причиной контактной коррозии трения, так называемой фреттинг-коррозии. Оно снижает нагрузочную способность соединения с натягом, поэтому при расчете соединения необходимо предусмотреть достаточно большой запас сцепления. Он должен быть тем больше, чем больше отношение возникающих в валу на-

пряжений изгиба σ_n к касательным напряжениям τ на сопрягаемой поверхности.

Для сплошного вала диаметром d напряжения изгиба в его поверхностных слоях от действия изгибающего момента M_n

$$\sigma_n = M_n / (\pi d^3 / 32).$$

При допущении равномерного распределения по поверхности стыка длиной l касательные напряжения, создаваемые за счет натяга и необходимые для передачи заданного вращающего момента T ,

$$\tau = 2T / (\pi d^2 l).$$

Указанное выше отношение σ_n / τ определяется как

$$16M_n l / (Td), \quad (5.1)$$

где M_n — изгибающий момент вала у торца ступицы колеса с той ее стороны, где вал работает на кручение; l — длина соединения с натягом; T — вращающий момент; d — диаметр посадочной поверхности вала.

Отношение (5.1) характеризует понижение прочности соединения. Рекомендуемые значения коэффициента запаса сцепления можно определить по графику рис. 5.2, где они даны в зависимости от отношения (5.1).

Соединение с натягом осуществляют сборкой под прессом, гидропрессованием, с нагревом охватывающей детали, с охлаждением охватываемой детали.

Предельной температурой нагрева, при которой не происходит изменение механических свойств материала, является $+250^\circ \text{C}$. Предельная температура охлаждения детали жидким воздухом составляет -190°C .

Исходными данными для подбора посадки с натягом служат: вращающий момент на валу колеса T , Н · м; изгибающий момент вала у торца ступицы колеса с той ее стороны, где вал работает на кру-

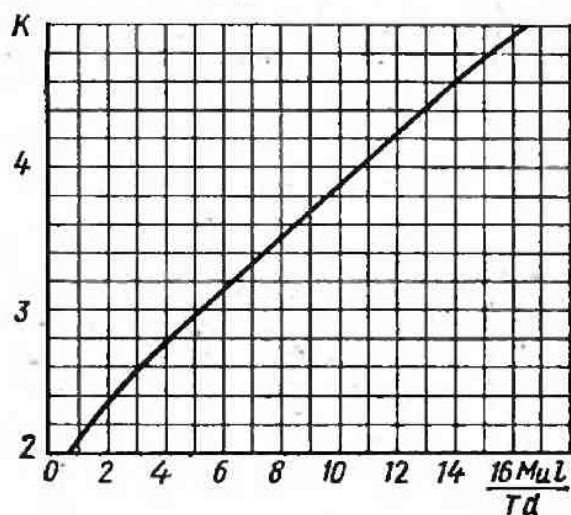


Рис. 5.2

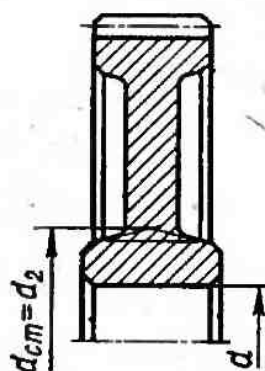


Рис. 5.3

чение M_n , Н · м; размеры соединения (м): диаметр d посадочной поверхности вала, диаметр d_1 отверстия пустотелого вала, условный наружный диаметр d_2 ступицы колеса (рис. 5.3), длина l соединения с натягом; материалы соединяемых деталей; параметры шероховатости поверхностей.

Подбор посадки производят в следующем порядке.

1. Определяют коэффициент запаса сцепления k по графику рис. 5.2 в зависимости от отношения (5.1).

Приблизленно коэффициент запаса сцепления k можно принимать: для промежуточных валов редукторов 4,5...5; для выходных валов редукторов, если на консоль вала надета звездочка или шкив 4...4,5; для выходных валов редукторов, если на консоль вала надета муфта, 3...3,5.

2. Определяют контактное давление p , Па, потребное для передачи заданной нагрузки:

$$p = 2kT/(\pi d^2 l f), \quad (5.2)$$

Коэффициент трения принимают по табл. 5.1.

Таблица 5.1

Материал деталей	Прессование	Нагрев	Охлаждение	Гидропрессование
Сталь—сталь	0,07	0,14	0,07	0,1
Сталь—чугун	0,07	0,07	0,07	—
Сталь или чугун, бронза или латунь	0,05	0,05	0,05	—

При определении контактного давления осевую силу F_a можно не учитывать ввиду малого ее влияния на конечный результат. Погрешности расчета окупаются при выборе коэффициента запаса сцепления.

3. Требуемая деформация деталей δ , мкм (формула Ламе),

$$\delta = pd (C_1/E_1 + C_2/E_2) 10^6, \quad (5.3)$$

где

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1, \quad (5.4)$$

$$C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2. \quad (5.5)$$

Величины с индексом 1 относятся к охватываемой детали, с индексом 2 — к охватывающей детали.

Модули упругости первого рода материалов E и коэффициенты Пуассона μ принимают по табл. 5.2:

Таблица 5.2

Материал	$E, \text{ Па}$	ν	Материал	$E, \text{ Па}$	ν
Сталь	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,3	Оловянная бронза	$1 \cdot 10^{11}$	0,33
Чугун	$1 \cdot 10^{11}$	0,25	Безоловянная бронза	$1,1 \cdot 10^{11}$	0,35

4. Поправка на обмятие микронеровностей

$$u = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2}, \quad (5.6)$$

где R_{a1} и R_{a2} — среднее арифметическое отклонение профиля поверхностей охватываемой и охватывающей деталей; k_1 и k_2 — коэффициенты.

При $R_a > 1,25 \text{ мкм}$ $k = 5$, при $R_a \leq 1,25 \text{ мкм}$ $k = 6$.

Значения R_a , мкм берут из чертежей деталей или принимают по табл. 5.3.

Таблица 5.3

Точность изготовления (кавалитет)	Поверхность	R_a , мкм (не более), при номинальных размерах, мм		
		до 50 мм	св. 50 до 120 мм	св. 120 до 500 мм
5	Вал	0,1...0,2	0,4	0,4
	Отверстие	0,2...0,4	0,8	0,8
6...7	Вал	0,4	0,8	1,6
	Отверстие	0,8	1,6	
8	Вал	0,8	0,8	1,6...3,2
	Отверстие	1,6	1,6	

5. Поправка на температурную деформацию δ_t , мкм.

При подборе посадки венцов червячных колес, которые нагреваются при работе передачи до относительно высоких температур, учитывают температурные деформации центра и венца, уменьшающие созданный натяг:

$$\delta_t = d \cdot 10^6 [(t_2 - 20^\circ\text{C}) \alpha_2 - (t_1 - 20^\circ\text{C}) \alpha_1], \quad (5.7)$$

где t_1 и t_2 — рабочие температуры деталей соединения, α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения. Их значения принимают: для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, для бронзы, латуни $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

6. Минимальный натяг $N_{\min}$ мкм, требуемый для передачи заданной нагрузки:

$$N_{\min} = \delta + u + \delta_t, \quad (5.8)$$

7. Максимальный натяг $N_{\max}$ мкм, допускаемый прочностью охватываемой детали:

$$N_{\max} = [\delta]_{\max} + u, \tag{5.9}$$

где
$$[\delta]_{\max} = [p]_{\max} \delta / p \tag{5.10}$$

— максимальная деформация, допустимая прочностью охватываемой детали.

Максимальное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали:

$$[p]_{\max} = 0,5 \sigma_T [1 - (d/d_2)^2], \tag{5.11}$$

где σ_T — предел текучести материала охватываемой детали, принимают следующим:

Марка стали ...	45	40Х, 40ХН
Твердость НВ	235 ... 262, 269 ... 302	235...262, 269...302 —
HRC	—	48...53
σ_{T2} , Па	$5,4 \cdot 10^8$, $6,5 \cdot 10^8$	$6,4 \cdot 10^8$, $7,5 \cdot 10^8$, $7,5 \cdot 10^8$
Марка бронзы	Бр ОФ 10-1	Бр ОНФ 10-1-1
σ_{T2} , Па $\left\{ \begin{array}{l} 3 \\ М \\ Ц \end{array} \right.$	$1,4 \cdot 10^8$ $2,0 \cdot 10^8$ —	— — $1,7 \cdot 10^8$
Марки стали	35ХМ, 45ХЦ	20ХНМ, 18ХГТ, 12ХНЗА
Твердость НВ	235...262, 269...302 —	—
HRC	—	56...63
σ_{T2} , Па	$6,7 \cdot 10^8$, $7,9 \cdot 10^8$, $7,9 \cdot 10^8$	$8 \cdot 10^8$
Марки бронзы	Бр ОЦС 6-6-3	Бр АЖ-9-4
σ_{T2} , Па	$0,9 \cdot 10^8$	$2 \cdot 10^8$

Примечание. 3 — отливка в землю, М — в металлическую форму, Ц — центробежный способ.

8. Выбор посадки.

Пригодна посадка, удовлетворяющая условиям:

$$N_{pmin} \geq N_{min}, N_{pmax} \leq N_{max} \tag{5.12}$$

где N_{pmin} и N_{pmax} — минимальный и максимальный вероятностные натяги посадки.

При подборе посадки используют табл. 5.4, в которой приведены значения N_{pmin} и N_{pmax} для посадок в системе отверстия. Необходимо учитывать, что при больших значениях N_{pmax} возрастают сила запрессовки или температура нагрева, необходимые для сборки, а также напряжения в собираемых деталях. В табл. 5.4 рамками выделены посадки, рекомендуемые стандартом СЭВ 144—75, двойными рамками — предпочтительные согласно стандарту посадки. В обоснованных случаях допускается выбор посадки, не входящей в число рекомендуемых.

9. Сила прессования, температура нагрева, охлаждения.

Посадка	Значения вероятностных натягов $N_p \min / N_p \max$, мкм, для диаметров d , мм														
	св. 24 до 30	30 40	40 50	50 65	65 80	80 100	100 120	120 140	140 160	160 180	180 200	200 225	225 250	250 280	280 315
	2 27	3 32	4 39	4 45	6 53	7 62	7 70								
H7/p6	8	11	13	15	18	21	26	28	31	34	37	40	45	49	
H7/r6	33	40	48	50	59	62	73	75	78	88	91	94	107	111	
H7/s6	15	20	25	31	38	46	55	63	71	79	87	97	109	121	
	40	49	60	66	79	87	102	110	118	133	141	151	171	183	
H7/t1	21	25	31	38	47	58	71	85	97	109	123	137	153	169	191
	46	54	60	73	82	99	112	132	144	156	177	191	207	231	253
H7/x6	44	57	74	94	118	145	177	211	243	273	307	342	382	426	476
	69	86	103	129	153	186	218	258	290	320	361	396	436	488	538
H7/s7	16	20	26	32	39	47	56	64	72	80	88	98	111	123	
	46	56	68	74	89	97	112	120	128	146	154	164	185	197	
H7/t7	22	25	31	39	48	59	72	86	98	110	124	138	154	171	183
	52	61	67	81	90	109	122	142	154	166	190	204	220	245	257
H7/u7	29	37	47	60	75	92	112	134	163	174	194	216	242	268	303
	59	73	83	102	117	142	162	185	219	230	260	282	308	342	377
H7/v7	36	45	58	75	83	114	140	166	192	216	242	268	298	338	378
	66	81	94	117	125	164	190	217	248	272	308	334	364	412	452
H7/x7	45	57	74	95	119	146	178	202	234	264	308	334	383	428	478
	75	93	110	137	161	196	228	263	295	325	374	409	449	502	552
H7/y7	56	71	91	117	147	182	222	254	294	334	383	428	478	533	603
	86	107	127	159	189	232	272	315	355	395	449	494	544	607	677
H8/s7	4	7	11	16	20	28	33	41	49	54	62	72	82	94	
	43	53	65	71	84	92	107	115	123	140	148	158	178	190	
H8/u8	18	24	34	46	60	77	97	114	143	154	171	193	219	242	277
	65	80	90	110	125	153	173	202	231	242	273	295	321	366	391
H8/x8	34	44	61	81	104	131	163	192	224	254	285	320	360	402	451
	81	99	117	145	169	207	239	280	312	342	387	422	462	516	566
H8/z8	58	76	101	131	158	211	263	308	358	408	455	510	575	637	717
	105	132	156	195	233	287	339	398	448	498	557	612	677	751	831

Необходимая сила пресса

$$F_n = \pi d l p_{\max} f_n \quad (5.13)$$

где $p_{\max}$ — контактное давление, соответствующее максимальному вероятностному натягу выбранной посадки,

$$p_{\max} = (N_{p \max} - u) p / \delta; \quad (5.14)$$

f_n — коэффициент трения при прессовании. Принимают для материалов: сталь — сталь $f_n = 0,22$; сталь — чугун $f_n = 0,14$; сталь — бронза, латунь $f_n = 0,1$.

Температура нагрева, °С, охватывающей детали

$$t_2 = 20^\circ + \frac{N_{p \max} + Z_{сб}}{\alpha_2 \cdot 10^6} \quad (5.15)$$

Температура охлаждения, °С, охватываемой детали

$$t_1 = 20^\circ - \frac{N_{p \max} + Z_{сб}}{\alpha_1 \cdot 10^6} \quad (5.16)$$

где $Z_{сб}$ — зазор, мкм, необходимый для обеспечения легкости сборки, который принимают равным основному отклонению вала m (см. табл. 1.2); α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения охватываемой и охватывающей детали, см. формулу (5.7).

Основным способом сборки для осуществления соединения с натягом колес с валами является нагрев колеса.

Пример 5.1. Косозубое колесо (рис. 5.4) передает на вал вращающий момент $T = 547 \text{ Н} \cdot \text{м}$. В зацеплении возникают силы: окружная $F_t = 5041 \text{ Н}$, радиальная $F_r = 1876 \text{ Н}$, осевая $F_a = 1081 \text{ Н}$. На консольный конец вала действует сила $F_k = 1190 \text{ Н}$. Размеры деталей соединения приведены на рис. 5.4. Схема нагружения вала и эпюры моментов показаны на рис. 5.5. Материал колеса — сталь 40ХН, твердость HB 235...262. Сборка осуществляется нагревом колеса. Подобрать посадку для передачи заданной нагрузки.

Решение. 1. Коэффициент запаса сцепления k определяем по рис. 5.2 в зависимости от отношения (5.1).

Изгибающий момент вала у торца ступицы колеса с той ее стороны, где вал работает на кручение (сечение А—А на рис. 5.4 и 5.5):

$$M_H = \sqrt{(38,7 + 26)^2 + 70^2} + 70,1 = 165,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

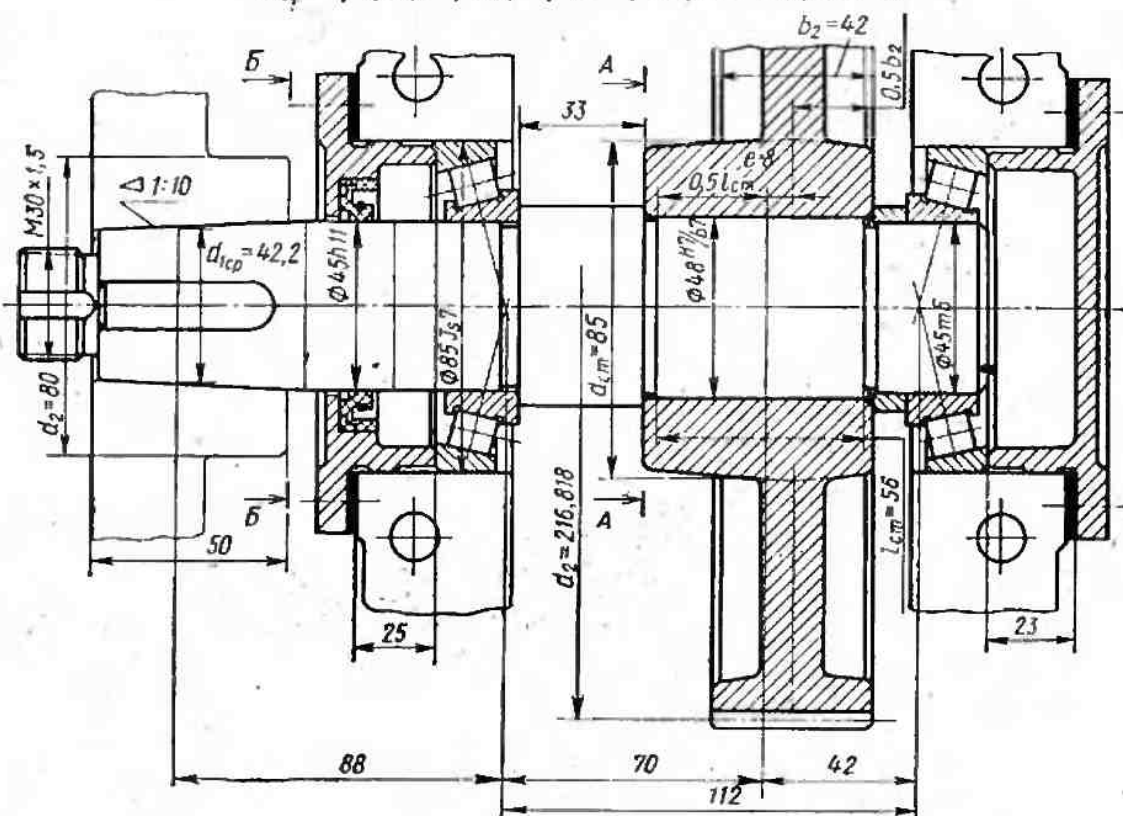


Рис. 5.4

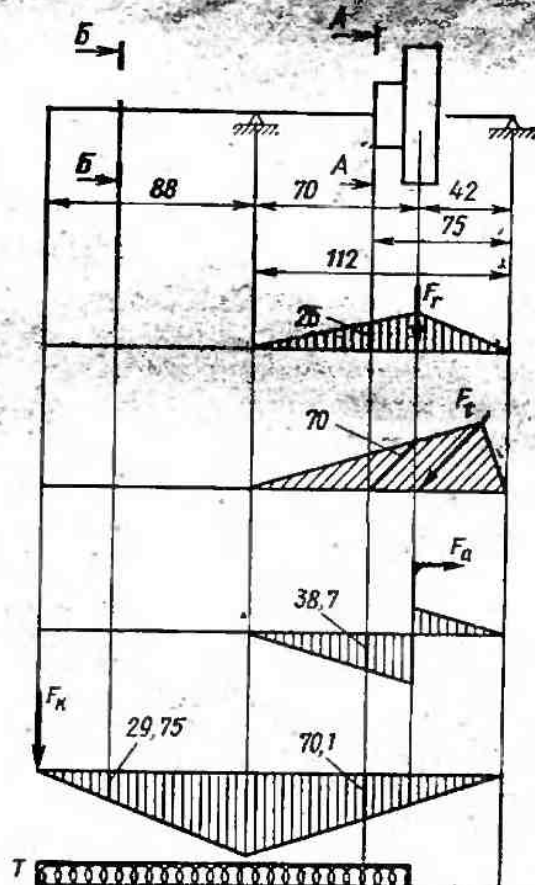


Рис. 5.5

Знак момента от действия осевой силы взят с учетом возможного изменения ее направления при изменении направления вращения.

$$\frac{16M_{nl}}{Td} = \frac{16 \cdot 165,4 \cdot 0,056}{547 \cdot 0,048} = 5,64.$$

По рис. 5.2 $k = 3,14$.

2. Контактное давление p , потребное для передачи заданной нагрузки [формула (5.2)]:

$$p = \frac{2kT}{\pi d^2 l f} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 547}{3,14 \cdot 0,048^2 \cdot 0,056 \cdot 0,14} = 6,05 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

По табл. 5.1 принимаем коэффициенты трения $f = 0,14$ при сборке с нагревом.

3. Требуемая деформация деталей [формулы (5.3); (5.4); (5.5)]

$$\delta = pd \cdot 10^6 (C_1/E_1 + C_2/E_2).$$

Вал сплошной $d = 48 \text{ мм}$; $d_1 = 0$, $d_{ст} = d_2 = 85 \text{ мм}$. По табл. 5.2 $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$; $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ (сталь)

$$C_1 = 1 - 0,3 = 0,7, \quad C_2 = \frac{1 + (0,048/0,085)^2}{1 - (0,048/0,085)^2} + 0,3 = 2,234,$$

$$\delta = 6,05 \cdot 10^7 \cdot 0,048 \cdot 10^6 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{2,234}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 40,6 \text{ мкм.}$$

4. Поправка на обмятие микрошероховатостей u [формула 5.6] Предполагаем точность изготовления по 8-му качеству, по табл. 5.3 принимаем $R_{a1} = 0,8$ мкм, $R_{a2} = 1,6$ мкм. Тогда

$$u = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2} = 6 \cdot 0,8 + 5 \cdot 1,6 = 12,8 \text{ мкм.}$$

5. Поправка на температурную деформацию δ_t .

Для зубчатых колес принимают $\delta_t = 0$.

6. Минимальный натяг, требуемый для передачи заданной нагрузки по формуле (5.8)

$$N_{\min} = \delta + u + \delta_t = 40,6 + 12,8 + 0 = 53,4 \text{ мкм.}$$

7. Максимальный натяг, допускаемый прочностью охватываемой детали — ступицы колеса [формулы (5.9; 5.10; 5.11)]:

$$N_{\max} = [\delta]_{\max} + u.$$

Предел текучести материала колеса $\sigma_{T2} = 6,4 \cdot 10^8$ Па. Максимально допустимое давление [формула (5.11)]

$$[p]_{\max} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] = 0,5 \cdot 6,4 \cdot 10^8 [1 - (0,048/0,085)^2] = 2,18 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

Максимально допустимая деформация деталей [формула (5.10)]

$$[\delta]_{\max} = [p]_{\max} \cdot \delta / p = 2,18 \cdot 10^8 \cdot 40,6 / 6,05 \cdot 10^7 = 146,2 \text{ мкм.}$$

Максимально допустимый натяг [формула (5.9)]

$$N_{\max} = [\delta]_{\max} + u = 146,2 + 12,8 = 159 \text{ мкм.}$$

8. Выбор посадки.

Условия пригодности посадки [формула (5.12)]:

$$N_{p\min} \geq N_{\min} = 53,4 \text{ мкм, } N_{p\max} \leq N_{\max} = 159 \text{ мкм.}$$

По табл. 5.4 находим, что из числа рекомендуемых стандартом СЭВ 144—75 пригодна посадка H8/x8, для которой $N_{p\min} = 61$ мкм, $N_{p\max} = 117$ мкм.

9. Температура нагрева колеса [формула (5.15)]

$$t_2 = 20^\circ + \frac{N_{p\max} + Z_{сб}}{d\alpha_2 \cdot 10^6}.$$

По табл. 1.2 основное отклонение вала $m = 9$ мкм при диаметре $d = 48$ мм, следовательно, $Z_{сб} = 9$ мкм. Для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Тогда

$$t_2 = 20^\circ + \frac{117 + 9}{0,048 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6} = 238^\circ\text{C,}$$

что допустимо.

Примечание. Для передачи заданной нагрузки можно назначить посадку H7/s7 (она не входит в число рекомендуемых стандартом). У нее $N_{p\min} = 58$ мкм, $N_{\max} = 94$ мкм. В этом случае необходимая температура нагрева колеса

$$t_2 = 20^\circ + \frac{94 + 9}{0,048 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6} = 198^\circ\text{C.}$$

5.3. ОСОБЕННОСТИ ПОДБОРА ПОСАДОК БАНДАЖЕЙ

В целях снижения расхода дорогих и дефицитных металлов зубчатые и червячные колеса иногда выполняют составными (рис. 5.6, а, б, в). Центры колес изготавливают из серого чугуна или конструкционной

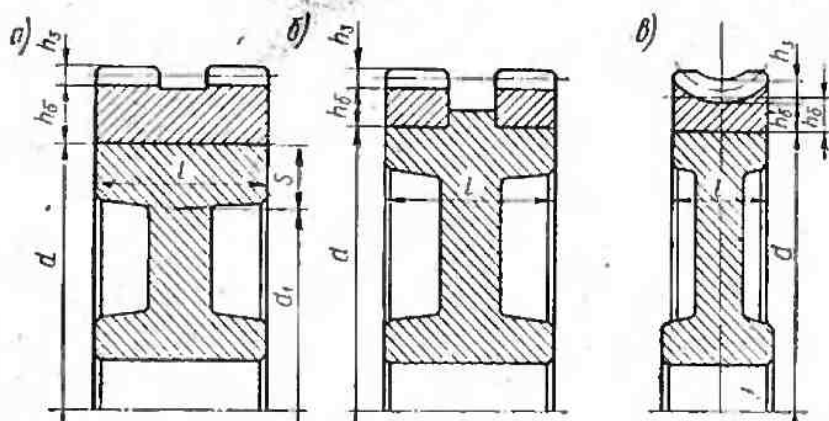


Рис. 5.6

углеродистой стали, зубчатые венцы (бандажи) цилиндрических и конических колес из легированной стали, червячных колес из бронзы. В условиях единичного и мелкосерийного производства соединения бандажа с ободом центра осуществляют по посадке с натягом.

Бандажи колес испытывают действие нагрузок, близких к сосредоточенным (рис. 5.7). При таком нагружении в области АБ, примыкающей к наиболее нагруженному зубу, нормальные и касательные напряжения резко возрастают, что может привести к местному сдвигу бандажа относительно центра. При вращении колеса относительно неподвижных в пространстве векторов нагрузки местные сдвиги распространяются на всю окружность бандажа. При очень тонких бандажах возможен местный отрыв бандажа от центра. При недостаточном натяге возможен проворот бандажа вокруг центра под действием вращающего момента. Тол-

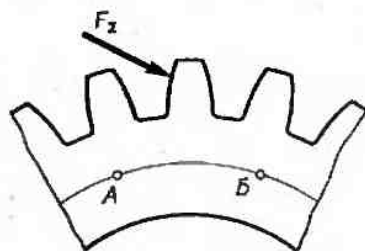


Рис. 5.7

щину бандажа принимают:

для червячных колес (см. рис. 5.6, в) $h_6 \approx 4m$ (среднее значение), в самом тонком месте $h_6 \approx 3m$,

для полушевронных (см. рис. 5.6, б) $h_6 \approx 4m$,

для шевронных и цилиндрических колес (см. рис. 5.6, а) $6m$.

Для обеспечения отсутствия местного отрыва бандажа от центра необходимо, чтобы толщина бандажа удовлетворяла условию:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для червячных колес (см. рис. 5.6, в)} \quad h_6 \geq 0,02 d_2, \\ \text{для полушевронных (см. рис. 5.6, б)} \quad h_6 \geq 0,06 d_2, \\ \text{для шевронных и цилиндрических колес (см. рис. 5.6, а)} \quad h_6 \geq 0,05 d_2, \end{array} \right\} \quad (5.17)$$

где d_2 — диаметр делительной окружности колеса.

В противном случае нужно увеличить толщину бандажа или принять другой способ соединения бандажа с центром.

Местного сдвига бандажа не произойдет, если за счет контактного

давления создать касательные напряжения, большие внешних сдвигающих напряжений вблизи нагруженного зуба. Согласно [6] это условие

$$p_{сд} > \frac{4T k_{сд}}{\pi d_2 l h_6 f}, \quad (5.18)$$

где $p_{сб}$ — контактное давление, обеспечивающее отсутствие местных сдвигов; T — вращающий момент; $k_{сб}$ — коэффициент, учитывающий влияние на напряжения отношения высоты зуба к толщине бандажа; d_2 — диаметр делительной окружности колеса; l — длина соединения с натягом; h_6 — толщина бандажа; f — коэффициент трения в соединении.

Значения коэффициента $k_{сд}$ [при выполнении условий (5.1)]:
 для червячных колес и полушевронов $k_{сд} = 0,5$,
 для шевронных и цилиндрических колес $k_{сд} = 0,4$. } (5.19)

При выполнении условия отсутствия местных сдвигов условие отсутствия проворота бандажа выполняется автоматически. Поэтому подбор посадки бандажа начинают с определения требуемого контактного давления $p_{сб}$ по формуле (5.18). Дальнейшие этапы подбора посадки такие же, как и для колес, надетых на вал [формулы (5.3)...(5.16)].

При подборе посадки из условия отсутствия местных сдвигов может оказаться, что нельзя назначить посадки из-за недостаточной прочности бандажа. В этом случае приходится мириться с наличием зон проскальзывания. Посадку подбирают по условию отсутствия проворота бандажа:

$$p \geq 2kT/(\pi d^2 l f), \quad (5.20)$$

Где коэффициент запаса сцепления k принимают: $k = 3$ при нереверсивной нагрузке; $k = 4$ при реверсивной нагрузке.

При этом для цилиндрических косозубых колес, полушевронов и червячных колес необходимо предусмотреть стопорение бандажа для предотвращения его сползания под действием осевой силы. Стопорение необходимо, если

для косозубых колес и полушевронов

$$\frac{p_{Np\min} \pi h_6 l f \operatorname{tg} \beta}{2k_{сд}} < F_a, \quad (5.21)$$

для червячных колес

$$\frac{p_{Np\min} \pi h_6 l f \operatorname{tg} (\gamma + \varphi)}{2k_{сд}} < F_a.$$

Левые части выражений (5.21) представляют собой осевую силу, воспринимаемую назначенной посадкой; F_a — осевая сила, действующая на бандаж; $p_{Np\min}$ — контактное давление, соответствующее минимальному вероятностному натягу $N_{p\min}$ назначенной посадки:

$$p_{N_p \min} = (N_{p \min} - u) p / \delta; \quad (5.22)$$

β — угол наклона зуба цилиндрического колеса; γ — угол подъема витка червяка (наклона зуба колеса); φ — угол трения в червячном зацеплении.

Для передач, работающих с постоянным известным направлением вращения, при необходимости стопорения на поверхности центра предусматривают упорный буртик (рис. 5.8, а). Его располагают так, чтобы осевая сила была направлена на бурт. В реверсивных передачах, а также при неизвестном направлении вращения в стык зубчатого венца и обода центра ставят равномерно расположенные по окружности винты (рис. 5.8, б, в). Толщину обода центра принимают $S = (1 \dots 1,2) h_6$, диаметр винтов $d_v \approx 0,6 S$, длину завинчивания $l_v = (1,5 \dots 2) d_v$.

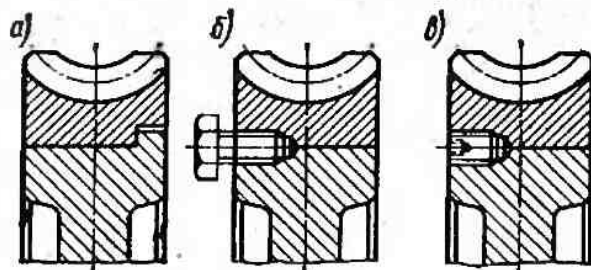


Рис. 5.8

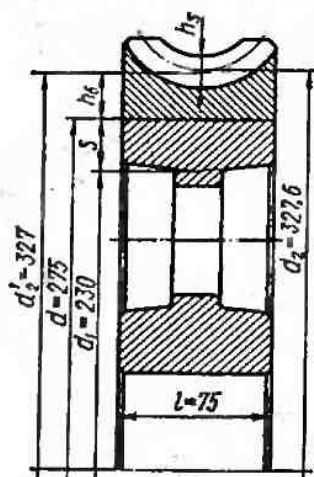


Рис. 5.9

Пример 5.2. Подобрать посадку бандажа червячного колеса из бронзы Бр. АЖ-9-4 на центр из чугуна СЧ 20. Соединение нагружено вращающим моментом $T = 1335 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Осевая сила в зацеплении $F_a = 1400 \text{ Н}$. Передача неревверсивная. Размеры соединения показаны на рис. 5.9. Сборка осуществляется нагревом бандажа. При работе бандаж нагревается до температуры $t_2 = 60^\circ\text{C}$, а обод центра до температуры $t_1 = 50^\circ\text{C}$. Угол наклона зуба $\gamma = 8^\circ 6'$, модуль $m = 6,3 \text{ мм}$, угол трения $\varphi = 2^\circ 18'$.

Решение. 1. Толщина бандажа $h_6 = (327 - 275)/2 = 26 \text{ мм}$.

2. Условие отсутствия отрыва бандажа [формула (5.17)] $h_6 > 0,02 d_2 = 0,02 \cdot 327,6 = 6,55 \text{ мм}$ выполняется.

3. Контактное давление по условию отсутствия местных сдвигов [формула (5.18)]

$$p_{ca} > \frac{4T k_{ca}}{\pi d_2 l h_6 f} = \frac{4 \cdot 1335 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,328 \cdot 0,075 \cdot 0,026 \cdot 0,05} = 2,6 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

$k_{ca} = 0,5$ — червячное колесо [формула (5.19)], $f = 0,05$ — бронза/чугун, табл. 5.1.

4. Требуемая деформация деталей δ [формулы (5.3; 5.4; 5.5)]. Коэффициенты

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^3} - \mu_1 = \frac{1 + (0,230/0,275)^2}{1 - (0,230/0,275)^3} - 0,25 = 5,41;$$

$$C_2 = \frac{1+(d/d_2)^2}{1-(d/d_2)^2} + \mu_2 = \frac{1+(0,275/0,327)^2}{1-(0,275/0,327)^2} + 0,35 = 6,02.$$

$\mu_1 = 0,25$; $E_1 = 1 \cdot 10^{11}$ — чугун; $\mu_2 = 0,35$; $E_2 = 1,1 \cdot 10^{11}$ Па — безоловянная бронза, табл. 5.2.

Деформация [формула (5.3)]

$$\delta = pd (C_1/E_1 + C_2/E_2) 10^6 = 2,6 \cdot 10^7 \cdot 0,275 [5,41/(1 \times 10^{11}) + 6,02/(1,1 \cdot 10^{11})] 10^6 = 778 \text{ мкм.}$$

5. Поправка на обмятие микронеровностей α [формула (5.6)].

По табл. 5.3, предполагая точность изготовления по 8-му качеству, назначаем $R_a = R_{a2} = 1,6$ мкм.

$$u = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2} = 5 \cdot 1,6 + 5 \cdot 1,6 = 16 \text{ мкм.}$$

6. Поправка на температурную деформацию деталей [формула (5.7)]

$$\begin{aligned} \delta_t &= d \cdot 10^6 [(t_2 - 20) \alpha_2 - (t_1 - 20) \alpha_1] = \\ &= 0,275 \cdot 10^6 [(60 - 40) 19 \cdot 10^{-6} - (50 - 20) 10 \cdot 10^{-6}] = \\ &= 126,5 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

7. Минимальный потребный натяг [формула (5.8)]

$$N_{\min} = \delta + u + \delta_t = 778 + 16 + 126,5 = 920,5 \text{ мкм.}$$

8. Максимальный натяг, допускаемый прочностью охватываемой детали [формула (5.9)]: $N_{\max} = [\delta]_{\max} + u$.

Максимальное допускаемое давление [формула (5.11)]

$$[p]_{\max} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] = 0,5 \cdot 2 \cdot 10^8 [1 - (0,275/0,327)^2] = 3 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Максимальная деформация [формула (5.10)]

$$[\delta]_{\max} = [p]_{\max} \delta / p = 3 \cdot 10^7 \cdot 778 / (2,6 \cdot 10^7) = 897,6 \text{ мкм.}$$

Максимальный натяг [формула (5.9)] $N_{\max} = [\delta]_{\max} + u = 897,6 + 16 = 913,6$ мкм.

9. Выбор посадки. По условию прочности бандажа подобрать посадку, обеспечивающую отсутствие местных сдвигов, невозможно, так как минимальный натяг для предотвращения местных сдвигов $N_{\min} = 920,5$ мкм больше натяга, допустимого прочностью охватываемой детали, $N_{\max} = 913,6$ мкм.

Подберем посадку по условию отсутствия проворота бандажа. Потребное контактное давление [формула (5.20)]

$$p \geq \frac{2kT}{\pi d^2 l f} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 1335}{3,14 \cdot 0,275^2 \cdot 0,075 \cdot 0,05} = 9 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

Требуемая деформация [формула (5.3)]

$$\delta = 9 \cdot 10^8 \cdot 0,275 [5,41 (1 \cdot 10^{11}) + 6,02 / (1,1 \cdot 10^{11})] 10^6 = 269,3 \text{ мкм.}$$

Минимальный потребный натяг [формула (5.8)]

$$N_{\min} = \delta + u + \delta_t = 269,3 + 16 + 126,5 = 411,8 \text{ мкм.}$$

Максимальный допустимый натяг [формула (5.9)] $N_{\max} = 913,6$ мкм.

Подбираем посадку, у которой $N_{p\min} \geq 411,8$ мкм и $N_{p\max} \leq 913,6$ мкм. Пригодна посадка H7/x7, у нее $N_{p\min} = 428$ мкм; $N_{p\max} = 502$ мкм (табл. 5.4).

Температура нагрева бандажа для осуществления сборки [формула (5.15)]

$$t_2 = 20 + \frac{N_{p\max} + Z_{сб}}{d\alpha_2 10^6} = 20 + \frac{502 + 20}{0,275 \cdot 19 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6} = 120^\circ\text{C}.$$

$Z_{сб} = 20$ мкм (табл. 1.2), основное отклонение вала m для диаметра 275 мм.

Примечание. Подобранный посадка $H7/x7$ не входит в число рекомендуемых стандартом. Из числа рекомендуемых пригодна посадка $H8/z8$, у нее $N_{p\min} = 637$ мкм; $N_{p\max} = 751$ мкм.

Для осуществления этой посадки понадобилось бы нагреть колесо до температуры [формула (5.15)]

$$t_2 = 20 + \frac{(637 + 20)}{0,275 \cdot 19 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6} = 146^\circ\text{C}.$$

Проверка необходимости стопорения бандажа [формулы (5.21; 5.22)]. Стопорение необходимо, если

$$\frac{p_{Np\min} \pi h_6 l f \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{2k_{сб}} < F_a.$$

$$F_a = 1400 \text{ Н};$$

$$p_{Np\min} = (N_{p\min} - u) p/b = (428 - 16) 9 \cdot 10^6 / 269,3 = 13,76 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$\operatorname{tg}(\gamma + \varphi) = \operatorname{tg}(8^\circ 6' + 2^\circ 18') = \operatorname{tg} 10^\circ 24' = 0,1835,$$

$$\frac{13,76 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,026 \cdot 0,075 \cdot 0,05 \cdot 0,1835}{2 \cdot 0,5} = 773 \text{ Н} < 1400 \text{ Н},$$

Стопорение необходимо.

5.4. ПЕРЕДАЧА МОМЕНТА ШПОНОЧНЫМ СОЕДИНЕНИЕМ

Для передачи вращающего момента помимо соединений с натягом применяют шпоночные соединения. В этом случае дополнительно производят следующие точные и трудоемкие операции: изготовление шпонки, выполнение на посадочной поверхности вала шпоночного паза (обычно фрезерованием), выполнение в отверстии колеса шпоночного паза (обычно протягиванием), посадку шпонки в шпоночный паз вала.

Шпоночный паз является концентратором напряжений, снижающим усталостную прочность вала.

При передаче через шпоночное соединение вращающего момента возникают значительные местные деформации вала и ступицы около шпоночного паза, а также деформации самой шпонки. Наличие шпоночного паза приводит к асимметричной деформации вала и ступицы, в результате чего давление по рабочим граням шпонки и шпоночным пазам вала и ступицы распределяется неравномерно.

Если в соединении по цилиндрической поверхности вала и ступицы колеса предусмотреть зазор, то условия сборки шпоночного соединения улучшаются. Однако наличие зазора в соединении вал — ступица колеса приводит к тому, что при работе происходит обкатывание поверхностей вала и отверстия. Это иллюстрирует схема, показанная на рис. 5.10, а—г. На ней зазор в соединении ведомого колеса с валом изображен утрированно большим. Четверти вала пронумерованы. При вращении вала зона касания последовательно перемещается из первой

четверти во вторую и обратно. При изменении направления вращения касание поверхностей происходит в третьей и четвертой четвертях окружности.

Обкатывание сопровождается скольжением из-за разности длин окружностей отверстия и вала. Скольжение приводит к смятию шероховатостей, развальцовыванию отверстия, износу контактных поверхностей и контактной коррозии.

В связи с этим при передаче вращающего момента шпоночным соединением применение по цилиндрической поверхности посадок с зазором недопустимо, а переходных посадок крайне нежелательно. Натяг по цилиндрической поверхности улучшает работу шпоночного соединения, но не устраняет скольжения, если в соединении шпонки с пазом ступицы есть боковой зазор. Применение шпоночных соединений при реверсивных нагрузках нежелательно.

Применение шпоночных соединений оправдано лишь в следующих случаях: когда по условиям сборки нельзя назначить посадку с натягом, достаточным для передачи заданного вращающего момента; или для передачи заданного вращающего момента требуется натяг, недопустимый по условиям прочности материала колеса, при этом увеличить размеры соединения не предоставляется возможным.

При расчете шпоночного соединения принимают, что весь вращающий момент передается шпонкой. По цилиндрической поверхности назначают натяг, достаточный для того, чтобы при действии на колесо внешней нагрузки не нарушалось касание сопряженных поверхностей, т. е. не происходило раскрытия стыка.

На рис. 5.11 показано перераспределение давления в контакте колеса и вала, собранных с натягом, под действием силовых факторов (рис. 5.11, а), возникающих в зацеплении косозубого цилиндрического или червячного колеса. Приведены эпюры давлений в контакте для левого торца колеса от действия: натяга (рис. 5.11, б); направленной по оси y силы F (в); момента в плоскости yOz , создаваемого силой F , на плече e при несимметричном расположении ступицы относительно зубчатого венца (г); момента в плоскости yOz , создаваемого осевой силой F_a на плече $d_2/2$ (д) (отсутствует у прямозубых колес); направленной по оси x силы F_x (е); момента в плоскости xOz , создаваемого силой F_x на плече e при несимметричном расположении ступицы (ж); суммарная эпюра давлений (з).

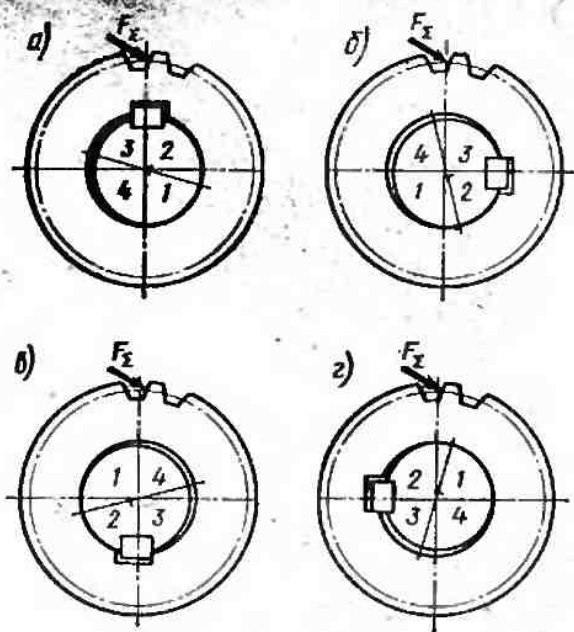


Рис. 5.10

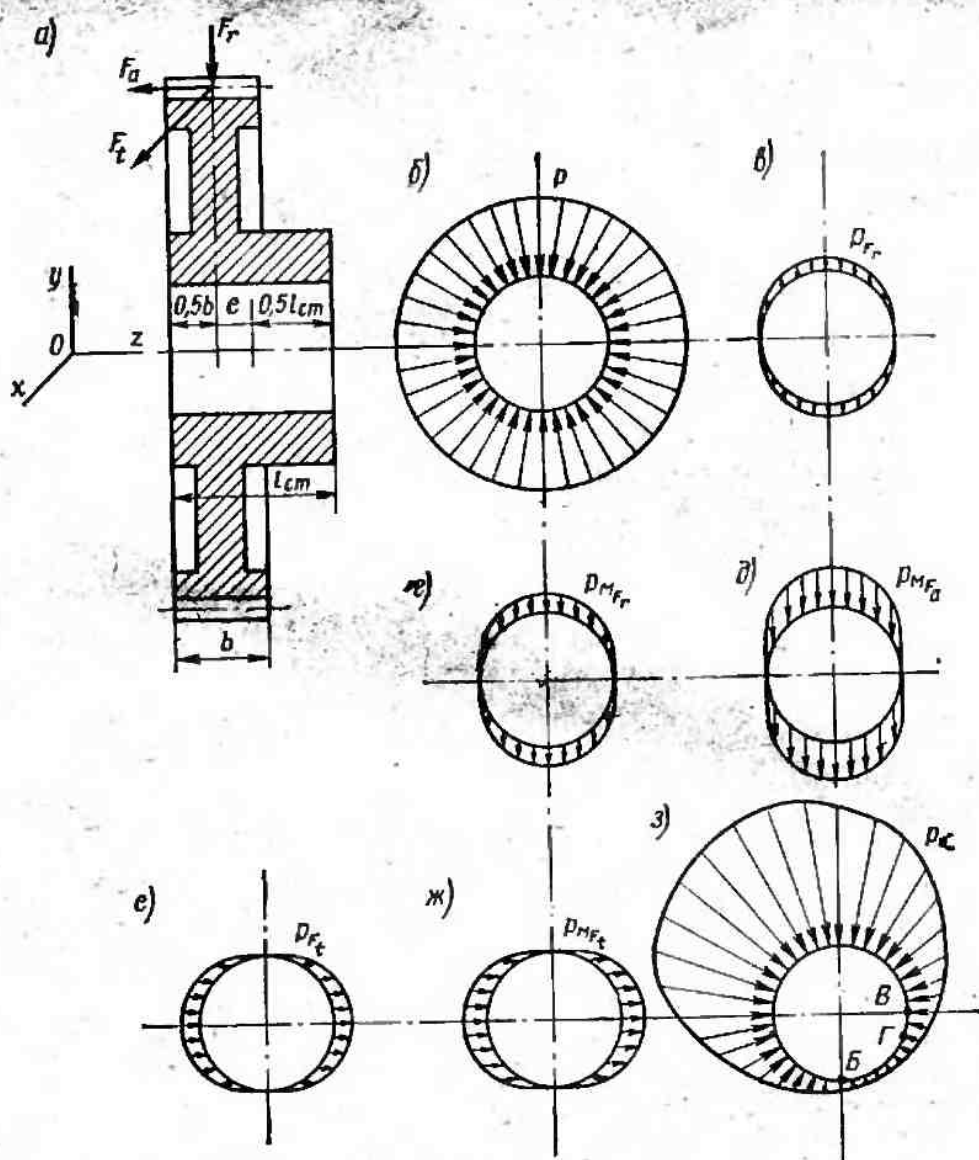


Рис. 5.11

Для соединения с натягом максимальное давление от силы F , направленной по радиусу к центру вала (ось x или y):

$$P_{F\max} = 2F/(\pi dl).$$

Максимальное давление от изгибающего момента M (плоскость yOz или плоскость xOz)

$$P_{M\max} = 12 M/(\pi dl^2),$$

где d и l — диаметр и длина соединения.

Минимального значения остаточное давление в контакте достигает в точках Б, В или Г. Введя коэффициент запаса k по нераскрытию стыка и выразив давление через действующие нагрузки и размеры сое-

динения, получим зависимости для определения требуемого контактного давления по условию нераскрытия стыка:

для прямозубого цилиндрического колеса

$$p = k \left[\frac{2 \sqrt{F_r^2 + F_t^2}}{\pi d l} + \frac{12e \sqrt{F_r^2 + F_t^2}}{\pi d l^3} \right]. \quad (5.23)$$

Для косозубого цилиндрического, прямозубого конического и червячного колеса:

$$p = k \left(\frac{2F_r}{\pi d l} + \frac{12eF_r}{\pi d l^3} + \frac{6F_a d_2}{\pi d l^3} \right). \quad (5.24)$$

Для конического колеса с круговым зубом требуемым является большее из двух следующих давлений:

$$p = k \left(\frac{2F_r}{\pi d l} + \frac{12eF_r}{\pi d l^3} + \frac{6F_a d_2}{\pi d l^2} \right) \quad (5.25)$$

или

$$p = k \left(\frac{2 \sqrt{F_r^2 + F_t^2}}{\pi d l} + \frac{12e \sqrt{F_r^2 + F_t^2}}{\pi d l^3} + \frac{6F_a d_2}{\pi d l^2} \cos \gamma \right),$$

$$\operatorname{tg} \gamma = F_t / F_r,$$

где F_t , F_r , F_a — соответственно окружная, радиальная и осевая силы, действующие на колесо, Н; d_2 — делительный диаметр колеса, м; для конических колес диаметр d_2 — средний делительный диаметр колеса; k — коэффициент запаса по нераскрытию стыка, $k = 1,25 \dots 1,5$.

После определения требуемого контактного давления p дальнейшие этапы подбора посадки такие же, как описано выше.

Пример 5.3. Подобрать посадку для соединения с валом косозубого цилиндрического колеса, представленного на рис. 5.4. На зубчатое колесо действуют силы: окружная $F_t = 5041$ Н, радиальная $F_r = 1876$ Н, осевая $F_a = 1081$ Н. Размеры соединения приведены на рисунке. Размер e равен 8 мм. Вращающий момент передается шпонкой.

Решение. 1. Необходимое контактное давление из условия нераскрытия стыка [формула (5.24)]

$$p = k \left(\frac{2F_r}{\pi d l} + \frac{12F_r e}{\pi d l^3} + \frac{6F_a d_2}{\pi d l^3} \right) =$$

$$= 1,5 \left(\frac{2 \cdot 1876}{3,14 \cdot 0,048 \cdot 0,056} + \frac{12 \cdot 1876 \cdot 0,008}{3,14 \cdot 0,048 \cdot 0,056^3} + \right.$$

$$\left. + \frac{6 \cdot 1081 \cdot 0,217}{3,14 \cdot 0,048 \cdot 0,056^3} \right) = 5,7 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

2. Необходимая деформация деталей δ [формулы (5.3; 5.4; 5.5)]. Используем данные примера 5.2; $C_1 = 0,7$; $C_2 = 2,234$; $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па,

$$\delta = p d \cdot 10^6 (C_1/E_1 + C_2/E_2) = 5,7 \cdot 10^{-5} \cdot 0,048 \times$$

$$\times 10^6 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^3} + \frac{2,234}{2,1 \cdot 10^3} \right) = 3,8 \text{ мкм.}$$

3. Поправка на обмятие микронеровностей u [формула (5.6)]. Предполагаем, что точность изготовления по 6-му качеству, по табл. Б.3 принимаем $R_{a1} = 0,4 \text{ мкм}$; $R_{a2} = 0,8 \text{ мкм}$.

$$u = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2} = 6 \cdot 0,4 + 6 \cdot 0,8 = 7,2 \text{ мкм.}$$

4. Минимальный натяг [формула (5.8)]

$$N_{\min} = \delta + u = 3,8 + 7,2 = 11 \text{ мкм.}$$

5. Максимальный натяг [формула (5.9)]

$$N_{\max} = [\delta]_{\max} + u = 146,2 + 7,2 = 153,4 \text{ мкм.}$$

Определение $[\delta]_{\max}$ см. пример 5.1, п. 7.

6. Выбор посадки. Условия пригодности посадки [формула (5.12)]

$$N_{p\min} > 11 \text{ мкм, } N_{p\max} < 153,4 \text{ мкм.}$$

Пригодна посадка $H7/r6$, у которой $N_{p\min} = 11 \text{ мкм}$, $N_{p\max} = 40 \text{ мкм}$ (см. табл. Б.4).

Для корпусов, не имеющих разреза по плоскости, в которой лежат оси валов (корпуса коробок передач), выбор посадки колеса на вал определяется условиями сборки. При необходимости сборки внутри корпуса в стесненных условиях по цилиндрической поверхности назначают переходные посадки.

В случае применения шпоночных соединений приблизительно посадки по цилиндрической поверхности можно принимать по следующим рекомендациям:

для цилиндрических прямозубых колес $H7/p6$, $H7/r6$;

цилиндрических косозубых и червячных колес $H7/r6$, $H7/s6$;

конических колес $H7/s6$, $H7/t6$;

неподвижных колес коробок передач (при необходимости сборки внутри корпуса) $H7/k6$, $H7/m6$.

Посадки в соединении призматической шпонки с пазом вала и втулки в соответствии с ГОСТ 23360—78 показаны на рис. 5.12, а. Поле допуска ширины шпонки b — $h9$. Для ширины паза вала поля допусков: $H9$, $N9$ и $P9$. Для ширины паза втулки поля допусков: $D10$, J_9 , $P9$. Рекомендуется поле допуска вала выполнять $P9$.

Поле допуска паза втулки рекомендуется: при неподвижном соединении для нереверсивной передачи J_9 , для реверсивной передачи $P9$; при подвижном соединении $D10$.

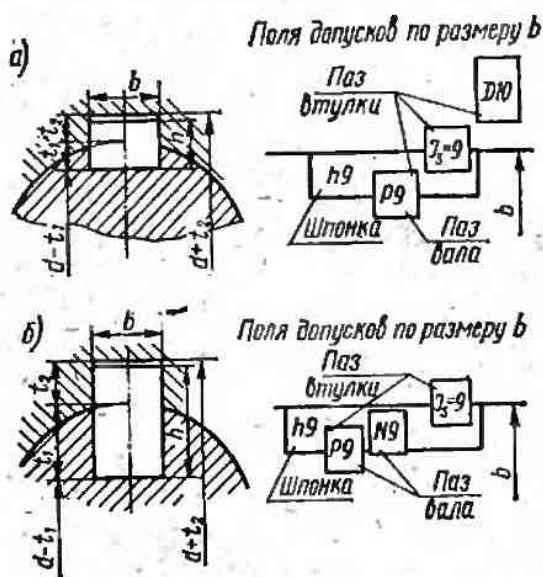


Рис. 5.12

Посадки в соединениях сегментной шпонки с пазом вала и втулки в соответствии со стандартом ГОСТ 547—77 показаны на рис. 5.12, б. Поле допуска толщины сегментной шпонки $h9$. Рекомендуются следующие поля допусков: передача *неревверсивная* — паз вала $N9$, паз втулки J_9 ; передача *реверсивная* — паз вала $P9$, паз втулки $P9$. Поле допуска высоты шпонки $h11$. Предельные отклонения размеров, мм:

	Высота шпонки A	z	$t_1, d + t_2$	$d - t_1$
Св 2 ... 6			$+0,1$	$-0,1$
Св 6 ... 18			$+0,2$	$-0,2$

5.5. ПЕРЕДАЧА МОМЕНТА ШЛИЦЕВЫМ СОЕДИНЕНИЕМ

Для передачи нагрузки с колеса на вал наряду с прочими применяют шлицевые соединения. При одинаковых габаритах шлицевые соединения имеют большую нагрузочную способность и обеспечивают большее сопротивление усталости вала, чем шпоночные соединения. Они хорошо центрируют и направляют детали по валу. В силу этого они являются основными для соединения с валом подвижных вдоль вала зубчатых колес коробок передач. Для колес, неподвижных относительно вала, шлицевые соединения применяют в крупносерийном и массовом производствах, а также там, где по условиям сборки нельзя назначить соединение с натягом (например, отсутствует плоскость разъема в коробке передач).

На рис. 5.13, а, показана схема нагружения соединения прямоугольного цилиндрического колеса с шлицевым валом. Шлицевое соединение прямобочное. Оно передает вращающий момент и воспринимает суммарную силу F_z в зацеплении. При несимметричном расположении венца относительно ступицы, а также в соединениях цилиндрических косозубых, конических и червячных колес соединение дополнительно нагружено изгибающим моментом (см. рис. 5.1).

При действии на соединение силы и наличии зазора в цилиндрических поверхностях оси вала и ступицы не совпадают. При работе соединения рабочие боковые поверхности шлицев ступицы при вращении вала то удаляются от его оси, то приближаются к ней, совершая

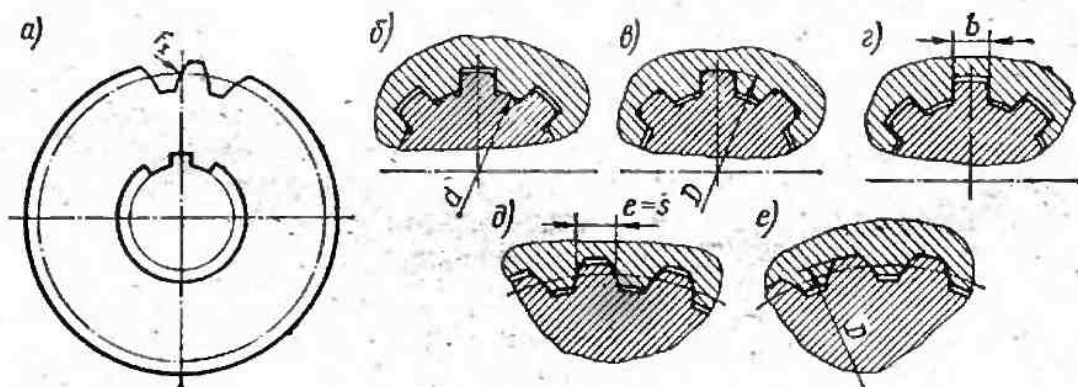


Рис. 5.13

полный цикл за один оборот. Это показано на рис. 5.14, где точки A и B — крайние точки одной из рабочих поверхностей. Четверти вала пронумерованы.

Относительное скольжение вала и ступицы приводит к износу рабочих поверхностей. Из сказанного следует, что зазоры в шлицевых соединениях также нежелательны, как и при передаче момента шпоночным соединением.

Сила, являющаяся причиной скольжения, одновременно вызывает окружную неравномерность распределения нагрузки между шлицами.

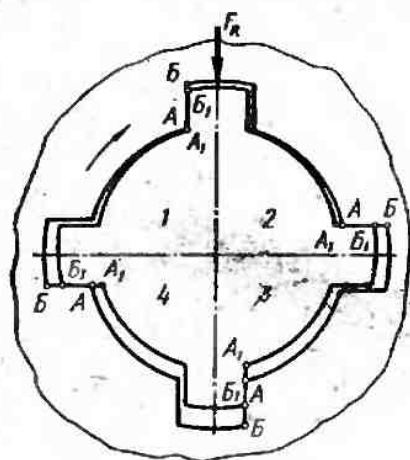


Рис. 5.14

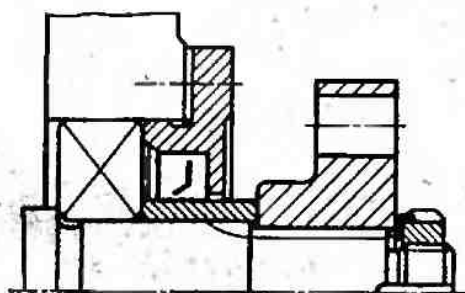


Рис. 5.15

цами. Изгибающий момент приводит к перекосу ступицы относительно вала, вызывая продольную неравномерность распределения нагрузки в соединении, усиливает скольжение и износ.

Необходимо при конструировании уменьшать изгибающий момент (плечо e , рис. 5.1), а также зазоры в соединении. Если минимальный радиальный зазор в соединении между центрирующими поверхностями меньше поперечной деформации соединения, вызванной действием на соединение силы, то часть нагрузки передается центрирующим диаметром. При этом неравномерность распределения нагрузки в окружном и осевом направлениях, скольжение и износ шлицев уменьшаются. Уменьшить скольжение, а следовательно, повысить долговечность шлицевого соединения можно, затянув его по торцам, как показано на рис. 5.15.

В соединениях с валом подвижных зубчатых колес для повышения износостойкости применяют поверхностное упрочнение рабочих поверхностей шлицев до высокой твердости. В этом случае для прямобочных соединений назначают центрирование по внутреннему диаметру d (см. рис. 5.13,б). Центрирующие поверхности вала и ступицы и боковые поверхности шлицев шлифуют после термообработки. Назначают посадки, обеспечивающие необходимые для работы подвижного соединения зазоры.

Для соединения с валом неподвижных зубчатых колес применяют переходные посадки. Если рабочие поверхности соединения имеют

твердость $HV \leq 350$, то механическую обработку можно проводить после термической. В этом случае для прямобочных соединений назначают центрирование по наружному диаметру D (см. рис. 5.13, в). Центрирование прямобочных шлицев по боковым сторонам для соединений колес с валом, как правило, не применяют, так как оно не обеспечивает необходимой точности центрирования (см. рис. 5.13, г).

По нецентрирующим диаметрам зазоры делают весьма значительными, чтобы гарантировать сопряжение по центрирующим поверхностям.

Посадки элементов прямобочных шлицевых соединений регламентированы стандартом СЭВ 187—75. Рекомендуемые поля допусков и посадки представлены в табл. 5.5.

Обозначение соединения содержит: букву, обозначающую поверхность центрирования; число шлицев z , номинальные размеры d , D , b ; обозначение полей допусков и посадок диаметров и размера b .

Таблица 5.5

Центрирование по поверхности	Подвижность соединения	Ревверсивность передачи	Посадки		
			по центрирующему диаметру	по нецентрирующему диаметру	по боковым сторонам
d	Подвижное	Неревверсируемая Ревверсируемая	$H7/f7$ $H7/g6$	$H12/a11$	$F10/f9$ $D9/h9$
D	Неподвижное	Неревверсируемая Ревверсируемая	$H7/js6$ $H7/n6$	— —	$F8/f8$ $F8/js7$
b	»	—	—	$DH12/a11$	$F8/js7$

Пример 5.4. Обозначение соединения с $z = 8$; $d = 46$ мм; $D = 50$ мм; $b = 9$ мм с центрированием по d и посадкой по центрирующему диаметру $H7/f7$ и одновременно посадкой $F10/f9$ по размеру b :

$$d-8 \times 46 \frac{H7}{f7} \times 50 \frac{H12}{a11} \times 9 \frac{F10}{f9} \text{ СТСЭВ 187—75.}$$

Посадки элементов эвольвентных шлицевых соединений регламентированы стандартом СЭВ 259—76. Применяют центрирование по боковым сторонам (см. рис. 5.13, д) или наружному диаметру (см. рис. 5.13, е). Рекомендуемые посадки представлены в табл. 5.6.

Обозначение соединения содержит: номинальный диаметр D , модуль m , обозначение полей допусков и посадок центрирующих поверхностей.

Пример 5.5. Обозначение соединения с $D = 50$ мм; $m = 2$ мм, с центрированием и посадкой $9H/9g$ по боковым сторонам: $50 \times 2 \times 9H/9g$ СТ СЭВ 259—76.

Таблица 5.6

Центрирование по поверхности	Подвижность соединения	Реверсивность передачи	Посадки поверхностей	
			центрирующих	нецентрирующих
S	Неподвижное	Нереверсируемая Реверсируемая	7H/8k 7H/7n	$D \frac{H16}{h12}$
	Подвижное	Нереверсируемая Реверсируемая	9H/9g 9H/9h	$d \frac{H11}{h16}$
	Неподвижное	Нереверсируемая Реверсируемая	H7/js6 H7/n6	$S \frac{9H}{9h}$
D		Нереверсируемая	H7/f7	$d \frac{H11}{h16}$
	Подвижное	Реверсируемая	H7/g6	$S \frac{9H}{9g}$

Таблица 5.7

Характеристика соединения	Посадки или поле допуска
Передача момента на вал соединением с натягом. Сборка нагретом колесе	Расчет по методике раздела 5.2
Передача момента с центра колеса на зубчатый венец соединением с натягом. Сборка нагретом бандажа	Расчет по методике раздела 5.3
Передача момента на вал шпоночным соединением	Расчет по методике раздела 5.4
Посадки по цилиндрической поверхности: прямозубого цилиндрического колеса цилиндрического косозубого и червячного колеса конического колеса неподвижных колес коробок передач (при необходимости сборки внутри корпуса)	Ориентировочно: H7/p6, H7/r6 H7/r6, H7/s6 H7/s6, H7/t6 H7/k6, H7/m6
Поля допусков для призматических шпонок: паз вала паз втулки, соединение неподвижное, передача нереверсивная	P9 Js9
то же, передача реверсивная паз втулки, соединение подвижное ширина шпонки	P9 D10 h9
Поля допусков для сегментных шпонок: передача нереверсивная: паз вала паз втулки передача реверсивная: паз вала паз втулки толщина шпонки	N9 Js9 P9 P9 h9
Посадки шлицевых соединений	По табл. 5.5 и 5.6

5.6. СВОДКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ВЫБОРУ ПОСАДОК

Изложенные выше рекомендации по выбору посадок сведены для удобства использования в табл. 5.7.

5.7. ВЫБОР ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

Размер длины ступицы колеса часто входит в качестве составляющего размера сборочной размерной цепи (см. рис. 2.2). Предельные отклонения этого размера определяют расчетом размерной цепи или по рекомендациям табл. 2.1.

Внешние поверхности зубчатых и червячных колес в работе зацепления участия не принимают. Они не сопряжены с поверхностями других деталей и поэтому являются свободными поверхностями. Предельные отклонения размеров свободных поверхностей обычно соответствуют полю допуска $h14$. Допуск размера для диаметров колес свыше 120 мм до 500 мм соответственно равен 1,0...1,55 мм. Направленный в тело детали он уменьшает внешний диаметр колес и, следовательно, уменьшает высоту зуба и длину линии зацепления. При мелких модулях укорочение зуба получается значительным. Поэтому в целях сохранения высоты зубьев колес на внешний диаметр задают поле допуска: при модуле зацепления до 2,5 — $h12$, св. 2,5 до 6,3 — $h13$, св. 6,3 — $h14$.

Если технологи используют внешний цилиндр в качестве установочной или измерительной базы, в технологической документации следует задавать допуски: на диаметр d_a — $0,5 T_H$, на радиальное биение внешнего цилиндра — $0,25 T_H$, где T_H — допуск на смещение исходного контура по СТ СЭВ 641—77.

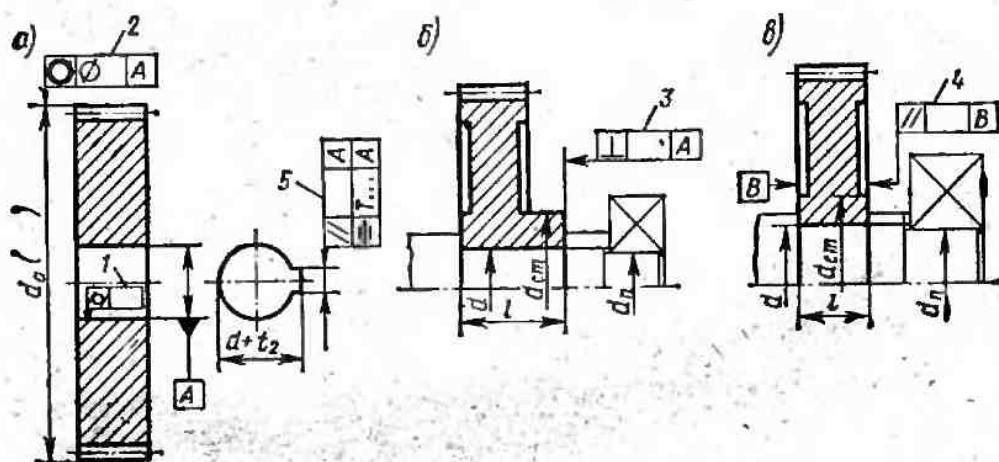


Рис. 5.16

Чтобы ограничить концентрацию давлений по поверхности отверстия от натяга, в соединении с валом задают допуск цилиндричности посадочного отверстия (1, рис. 5.16), который определяют соотношением

$$T_H \approx 0,3t$$

где t — допуск размера отверстия.

Чтобы ограничить возможный дисбаланс полностью обработанных механически колес, задают допуск соосности (2 на рис. 5.16, а) при частоте вращения $n > 1000 \text{ мин}^{-1}$:

$$T_{\odot} \approx 46/n$$

Для колес, не полностью обработанных механически, при частоте вращения $n > 500 \text{ мин}^{-1}$ задают допуск дисбаланса, г·мм:

$$t = 623m/n,$$

где m — масса колеса, г.

В технических требованиях чертежа делают запись типа: «Допускаемый дисбаланс не более... г·мм».

Торец ступицы колеса часто используют в качестве базы для установки подшипника. При отношении длины посадочного отверстия к его диаметру $l/d \geq 0,8$ на торец ступицы колеса задают допуск перпендикулярности (3 рис. 5.16, б). Квалитет для определения допуска на диаметр ступицы $d_{\text{ст}}$ определяют по табл. 5.8.

Обозначение групп подшипников см. раздел 4.1.

Таблица 5.8

Группа подшипников	Квалитет	
	допуск перпендикулярности	допуск параллельности
I	7	6
II	6	5
III	5	4

При отношении $l/d < 0,8$ задают допуск параллельности торцов ступицы (4, рис. 5.16, в), который относят к диаметру ступицы $d_{\text{ст}}$. Квалитет определяют по табл. 5.8.

Если колесо без выточек и не имеет явно выраженной ступицы, допуск параллельности задают на условном диаметре измерения d' , которым задают-

ся. В зависимости от размера колеса $d' = (1,5 \dots 2,0)d$, где d — диаметр посадочного отверстия колеса. В рамке условного обозначения записывают числовое значение допуска и диаметр измерения.

Пример 5.6. На валу установлены не имеющие выточек зубчатое колесо с длиной ступицы $l = 26 \text{ мм}$ и диаметром посадочного отверстия $d = 35 \text{ мм}$ и шариковый радиальный подшипник (см. рис. 5.16, а).

Так как отношение $l/d = 26/35 < 0,8$, назовем допуск параллельности торцов ступицы колеса. Задаемся диаметром измерения $d' = 50 \text{ мм}$. При установке радиальных шарикоподшипников (1 группа, 6-й квалитет) допуск параллельности торцов колеса на диаметре 50 мм равен 16 мкм. В рамке условного обозначения записываем

//	0,016/50	
----	----------	--

Чтобы ограничить концентрацию контактных давлений, шпоночный паз должен быть параллелен и симметричен оси посадочного отверстия. Допуски параллельности и симметричности принимают: $t_{||} = 0,6t_{\text{шп}}$, $t_{\perp} = 4,0t_{\text{шп}}$, где $t_{\text{шп}}$ — допуск размера ширины шпоночного паза.

Для удобства пользования рекомендациями по выбору допусков представлены в табл. 5.9.

Таблица 5.9

№ позиции рис. 5.16	Содержание	Рекомендуемая точность
1	Цилиндричность отверстия	$T_H \approx 0,3 t$
2	Соосность внешней поверхности полностью обработанного колеса	$T_{\odot} = 46/n$
3	Перпендикулярность торца ступицы к оси отверстия $l/d \geq 0,8$	При $n > 1000 \text{ мин}^{-1}$ Квалитет по табл. 5.8
4	Параллельность торцов ступицы $l/d < 0,8$	Квалитет по табл. 5.8
5	Параллельность шпоночного паза	$T_{//} = 0,6t_{\text{шп}}$
	Симметричность шпоночного паза	$T_{\perp} = 4,0t_{\text{шп}}$

6. МУФТЫ, ШКИВЫ, ЗВЕЗДОЧКИ

6.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Муфты, шкивы, звездочки надевают, как правило, на консольные концы валов. В большинстве случаев монтаж этих деталей осуществляют после того, как собран основной узел. Поэтому одним из основных требований, предъявляемых к соединениям муфт, шкивов, звездочек с валами, является легкость сборки.

При строгой соосности валов и идеально точном изготовлении муфты соединение вала с муфтой нагружено только вращающим моментом. В реальных условиях вследствие погрешностей изготовления и сборки соединяемые валы имеют смещения: радиальное, угловое (перекос), осевое. При наличии смещений на муфту, а от нее и на вал действуют дополнительные нагрузки. Конструкции большинства муфт позволяют компенсировать перекосы и осевые смещения валов за счет имеющихся зазоров или смещения упругих элементов в осевом направлении. Поэтому такие виды несоосности при нормальных условиях сборки не приводят к заметному дополнительному нагружению муфты и вала.

(Некоторые типы муфт при перекосах валов нагружают вал изгибающим моментом, при осевых смещениях валов — осевой силой.)

Радиальное смещение валов вызывает появление дополнительной радиальной силы F_r . Ее значение зависит от смещения, конструктивных особенностей муфты и жесткости упругих элементов. (Причиной появления радиальной силы может служить также неточность изготовления самой муфты. В этом случае сила может вращаться вместе с валом.)

Максимальные значения радиальных сил F_r , H действующих на вал со стороны муфты при нормальной точности монтажа:

Муфта с металлическими упругими элементами	$16 \sqrt[3]{T^2}$
Муфта с неметаллическими упругими элементами	$30 \sqrt[3]{T^2}$
Звездочка цепной передачи	$90 \sqrt[3]{T^2}$
Шкив ременной передачи	$150 \sqrt[3]{T^2}$

Здесь момент T в Н·м.

Направление силы F_r зависит от направления смещения валов и при вращении вала не меняется.

Соединение вала со звездочкой цепной передачи или шкивом ременной передачи нагружено вращающим моментом и направленной к центру вала силой. В цепной передаче эта сила несколько больше окружной, в ременной — близка к сумме натяжений ветвей ремня.

Радиальные силы, действующие на вал со стороны муфт, шкивов, звездочек, вызывают при вращении вала циклически изменяющиеся напряжения изгиба.

Для передачи вращающего момента с муфты, шкива или звездочки на входной вал или с выходного вала на эти детали используют шлицевые и шпоночные соединения, а также соединения с натягом. Выходные концы валов выполняют как цилиндрическими, так и коническими.

6.2. УСТАНОВКА ДЕТАЛЕЙ НА ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ КОНЦЫ ВАЛОВ

Передача вращающего момента шлицевым соединением. Соединение может быть применено только для неревверсивных передач. Легкость сборки обеспечивается зазором по цилиндрической поверхности; но при зазоре в соединении действие радиальной силы приводит к скольжению (см. раздел 5.4) и выходу соединения из строя. В связи с этим применение посадок с зазором недопустимо. Желательно обеспечить в соединении натяг, достаточный для того, чтобы не нарушалось касание сопряженных поверхностей, т. е. не происходило раскрытие стыка, под действием радиальной силы F_r и создаваемого ею на плече e (см. рис. 5.1) изгибающего момента.

Требуемое контактное давление p в соединении из условия нераскрытия стыка

$$p = \frac{2kF_r}{\pi d l} \left(1 + \frac{6e}{l} \right), \quad (6.1)$$

где k — коэффициент запаса по нераскрытию стыка, $k = 1,25 \dots 1,5$; d, l — диаметр и длина соединения, x, e — расстояние от середины длины ступицы до линии действия радиальной силы F_r .

После определения контактного давления p дальнейшие этапы подбора посадки такие же, как описано в разделе 5.2.

Установка деталей по посадкам с натягом должна осуществляться с нагревом, снятие — стяжным устройством или с применением гидрораспора, что не всегда желательно. В этом случае приходится применять переходные посадки. При этом в соединении возможен зазор или недостаточный натяг, вследствие чего возникает фреттинг-коррозия. Срок службы соединения при такой посадке не всегда достаточен. Поэтому, если нужно, чтобы соединение работало длительное время, посадку следует выбирать с меньшей вероятностью зазора.

Ориентировочно при применении шпоночных соединений можно рекомендовать следующие посадки по цилиндрической поверхности (в случае невозможности применения посадки с натягом): для муфт — $H7/k6$, $H7/m6$, для звездочек — $H7/m6$, $H7/n6$, для шкивов — $H7/n6$. Посадки шпонки в паз вала и ступицы назначают по табл. 5.7 (см. также раздел 5.4, рис. 5.12).

Передача вращающего момента шлицевым соединением. Соединение может быть применено как для нереверсивных, так и для реверсивных передач крупносерийного и массового производства. Легкость сборки обеспечивается зазором в соединении. Действие радиальной силы при наличии зазора приводит к скольжению боковых рабочих поверхностей шлицев при вращении вала (см. раздел 5.5) и быстрому их износу. В связи с этим применение посадок с зазором нежелательно. Для повышения долговечности соединение необходимо затянуть по торцам, как показано на рис. 5.15.

Посадки в шлицевых соединениях назначают по табл. 5.5 и 5.6. Соединение неподвижное. Для прямобочного шлицевого соединения муфт назначают центрирование по наружному диаметру D (твердость рабочих поверхностей $HВ < 350$), для аналогичного соединения шкивов и звездочек назначают центрирование по боковым сторонам b , реже по наружному диаметру D . Для эвольвентного шлицевого соединения указанных деталей назначают центрирование по боковым сторонам (по S).

6.3. УСТАНОВКА ДЕТАЛЕЙ НА КОНИЧЕСКИЕ КОНЦЫ ВАЛОВ

Коническая форма выходного конца вала получает все более широкое распространение. Это объясняется тем, что она облегчает сборку и разборку соединения, позволяет регулировать натяг, устраняет возможность повреждения подшипников при монтаже консольно надетых деталей на валы собранных узлов. Для выходных концов валов наиболее часто применяют конусность $k = 1 : 10$.

Конусность (рис. 6.1)

$$k = 2 \operatorname{tg} \alpha = (D - d)/L, \quad (6.2)$$

где α — угол уклона; 2α — угол конусности; D и d — большой и малый диаметры конуса; L — длина конуса.

При $k = 1 : 10$ $2\alpha = 5^\circ 43' 30''$; $\alpha = 2^\circ 51' 45''$; $\operatorname{tg} \alpha = 0,05$.

При монтаже к детали надо приложить осевую силу F , которую создают с помощью резьбовых соединений.

Передача крутящего момента шпоночным соединением. Осевой затяжкой в соединении необходимо создать такое контактное давление p , при котором не произойдет раскрытия стыка под действием радиальной силы F_r и созданного ею на плече e изгибающего момента. Давление определяют по зависимости (6.1). В эту зависимость вместо d подставляют $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр конуса в соединении. Дальнейшие этапы подбора посадки такие же, как в разделе 5.2.

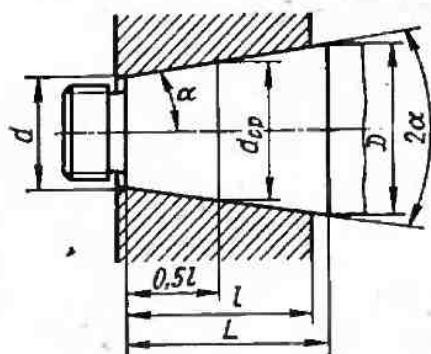


Рис. 6.1

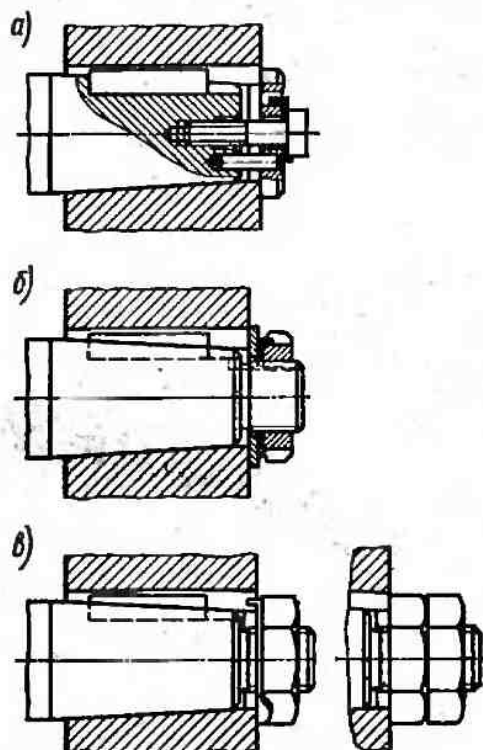


Рис. 6.2

Необходимая для сборки соединения осевая сила, Н:

$$F = \pi d_{\text{ср}} l (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi), \quad (6.3)$$

где φ — угол трения; $\operatorname{tg} \varphi = f_{\text{п}}$; $f_{\text{п}}$ — коэффициент трения при прессовании.

Чем больше воздействие консольно надетой детали на вал, тем больше должна быть осевая сила, необходимая для создания натяга. Серией расчетов установлены возможные области применения способов затяжки: центральным болтом с концевой шайбой (рис. 6.2, а); круглой шлицевой гайкой (рис. 6.2, б); шестигранной гайкой (рис. 6.2, в).

Ориентировочные рекомендации по выбору способа затяжки: муфты — центральным болтом, круглой гайкой; звездочки — круглой гайкой, шестигранной гайкой; шкива — шестигранной гайкой.

Бесшпоночное соединение с натягом по конической поверхности. Рекомендуется к применению для тяжело нагруженных соединений реверсивных передач. Потребное для передачи заданного вращающего момента контактное давление, Па:

$$p = \frac{3kT}{\pi d_{\text{ср}}^2 l f}, \quad (6.4)$$

где k — коэффициент запаса сцепления. Его определяют по рис. 5.2 в зависимости от отношения (5.1); $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр конического соединения; f — коэффициент трения в соединении, определяют по табл. 5.1.

Необходимые деформации δ и натяг в соединении определяют по методике раздела 5.2, требуемую осевую силу — по зависимости (6.3).

Ручной затяжкой в коническом соединении с конусностью 1 : 10 можно осуществить относительные натяги:

$$N/d_{\text{ср}} \leq 0,001. \quad (6.5)$$

Для сборки бесшпоночного соединения по конической поверхности применяют нагрев охватывающей детали. Необходимую температуру нагрева определяют по зависимости (5.15). Стопорят соединение шестигранными гайками. Снятие осуществляют с применением гидрораспора.

Пример 6.1. Определить необходимые натяг и температуру нагрева стальной полумуфты (рис. 5.4) для осуществления ее соединения со стальным валом, имеющим конусность 1 : 10. Средний диаметр вала $d_{\text{ср}} = 42,2$ мм. Наружный диаметр ступицы полумуфты $d_{\text{ст}} = 80$ мм. Длина соединения $l = 50$ мм. Соединение нагружено вращающим моментом $T = 547$ Н · м. Изгибающий момент вала в сечении (Б—Б, рис. 5.4, 5.5), совпадающем с торцом ступицы полумуфты со стороны, обращенной к опоре, $M_{\text{н}} = 29,75$ Н · м.

Решение. 1. Коэффициент запаса сцепления k по рис. 5.2 в зависимости от отношения (5.1)

$$\frac{16M_{\text{н}}l}{Td_{\text{ср}}} = \frac{16 \cdot 29,75 \cdot 0,050}{547 \cdot 0,042} = 1,03;$$

$$k = 2,1.$$

2. Требуемое контактное давление по формуле (6.4)

$$p = \frac{3kT}{\pi d_{\text{ср}}^2 l f} = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 547}{3,14 \cdot 0,042^2 \cdot 0,05 \cdot 0,14} = 88 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

По табл. 5.1 для сборки с нагревом $f = 0,14$.

3. Требуемая деформация деталей δ по формулам (5.3; 5.4; 5.5). Коэффициенты: $C_1 = 0,7$ — вал сплошной;

$$C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \nu_2 = \frac{1 + (0,042/0,080)^2}{1 - (0,042/0,080)^2} + 0,3 = 2,06.$$

Коэффициенты Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

Модули упругости $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па (сталь, табл. 5.2).

Деформация

$$\delta = p d \cdot 10^6 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 88 \cdot 10^6 \cdot 0,042 \cdot 10^3 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{2,06}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) =$$

$$= 48,6 \text{ мкм}.$$

4. Поправка на обмятие микронеровностей u по формуле (5.6). По табл. 5.3,

предполагая точность изготовления по 8-му качеству, назначаем $R_{a1} = 0,8$ мкм, $R_{a2} = 1,6$ мкм.

$$u = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2} = 6 \cdot 0,8 + 5 \cdot 1,6 = 12,8 \text{ мкм.}$$

5. Потребный натяг по формуле (5.8)

$$N = \delta + u = 48,6 + 12,8 = 61,4 \text{ мкм.}$$

6. Относительный натяг по формуле (6.5)

$$N/d = 61,4/42,2 \cdot 10^3 = 0,0014 > 0,001.$$

Следовательно, сборку можно осуществить только нагревом полумуфты.

7. Необходимая температура нагрева полумуфты по формуле (5.15)

$$t_2 = 20^\circ + \frac{N + Z_{сб}}{d a_s \cdot 10^3} = 20 + \frac{61,4 + 9}{0,042 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 10^3} = 160^\circ \text{C.}$$

По табл. 1.2 при $d_{ср} = 42,2$ мм основное отклонение вала m равно 9 мкм, следовательно, $Z_{сб} = 9$ мкм.

6.4. СВОДКА РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ВЫБОРУ ПОСАДОК МУФТ, ШКИВОВ, ЗВЕЗДОЧЕК

Изложенные выше рекомендации по выбору посадок сведены для удобства использования в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Характер соединения	Рекомендуемые посадки
Передача момента шпоночным соединением. Вал цилиндрический	Расчет по методике раздела 6.2
Передача момента шлицевым соединением	Посадки по табл. 5.5 и 5.6
Передача момента шпоночным соединением. Вал конический	Расчет по методике раздела 6.2
Передача момента бесшпоночным соединением с натягом по конической поверхности	Рекомендации по способам затяжки в разделе 6.3 Расчет по методике раздела 6.3

7. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

7.1. ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Для сокращения номенклатуры подшипников диаметры наружного D и внутреннего d колец радиальных и радиально-упорных подшипников изготавливают с отклонениями размеров, не зависящими от посадки, с которой их устанавливают в изделие. Наружное кольцо диаметром D принято за основной вал, а внутреннее кольцо диаметром d — за основное отверстие. Таким образом, посадки наружного кольца с корпусом осуществляют по системе вала, а посадки внутреннего кольца с валом — по системе отверстия. При этом поле допуска внутреннего кольца расположено в «минус» от номинального размера, т. е. вниз от нулевой

линии (рис. 7.1), а не в плечо, как у обычного основного отверстия. Поэтому при выборе посадок на вал следует иметь в виду, что характер соединений внутреннее кольцо — вал получается более плотным, чем в обычных соединениях системы отверстия при тех же отклонениях вала. Характер соединений наружное кольцо — корпус такой же, как и в обычных соединениях по системе вала при одинаковой точности изготовления.

Значения допусков посадочных поверхностей внутренних и наружных колец установлены в зависимости от класса точности по ГОСТ 520—71.

На рис. 7.2 в качестве примера приведена схема относительного расположения полей допусков колец подшипников, а также некоторых полей допусков валов и отверстий корпусов.

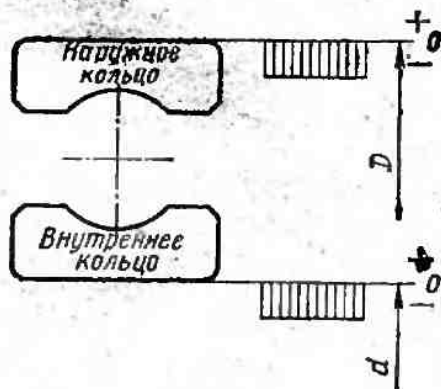


Рис. 7.1



Рис. 7.2

7.2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПОСАДКАМ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ

Надежность работы подшипниковых узлов в значительной степени зависит от правильного выбора посадок колец подшипников на вал и в корпус. Различают три вида нагружения колец: кольцо вращается относительно радиальной нагрузки, подвергаясь так называемому циркуляционному нагружению; кольцо неподвижно относительно радиальной нагрузки и подвергается местному нагружению; кольцо нагружено равнодействующей радиальной нагрузкой, которая не совершает полного оборота, а колеблется на определенном участке кольца, подвергая его колебательному нагружению.

Под действием радиальной нагрузки внутреннее кольцо подшипника подвергается сжатию в радиальном направлении. Это сжатие сопровождается некоторым увеличением диаметра посадочного отверстия кольца и сжатием вала, в результате чего происходит ослабление посадки, что может привести к обкатыванию кольцом сопряженной дета-

ли. По тем же причинам уменьшается натяг посадки наружного кольца подшипника в корпусе.

Проворачивание колец подшипников на валах и в отверстиях корпусов может происходить вследствие повышенных моментов трения, чаще всего в процессе трогания и разгона. При трогании возникает значительный, неравномерный и нестабильный по углу поворота момент трогания. Большие пиковые моменты трогания могут вызвать проворачивание кольца, посаженного с малым натягом, в особенности при ослаблении натяга вследствие температурных деформаций, например при повторных пусках механизма. Кроме того, моменты трения постепенно возрастают в процессе длительной работы в результате нарушения геометрии и увеличения шероховатостей рабочих поверхностей деталей. Возможность проворота колец возрастает с увеличением уровня вибраций, снижающих прочность сцепления в соединениях с натягом. Проворачивание колец приводит к изнашиванию посадочных поверхностей, потере точности вращения вследствие разбалансировки вращающейся системы, разрушению деталей подшипника.

Многолетней практикой применения подшипников установлено, что соединение вращающихся относительно нагрузки колец с валом или корпусом должно осуществляться обязательно с натягом, исключая проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной детали, развальцовку посадочных поверхностей и контактную коррозию. Посадки неподвижных относительно нагрузки колец назначают более свободными, допускающими наличие небольшого зазора, так как обкатывания кольцами сопряженных деталей в этом случае не происходит. Принято считать, что нерегулярное проворачивание невращающегося кольца полезно, так как при этом изменяется положение его зоны нагружения. Кроме того, такое сопряжение облегчает осевые перемещения колец при монтаже, регулировании зазоров в подшипниках и температурных деформациях валов.

Упругие деформации колец подшипников, а также упругие и остаточные деформации поверхностных слоев посадочных мест зависят от значения и переменности нагрузки. Поэтому, чем больше нагрузка и толчки, тем более плотной должна быть посадка. При высоких частотах вращения посадки должны быть менее плотными, так как нагрузки в этих случаях, как правило, меньше, а температурные деформации больше. Зазор же в подшипниках должен обеспечивать свободное их вращение.

Повышенный натяг при посадке на вал может вызвать в радиальных подшипниках значительное уменьшение радиального зазора между телами качения и кольцами, которое вызывает увеличение трения и износа, снижение долговечности. Установка же на валу вращающихся колец подшипников с зазорами приводит к нарушению положения геометрической оси подшипника, более неравномерному распределению нагрузки между телами качения, к проворачиванию колец.

Сравнительные испытания [4] показывают, что средняя долговечность подшипников, вращающиеся внутренние кольца которых установлены на валу с натягом, оказалась на 23% выше, чем у подшипников, установленных на валу с небольшим зазором.

Положение вращающихся деталей определяется зазорами в подшипниках, деформациями в местах контакта, жесткостью сопряженных с подшипниками деталей, точностью монтажа. В необходимых случаях в целях повышения точности вращения ограничивают осевую игру радиальных подшипников и, следовательно, радиальных зазоров небольшим осевым предварительным натягом. С этой точки зрения посадка должна обеспечивать неподвижность колец подшипников относительно посадочных мест в течение всего срока службы.

Общим требованием для подшипниковых узлов является обеспечение легкости монтажа и демонтажа подшипников. Легкость монтажа определяется силой запрессовки кольца. Кроме того, значительные натяги и силы запрессовки колец могут вызвать повреждение посадочных мест или рабочих поверхностей подшипников. Поэтому предпочтительно следует отдавать посадкам с небольшими натягами, обеспечивающими непроворачивание колец при работе подшипника.

Характер сопряжения колец с посадочной поверхностью определяется также возможностью проведения регулировки осевого зазора в подшипнике. Эта регулировка чаще всего производится осевым перемещением невращающегося кольца подшипника, посадка которого в соответствии с этим выбирается менее плотной.

7.3. РАСЧЕТНЫЕ МЕТОДЫ ВЫБОРА ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ

Как было сказано выше, основными требованиями, которым должна удовлетворять посадка циркуляционно нагруженного кольца, являются: отсутствие проворачивания и обкатывания колец, недопустимость образования зазоров на посадочных поверхностях и минимальный натяг в сопряжении, незначительно изменяющий зазоры между кольцами и телами качения.

На основании экспериментального исследования и большого опыта эксплуатации шарико- и роликоподшипников А. Пальмгреном* была предложена формула для определения наименьшего натяга $N_{\min}$ между валом и вращающимся внутренним кольцом подшипника, которая учитывает смятие микронеровностей, деформации посадочных поверхностей под действием радиальной нагрузки и уменьшение натяга вследствие разности температур окружающей среды и подшипника:

$$N_{\min} > [(d + 3)/d] (0,08 \sqrt{dF_r/B'} + d \cdot 0,0015 \cdot \Delta T), \quad (7.1)$$

где a — номинальный диаметр отверстия подшипника, мм; B' — рабочая ширина посадочного места (ширина кольца за вычетом фасок), мм; F_r — радиальная нагрузка на подшипник, Н; ΔT — разность температур подшипника и воздуха, окружающего корпус, °С.

Как указывается в работе [4], на станциях для испытания радиальных подшипников общего машиностроения нередко наблюдаются случаи проворачивания внутренних колец на валах (иногда у 25% от всего количества испытуемых подшипников в партии). Возможное

* Пальмгрен А. Шариковые и роликовые подшипники. М., 1949.

объяснение заключается в том, что со времени разработки формулы (7.1) улучшилось качество и повысилась долговечность подшипников. Известно, что в случае длительной работы на контактных поверхностях возникают явления релаксации напряжений, т. е. самопроизвольного их уменьшения вследствие перехода упругих деформаций в пластические, вызывающие уменьшение посадочных натягов. В результате проворот внутреннего кольца происходит ранее, чем наступают усталостные явления в зонах контакта тел качения и поверхностей колец. Поэтому рекомендуется увеличивать полученный по формуле (7.1) минимальный натяг при посадке внутренних колец подшипников на 10...15%.

В работе [5] приведена формула для определения минимального натяга (мкм) для циркуляционного нагруженного наружного кольца подшипника при посадке в стальной корпус:

$$N_{\min} = \frac{12KF_r}{C(1-D_0^2/D^2)}, \quad (7.2)$$

где F_r — радиальная нагрузка, кН; C — ширина наружного кольца подшипника за вычетом фасок, мм; K — поправочный коэффициент, учитывающий ослабление натяга в тонкостенном корпусе,

$$K = \frac{1 - [(D/D_k)(D_0/D)]^2}{1 - (D/D_k)^2};$$

D — наружный диаметр подшипника, D_k — наружный диаметр корпуса, D_0 — проведенный внутренний диаметр наружного кольца с прямоугольным профилем сечения

$$D_0/D = (3D + d)/(4D).$$

Для массивного корпуса $D_k = \infty$ и $K = 1$.

Пример 7.1. Подобрать посадку радиального однорядного шарикоподшипника 209 на вал. Нагружение внутреннего кольца — циркуляционное. Радиальная нагрузка $F_r = 500$ Н. Разность температур подшипника и воздуха, окружающего корпус, 10°C . Для указанного подшипника $d = 45$ мм, $D = 85$ мм, $B = 19$ мм, координата фаски $r = 2$ мм.

Таблица 7.1

Отклонения отверстия внутреннего кольца, мкм	Поле допуска вала	es, el, мкм	Вероятностные			
			зазор, мкм		натяг, мкм	
			min	max	min	max
0 -12	i_s6	+8 -8	—	1,2	—	18,8
	$k6$	+18 +2	—	—	8,8	28,8
	$m6$	+25 +9	—	—	15,8	35,8
	$n6$	+33 +17	—	—	23,8	43,8

Решение. По формуле (7.1) находим наименьший натяг

$$N_{\min} \geq [(45+3)/45] (0,08 \sqrt{45 \cdot 500/15} + 45 \cdot 0,0015 \cdot 10) \approx 4 \text{ мкм.}$$

Для гарантии отсутствия проворота кольца при длительной работе увеличим найденное значение на 10 %:

$$N_{\min} = 1,1 \cdot 4 = 4,4 \text{ мкм.}$$

Для наглядности выбора посадки составим табл. 7.1.

Из табл. 7.1 видно, что ближайшим полем допуска вала, обеспечивающим в сопряжении с внутренним кольцом подшипника требуемый натяг, является *k6*. Однако для заданных условий можно устанавливать подшипник на вал с полем допуска *j5*. Как следует из табл. 7.1, сопряжение внутреннего кольца с валом в этом случае характеризуется возможным зазором или натягом. Причем вероятность появления натяга больше. Определим вероятность появления натяга меньшего чем 4,4 мкм.

Итак, для рассматриваемого случая: $Z_{p\max} = 1,2 \text{ мкм}$, $N_{p\max} = -18,8 \text{ мкм}$, $E_m = -6 \text{ мкм}$, $e_m = 0$, $t_1 = 16 \text{ мкм}$, $t_2 = 12 \text{ мкм}$. Под формуле (3.5) находим

$$N_m = -6 - 0 - 0,1(16 + 12) = -8,8 \text{ мкм.}$$

По формулам (3.13) и (3.16) последовательно находим

$$\sigma_z = (1,2 + 18,8)/6 = 3,33;$$

$$x_1 = (-4,4 + 8,8)/3,33 = 1,32; \quad x_2 = (1,2 + 8,8)/3,33 = 3,0.$$

Используя табл. 3.1, по формуле (3.12) определяем вероятность нахождения натяга в искомом диапазоне:

$$P(N) = 0,4986 - 0,4066 = 0,092.$$

Таким образом, вероятность появления в соединении натяга меньше требуемого и составляет 9,2%. Если по условиям работы такая вероятность подходит, то для вала можно назначить поле допуска *j5*. Если не подходит, то должно быть принято поле допуска *k6*.

Пример 7.2. Подобрать посадку роликоподшипника конического однорядного 7209 на вал по рис. 5.4. Наиболее нагруженным является подшипник правой опоры. Нагружение внутреннего кольца — циркуляционное. Радиальная нагрузка $F_r = 4788 \text{ Н}$. Ожидаемая разность температур подшипника и окружающего воздуха 20°C . Для указанного подшипника: $d = 45 \text{ мм}$, $D = 85 \text{ мм}$, $B = 19 \text{ мм}$, $r = 2 \text{ мм}$, $r_1 = 0,8 \text{ мм}$.

Решение. Наименьший допускаемый натяг (7.1)

$$N_{\min} \geq [(45+3)/45](0,08 \sqrt{45 \cdot 4788/16,2} + 45 \cdot 0,0015 \cdot 20) = 11,28 \text{ мкм.}$$

С учетом необходимости длительной работы $N_m = 1,1 \cdot 11,28 = 12,4 \text{ мкм}$. Из табл. 7.1 следует, что ближайшим полем допуска вала, обеспечивающим в сопряжении с внутренним кольцом подшипника требуемый натяг, является *m6*.

Пример 7.3. Подобрать посадку циркуляционно нагруженного наружного кольца радиального однорядного шарикоподшипника 209 в стальной массивный корпус ($K = 1$). Радиальная нагрузка $F_r = 1300 \text{ Н}$. Размеры подшипника по примеру 7.1.

Решение. По формуле (7.2) находим наименьший допускаемый натяг

$$D_0/D = (3 \cdot 85 + 45)/(4 \cdot 85) = 0,88.$$

$$N_{\min} = 12 \cdot 1 \cdot 1,3/[15(1 - 0,88^2)] = 4,6 \text{ мкм.}$$

Для наглядности выбора посадки наружного кольца составим табл. 7.2.

Из табл. 7.2 следует, что ближайшим полем допуска отверстия, обеспечивающим в сопряжении с наружным кольцом подшипника требуемый натяг, является *N7*.

Таблица 7.2

Отклонения на- ружного диамет- ра, мкм	Поле допуска отверстия	ES, EI, мкм	Вероятностные			
			зазор, мкм		натяг, мкм	
			min	max	min	max
0 —15	M7	0 —35	—	4,04	—	34,04
	N7	—10 —45	—	—	5,96	44,04
	P7	—24 —59	—	—	19,96	58,04

Приблизленно подбор полей допусков вала и отверстия корпуса для наиболее распространенного в общем машиностроении случая применения подшипников класса точности 0 можно производить по табл. 7.3 и 7.4. В таблицах *P* — эквивалентная динамическая нагрузка, *C* — динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу. Легким называют режим работы подшипника, при котором расчетная долговечность более 10 000 ч; нормальным — 5000...10 000 ч; тяжелым — 2500...5000 ч.

Таблица 7.3

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы подшипника	Поле допуска вала
Местное	Легкий и нормальный, требуется перемещение внутреннего кольца на валу, $P \leq 0,07C$	g6
	Тяжелый и нормальный, не требуется перемещение кольца на валу, $0,07C < P \leq 0,15C$	h6
Циркуляционное	Легкий и нормальный, $0,07C < P \leq 0,15C$	k6
Циркуляционное или колебательное	Нормальный или тяжелый (подшипники роликовые), $0,07C < P \leq 0,15C$	m6
	Тяжелый с ударными нагрузками $P > 0,15C$	n6

Пример 7.4. Пользуясь табл. 7.3 и 7.4, выбрать поля допусков вала и корпуса для установки роликоподшипника конического однорядного 7209 (см. рис. 5.4). Наиболее нагруженным является подшипник правой опоры. Радиальная нагрузка $F_r = 4788$ Н, осевая нагрузка $F_a = 2471$ Н, коэффициент безопасности $K_b = 1,4$, температурный коэффициент $K_t = 1$. Нагружение подшипника переменное: 40% срока службы подшипник работает при номинальной нагрузке, а 60% — при нагрузке, равной половине номинальной.

Решение. Эквивалентная динамическая нагрузка с учетом переменности нагружения подшипника составляет $P = 6005$ Н, что меньше $0,15 C = 0,15 \times 42\,700 = 6405$ Н. Расчетная долговечность при заданных условиях работы составляет 9500 ч. Следовательно, режим работы подшипника — нормальный. Внутреннее кольцо подшипника имеет циркуляционное нагружение (см. рис.

Таблица 7.4

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы подшипника		Поле допуска отверстия
Местное	Наружное кольцо может перемещаться в осевом направлении	Нормальный или легкий $0,07C < P < 15C$ Тяжелый или нормальный, $P > 0,07C$	H8 J _s 7
Циркуляционное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нормальный, нагрузка переменная, $P < 0,15C$ Нормальный или тяжелый, $0,07C < P < 0,15C$	M7 N7
Колебательное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нормальный или тяжелый $0,07C < P < 0,15C$	K7
	Наружное кольцо легко перемещается в осевом направлении	Легкий, нагрузка переменного направления, высокая точность хода, $P < 0,07C$	H7

Б.4). Для установки циркуляционно нагруженного внутреннего кольца роликоподшипника по табл. 7.3 производим выбор поля допуска вала — тб.

Сравнивая полученный результат с итогами примера 7.2, можно обнаружить их совпадение. Однако не следует ожидать совпадения результатов во всех случаях, так как расчетный метод не учитывает, например, режим работы подшипника, а в таблице не отражена возможная разность температур работающего подшипника и окружающего его воздуха.

При установке подшипника на вал и в корпус с натягом радиальный зазор в подшипнике уменьшается вследствие расширения внутреннего и сжатия наружного колец, а также вследствие температурных деформаций деталей подшипника. При установке радиальных подшипников с радиальными зазорами основного ряда на вал, поле допуска которого k6 (или j_s6), уменьшение радиального зазора относительно невелико и не приводит к защемлению тел качения. Наиболее существенное уменьшение радиального зазора наблюдается при установке подшипника на вал, поле допуска которого тб и особенно лб. В последнем случае в большинстве подшипников радиальный зазор полностью выбран вследствие увеличения наружного диаметра внутреннего кольца. Для таких случаев необходимо применять подшипники с увеличенными радиальными зазорами или вместо радиальных устанавливать конические роликоподшипники, зазоры в которых устанавливаются при сборке. Проверка прочности колец при установке их с натягом не является актуальной, так как разрыв колец происходит при таких больших натягах, которые чаще всего не реализуются на практике.

8. ВАЛЫ

Поля допусков поверхностей валов принимают в соответствии с посадками подшипников качения, зубчатых и червячных колес, втулок и колец, муфт, шкивов, звездочек. Некоторые осевые, линейные размеры валов входят составляющими размерами сборочных размер-

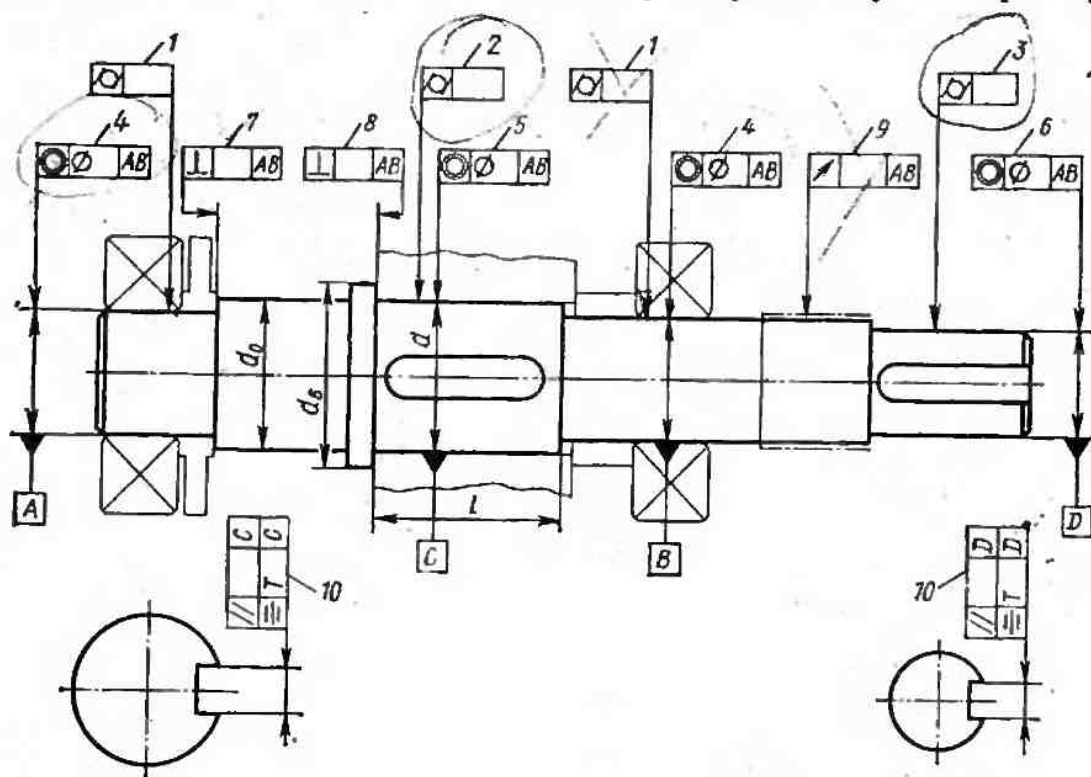


Рис 8.1

ных цепей, например размеры: B_7 или B_4 (см. рис. 2.7), H_7 (см. рис. 2.6), K_6 (см. рис. 2.3) или C_1 (см. рис. 2.4), G_6 (см. рис. 2.9, а). Предельные отклонения этих размеров определяют по результатам расчета соответствующих цепей или принимают по рекомендациям, приведенным в табл. 2.1.

Кольца подшипников качения очень податливы. Они облегают посадочные поверхности валов и приобретают форму этих поверхностей. Поэтому, чтобы в минимальной степени исказить дорожку качения внутренних колец, задают допуски цилиндричности посадочных поверхностей валов для подшипников (1, рис. 8.1):

$$T_{\phi} \approx 0,3t, \quad (8.1)$$

где t — допуск размера посадочной поверхности вала.

Зубчатые и червячные колеса, муфты, шкивы, звездочки сажают на валы по посадкам с натягом. Чтобы ограничить концентрацию давлений, на посадочные поверхности валов также задают допуски цилиндричности, которые определяют по соотношению (8.1) (2 и 3 на рис. 8.1).

Чтобы ограничить перекося колец подшипников задают допуски соосности посадочных поверхностей для подшипников относительно их общей оси (4, рис. 8.1). Допуск соосности задают в диаметральном выражении на диаметре посадочной поверхности (знак $\varnothing$ в рамке). Квалитет определяют по табл. 8.1.

Для обеспечения норм кинематической точности и норм контакта зубчатых и червячных передач задают допуски соосности посадочных поверхностей валов для деталей этого типа относительно общей оси посадочных поверхностей для подшипников (5, на рис. 8.1). Допуски соосности задают в диаметральном выражении на диаметре посадочной поверхности. Квалитет определяют по табл. 8.2.

Чтобы ограничить возможный дисбаланс вала и деталей, посаженных на вал, задают допуск соосности посадочных поверхностей вала для муфт, шкивов, звездочек относительно общей оси посадочных поверхностей для подшипников. Допуск соосности в диаметральном выражении (6, рис. 8.1) определяют в мкм по соотношению

$$T \approx 46/n, \quad (8.2)$$

где n — частота вращения вала, мин^{-1} .

При токарной и шлифовальной обработке вала происходит некоторое устранение дисбаланса. Остаточный дисбаланс находится в зависимости от состояния оборудования и режимов обработки в пределах $50 \dots 80 \text{ г} \cdot \text{мм/кг}$. Поэтому при частоте вращения вала $n < 1000 \text{ мин}^{-1}$ допуск соосности на посадочные поверхности вала для муфт, шкивов, звездочек не задают.

На поверхности валов для манжетных уплотнений задают допуск радиального биения относительно общей оси посадочных поверхностей для подшипников. Здесь колебания рабочей кромки манжеты вызывает не только отклонение расположения, но и отклонение формы поверхности вала. Поэтому для уменьшения амплитуды колебаний этой поверхности задают допуск радиального биения, включающий в себя отклонение от соосности и отклонение от круглости поверхности вала. Допуск радиального биения определяют по соотношению (8.2). Этот допуск (поз. 9) задают при частоте вращения вала $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Некоторые торцовые поверхности вала служат базой для установки внутренних колец подшипников и узких колес, у которых отношение $l/d < 0,8$. На такие поверхности на чертежах валов задают допуски перпендикулярности относительно общей оси поверхностей для подшипников. Допуски перпендикулярности торцов для подшипников задают на внешнем диаметре d_0 (поз. 7, рис. 8.1). Квалитет определяют по табл. 8.1.

Допуск перпендикулярности торцов для базирования узких колес задают на диаметре буртика d_0 (поз. 8, рис. 8.1). Квалитет принимают по табл. 8.2.

Чтобы ограничить концентрацию контактных давлений,

Таблица 8.1

Группа подшипников	Квалитет	
	соосности	перпендикулярности
I	7	7
II	6	6
III	5	5

Вид передачи	Квалитет для степеней точности (допуск соосности)					
	кинематической			по нормам контакта (допуск перпендикулярности)		
	6	7; 8	9	6	7; 8	9
Зубчатая	5	6	7	3	4	5
Червячная	6	7	8	4	5	6

шпоночные пазы на валах должны быть параллельны и симметричны оси посадочной поверхности валов. Допуски параллельности и симметричности принимают

$$\left. \begin{aligned} T_{//} &= 0,6 t_{\text{шп}} \\ T_{\perp} &= 4,0 t_{\text{шп}} \end{aligned} \right\} \quad (8.3)$$

Приведенные выше рекомендации по выбору допусков для удобства пользования представлены в табл. 8.3 в соответствии с номерами позиций на рис. 8.1.

Таблица 8.3

№ позиции рис. 8.1	Содержание	Рекомендуемая точность
1, 2, 3	Цилиндричность поверхностей для подшипников, колес, шкивов, муфт, звездочек	$T_H \approx 0,3 t$
4	Соосность поверхностей для подшипников	Квалитет по табл. 8.1
5	Соосность поверхностей для колес	Квалитет по табл. 8.2
6	Соосность поверхностей для муфт, шкивов, звездочек, мм	$T_{\odot} = 46/n$
7	Перпендикулярность торцов для подшипников	$n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$ Квалитет по табл. 8.1
8	Перпендикулярность торцов для узких колес	Квалитет по табл. 8.2
9	Радиальное биение поверхности под манжетное уплотнение, мм	$T \approx 46/n$, $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$
10	Расположение шпоночных пазов	$T_{//} = 0,6 t_{\text{шп}}$ $T_{\perp} = 4,0 t_{\text{шп}}$

Пример 8.1. На рис. 5.4 изображен узел выходного вала цилиндрического редуктора. На чертеже заданы посадки колеса на вал и подшипников на вал и в корпус.

Решение. Осевой размер вала 33 мм входит в сборочную размерную цепь. Так как осевой зазор в подшипниках качения регулируют компенсатором — набором прокладок, то согласно рекомендациям табл. 2.1 на размер 33 мм назначено поле допуска $h12$.

По табл. 8.3 назначаем допуски формы и расположения элементов вала.

1. Допуски цилиндричности посадочных поверхностей:

для подшипников качения $T \approx 0,3t = 0,3 \cdot 16 = 4,8$ мкм, или округленно 0,005 мм;

для зубчатого колеса $T \approx 0,3t = 0,3 \cdot 39 = 11,7$ мкм, или округленно 0,012 мм.

2. Допуски соосности посадочных поверхностей:

для подшипников качения по табл. 8.1. Для подшипников III группы на диаметре $\varnothing 45$ мм по 5-му качеству (см. табл. 1.3) допуск $T = 0,011$ мм, после округления $T = 0,010$ мм;

для колеса по табл. 8.2 для зубчатого колеса 8-й степени точности на диаметре $\varnothing 48$ мм по 6-му качеству (см. табл. 1.3) допуск $T = 0,016$ мм;

для муфты допуск соосности посадочной поверхности не назначаем, так как частота вращения вала меньше 1000 мин^{-1} .

3. Допуски перпендикулярности торцов буртиков для базирования:

подшипников качения — по табл. 8.1 для подшипников III группы на диаметре буртиков $\varnothing 52$ мм по 5-му качеству допуск $T = 0,013$ мм. После округления $T = 0,012$ мм;

зубчатого колеса — так как отношение длины посадочной поверхности колеса, равной 56 мм, к диаметру $\varnothing 48$ мм больше 0,8, то допуск перпендикулярности к торцу буртика вала для базирования колеса не предъявляем.

4. Допуск радиального биения поверхности вала под манжетой не задаем, так как частота вращения вала $n < 1000 \text{ мин}^{-1}$.

5. Допуск параллельности и симметричности расположения шпоночного паза на конце вала. При ширине паза 12 мм допуски в долях от 9-го качества:

параллельности $T = 0,6 \cdot 43 = 25,8$ мкм, после округления $T_{//} = 0,025 \text{ мм}$;

симметричности $T = 4 \cdot 43 = 172$ мкм, после округления $T_{\perp} = 0,16 \text{ мм}$.

На рис. 8.2 приведен эскиз этого вала с указанием баз и допусков формы и расположения поверхностей.

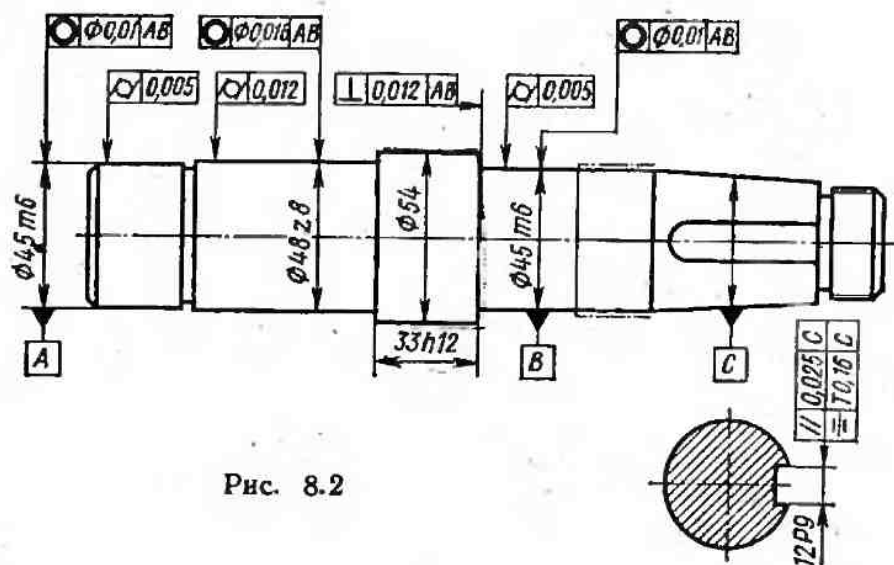


Рис. 8.2

9. ВТУЛКИ И КОЛЬЦА

Выше отмечено, что втулкой называют деталь, у которой отношение $l/d(D) \geq 0,8$, а кольцом — если это отношение $< 0,8$.

Базовыми поверхностями втулок и колец являются посадочные поверхности, а также торцы. Одним из торцов (торец *a* на рис. 9.1)

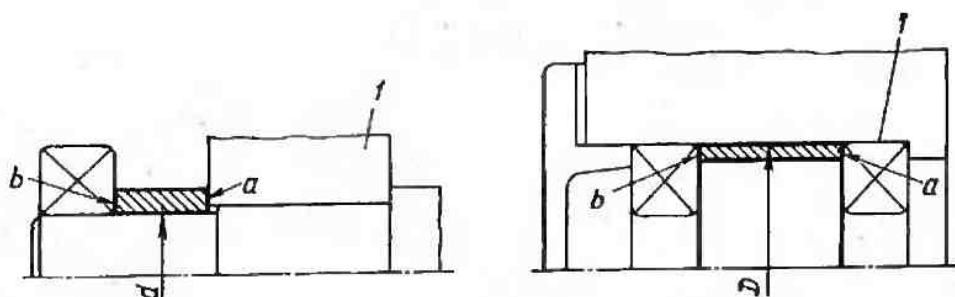


Рис. 9.1

эти детали сами базируются по торцам смежных деталей. Второй торец (торец *b*) служит базой для другой смежной детали.

Размер ширины колец и длины втулок часто является составляющим размером сборочной размерной цепи (см. рис. 2.7). Предельные отклонения этого размера определяют по результатам расчета соответствующей размерной цепи или по рекомендациям, приведенным в табл. 2.1.

Известно, что положение втулки на валу или в отверстии корпуса определяется сопряжением по цилиндрической поверхности.

Посадки втулок должны иметь минимальный зазор или минимальный натяг. При большом зазоре втулка по своим показателям превращается в кольцо. При большом натяге усложняется сборка деталей и никакими эксплуатационными достоинствами такая посадка не обладает.

Если выбор полей допусков отверстия и вала ничем не обусловлен, то наиболее подходящими посадками втулок на вал и в корпус являются $H7/js6$; $H7/k6$; $H7/m6$. Вероятность появления соединений с зазором и с натягом в этих посадках приведена в разделе 3.

Если же поля допусков валов или отверстий заданы в связи с установкой соседних деталей, например подшипников качения, зубчатых и червячных колес, приходится подбирать такие поля допусков отверстий или внешних диаметров втулок, чтобы зазоры или натяги были минимальны.

Известно, что положение кольца на валу или в отверстии корпуса при любой посадке, с натягом или с зазором, определяется его торцами. При поджатии кольца к торцу соседней детали, например к торцу детали 1 на рис. 9.1, происходит поворот кольца до полного прилегания торцов. При посадке с зазором поворот таких деталей происходит беспрепятственно. При посадке с натягом поворот детали вызывает смятие кромок и упругие деформации поверхностей вала и отверстия кольца. Поэтому нет необходимости применять для колец посадки с

натягом. Для удобства установки целесообразно для них применять только посадки с зазором.

При сборке кольцо обязательно смещается радиально в пределах посадочного зазора. Радиальное смещение колец в отверстии неподвижного корпуса не вызовет нежелательных последствий. Смещение же колец на вращающихся валах может быть причиной неуравновешенности деталей комплекта вала. Такая неуравновешенность вызывает вибрации и динамические нагрузки, которые возрастают с увеличением частоты вращения вала.

Если выбор полей допусков отверстия и вала ничем не обусловлен, рекомендуется принимать посадки колец на вал $H11/d11$; $H10/d10$ или $H9/d9$. При высокой частоте вращения вала ($n \geq 1500 \text{ мин}^{-1}$) в целях снижения возможного дисбаланса посадки колец на вал следует принимать $H8/h8$; $H8/h7$; $H7/h6$.

Если поля допусков валов заданы в связи с установкой соседних деталей, следует применять для гарантии зазора поля допусков отверстий колец $D11$, $D10$ или $D9$.

Поле допуска наружного диаметра колец, установленных в отверстиях корпусов, во всех случаях следует принимать $d11$.

Приведем несколько примеров выбора полей допусков колец. На рис. 9.2, а показан концевой участок вала червячного колеса, вращающегося с частотой 100 мин^{-1} . На этом участке установлены подшипник и мазеудерживающее кольцо. Поле допуска вала принято $k6$ из условия посадки подшипника качения. Цапфу вала целесообразно выполнять по всей длине по полю допуска $k6$. Поле допуска отверстия кольца $D11$, а посадка $D11/k6$. Поле допуска посадочной поверхности вала для подшипника может быть не только $k6$, но и другим, из числа рекомендуемых (см. табл. 7.3). Тогда и обозначение посадки кольца другое, но поле допуска его отверстия останется $D11$.

На рис. 9.2, б показаны на валу зубчатое колесо, дистанционное кольцо и подшипник качения, которые затягиваются гайкой до упора в торец буртика вала. Частота вращения вала 700 мин^{-1} . При установке очень узкого кольца ($l/d \leq 0,5$) на всей длине посадочного участка вала сохраняют поле допуска $r6$, как это требуется для установки зубчатого колеса. Это упрощает шлифование поверхности вала и не увеличивает номенклатуру режущего и измерительного инструмента. Тогда поле допуска отверстия кольца назначают $D11$. При длине кольца $0,5 < l/d < 0,8$ для него задают посадку с зазором $H9/d9$. Такая посадка облегчит также и установку колеса на вал.

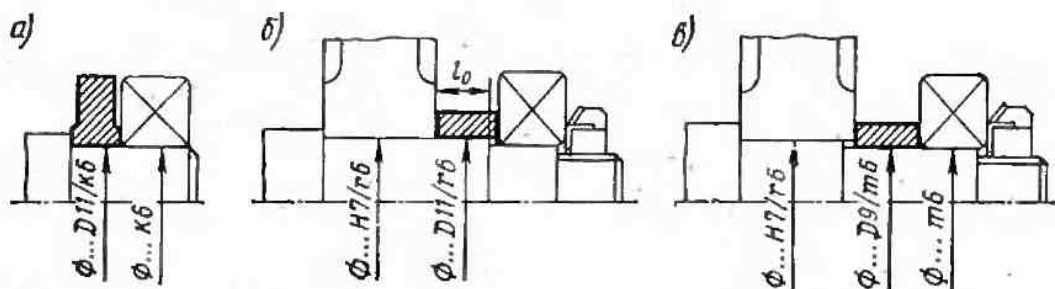


Рис. 9.2

Часто кольцо размещают на посадочной поверхности для подшипника качения (рис. 9.2, в). Поле допуска на отверстие кольца назначают в зависимости от частоты вращения вала. Так, при частоте вращения вала $< 1500 \text{ мин}^{-1}$ поле допуска на отверстие кольца $D9, D10$ или $D11$. При частоте вращения $> 1500 \text{ мин}^{-1}$ принимают поля допусков $H9, H10, H11$.

В примерах конструкций, показанных на рис. 9.3, поле допуска отверстия принято $H7$ из условия посадки подшипника качения. В связи с этим посадка колец $H7/d11$.

Изложенные выше рекомендации по выбору посадок втулок и колец для удобства сведены в табл. 9.1 и 9.2.

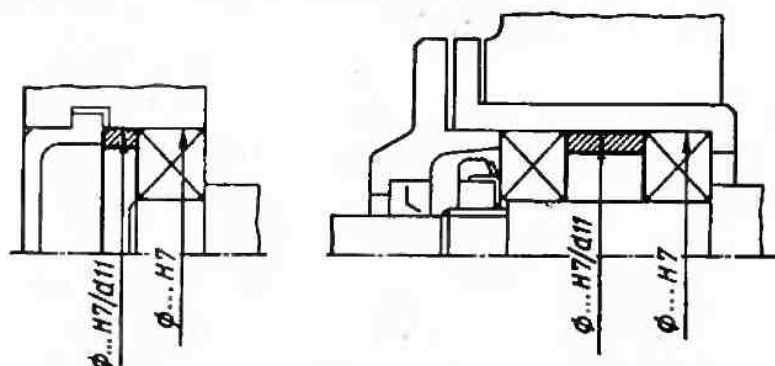


Рис. 9.3

Чаще всего торцы деталей типа втулок и колец являются базовыми для подшипников качения. Поэтому на торцы этих деталей нужно назначать допуски расположения. Если между подшипником и тор-

Таблица 9.1

Область применения	Обозначения посадок и полей допусков	
Посадки втулок на вал независимые	$H7/j_6; H7/k_6; H7/m_6$	
	Вал	Отверстие втулки
Посадки втулок на вал, зависящие от посадок соседних деталей	$j_6; k_6; m_6$ $j_7; k_7; m_7$ $j_8; m_7; n_7$ $p_6; r_6; s_6$ $s_7; t_6$ $u_7; u_8$	$H7$ $H8$ $H9$ $F8$ $E9$ $D9; D10; D11$
Посадки втулок в корпус независимые	$H7/j_6; H7/k_6$	$H7/m_6$
	Отверстие корпуса	Втулка
Посадки втулок в корпус, зависящие от посадок соседних деталей	$H7$ $H8$ $H9$ j_7 j_8	$j_6; k_6; m_6$ $j_7; k_7; m_7$ $j_8; m_7; n_7$ j_6 j_7

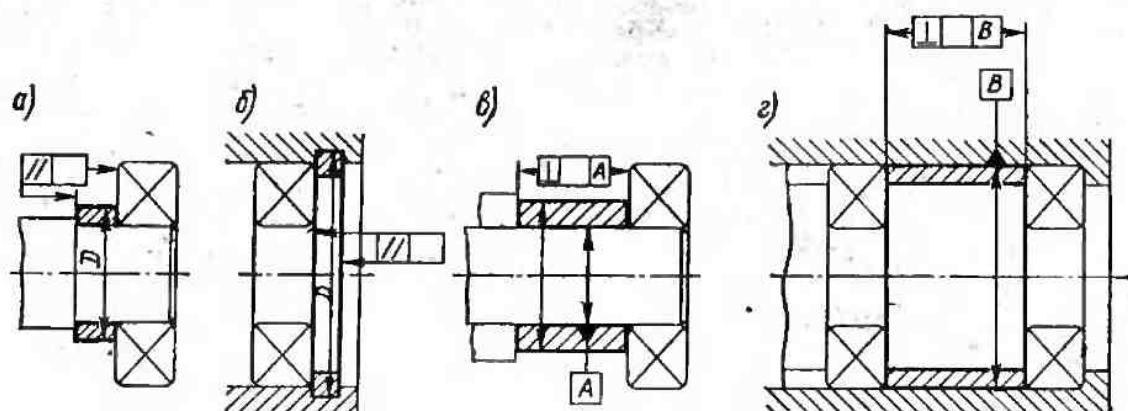


Рис. 9.4

цом заплешика вала, торцом детали, сидящей на валу с отношением $l/d \geq 0,8$, или между подшипником и корпусом расположено кольцо или втулка (рис. 9.4), то квалитеты для определения допусков парал-

Таблица 9.2

Область применения	Сбозначение посадок и полей допусков	
Посадки колец на вал независимые	Частота вращения вала n , мин ⁻¹	
	< 1500	> 1500
	$H11/d11; H10/d10$ $H9/d9$	$H8/h8; H8/h7$ $H7/h6$
Посадки колец на вал, зависящие от посадок соседних деталей	Поля допусков отверстий колец	
	$D11; D10; D9$	$H11; H10; H9$
Посадки колец в корпус	Поле допуска наружного диаметра колец $d11$	

Таблица 9.3

Вид допуска	Область применения	Квалитет		
		Группа подшипников		
		I	II	III
Параллельность торцов колец на диаметре D	Посадка колец на валу (рис. 9.4, а)	6	5	4
	Посадка колец в корпусе (рис. 9.4, б)	7	6	5
Перпендикулярность торцов втулок на диаметре D	Посадка втулок на валу (рис. 9.4, в)	7	6	5
	Посадка втулок в корпус (рис. 9.4, г)	8	7	6

лельности торцов кольца (рис. 9.4, а, б) и перпендикулярности торцов втулок (рис. 9.4, в, г) принимают по табл. 9.3.

Обозначение групп подшипников такое же, как в табл. 4.1. Так как втулки — детали симметричные, допуски перпендикулярности задают на обоих торцах.

Иногда между подшипниками и базовыми торцами заплечиков вала и корпуса расположено несколько деталей, как, например, на рис. 4.7, б и в и 4.8. В этих случаях допуски расположения базовых торцов деталей вала и корпуса определяют расчетом по формулам (4.5) и (4.6).

Пример 9.1. На рис. 9.5 приведена часть чертежа коническо-цилиндрического редуктора. Опорами вала конического колеса являются конические роликовые подшипники. На этом валу кроме конического зубчатого колеса и подшипников есть дистанционное кольцо. Частота вращения вала колеса $n = 480 \text{ мин}^{-1}$.

Решение. Размер толщины кольца входит в две сборочные размерные цепи, определяющие осевое положение колеса и осевой зазор в подшипниках. Точность осевого положения колеса и осевого зазора достигается регулировкой винтами. Поэтому в соответствии с рекомендациями табл. 2.1 на размер толщины кольца назначаем поле допуска $h14$.

Поле допуска посадочной поверхности вала $m6$ такое же, как и посадочной поверхности для подшипника. В связи с этим посадка кольца на вал в соответствии с рекомендацией на с. 93 и табл. 9.1 $\varnothing 40D9/m6$.

Один торец кольца служит базой для подшипника, а другим торцом кольцо само базируется по торцу ступицы конического колеса. Поэтому следует задать допуск параллельности торцов кольца. По табл. 9.3 в связи с установкой конического роликового подшипника допуск параллельности на внешнем диаметре $D = 53 \text{ мм}$ кольца по 4-му качеству $T = 0,008 \text{ мм}$.

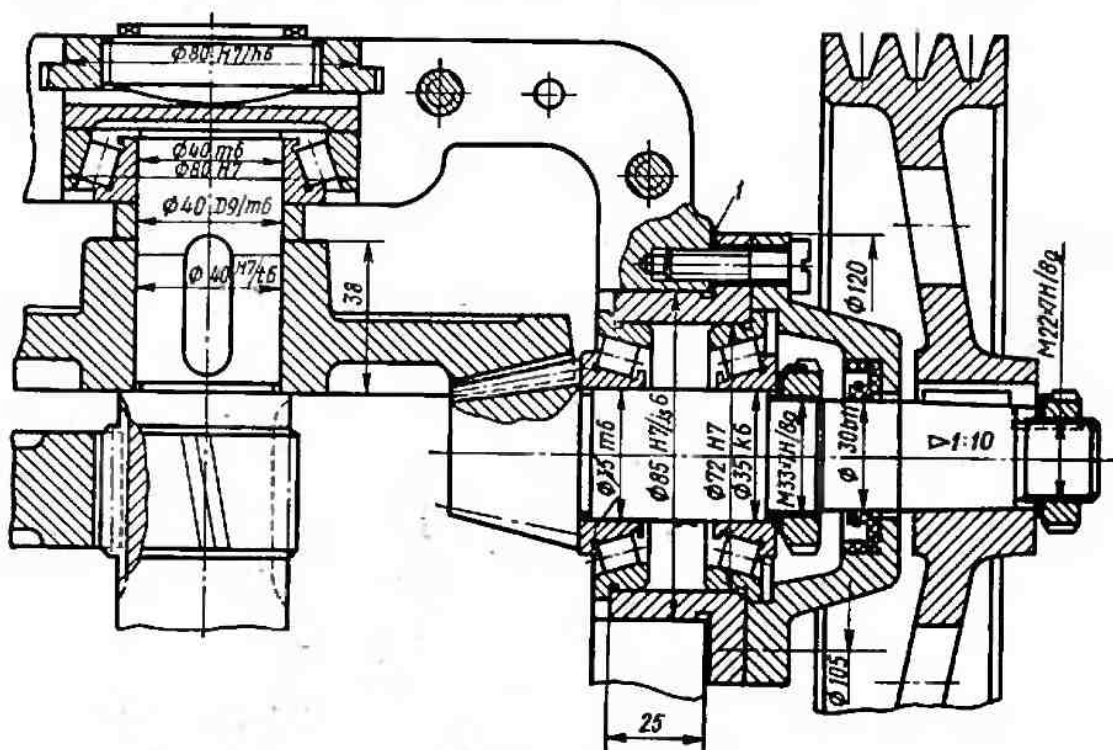


Рис. 9.5

10. СТАКАНЫ

На рис. 2.4, 2.9 и 2.10 показаны узлы, в которых применены стаканы, а на рис. 10.1 типовые конструкции стаканов. В стаканах обычно размещают подшипники фиксирующей опоры вала червяка (см. рис. 2.10, б) и опоры вала конической шестерни (см. рис. 2.5). Иногда стаканы применяют для удобства сборки. Стаканы для подшипников вала конической шестерни, как правило, перемещают при сборке для регулирования осевого положения конической шестерни. Другие стаканы чаще всего после их установки в корпус остаются относительно неподвижными.

Некоторые осевые линейные размеры стаканов входят составляющими размерами в сборочные размерные цепи (см. рис. 2.5, 2.10, б). Предельные отклонения этих размеров определяют по результатам расчета соответствующих размерных цепей или принимают по рекомендациям, приведенным в табл. 2.1.

Так как в отверстиях стаканов устанавливают подшипники качения, то поля допусков отверстий выбирают в соответствии с посадками подшипников по рекомендациям, приведенным на с. 85.

Для легкости установки стаканов в корпусные детали желательно применение посадок с зазором. Но тогда возможно их смещение в пределах зазоров, что вызовет изменение положения оси вращения вала и, как следствие, увеличение концентрации нагрузки. Поэтому в соединении стаканов с корпусом зазоры нежелательны. В связи с этим рекомендуется применять следующие переходные посадки для стаканов: нерегулируемых в осевом направлении — $H7/k6$; $H7/m6$; регулируемых в осевом направлении — $H7/js6$.

На диаметре D_0 стаканов расположены 4 или 6 крепежных отверстий. Совпадение этих отверстий с отверстиями корпусной детали, так называемую «собираемость» обеспечивают следующим образом.

При единичном или мелкосерийном производстве (партия до 10 изделий) по отверстиям в стакане производят разметку или сверление отверстий в корпусе. В этом случае к точности расположения крепежных отверстий в стакане особых требований не предъявляют и их выполняют по допускам на свободные размеры.

При средне- или крупносерийном производстве крепежные отверстия как в стакане, так и в корпусе сверлят независимо друг от друга в приспособлениях или на стаканах с числовым программным управлением (ЧПУ). В этом случае для обеспечения «собираемости» на чертежах стаканов и корпуса задают позиционный допуск расположения крепежных отверстий. Числовое значение допуска в диаметральном выражении определяют по соотношению

$$T \approx 0,4(d_{\text{отв}} - d_{\text{в}}), \quad (10.1)$$

где $d_{\text{отв}}$ и $d_{\text{в}}$ — соответственно диаметры крепежного отверстия и винта.

Оси отверстия и внешней цилиндрической поверхности стакана должны быть соосны. Отклонения от соосности являются причиной смещения и поворота осей вращения валов и повышения концентрации нагрузки. Особенно это нежелательно в конических зубчатых переда-

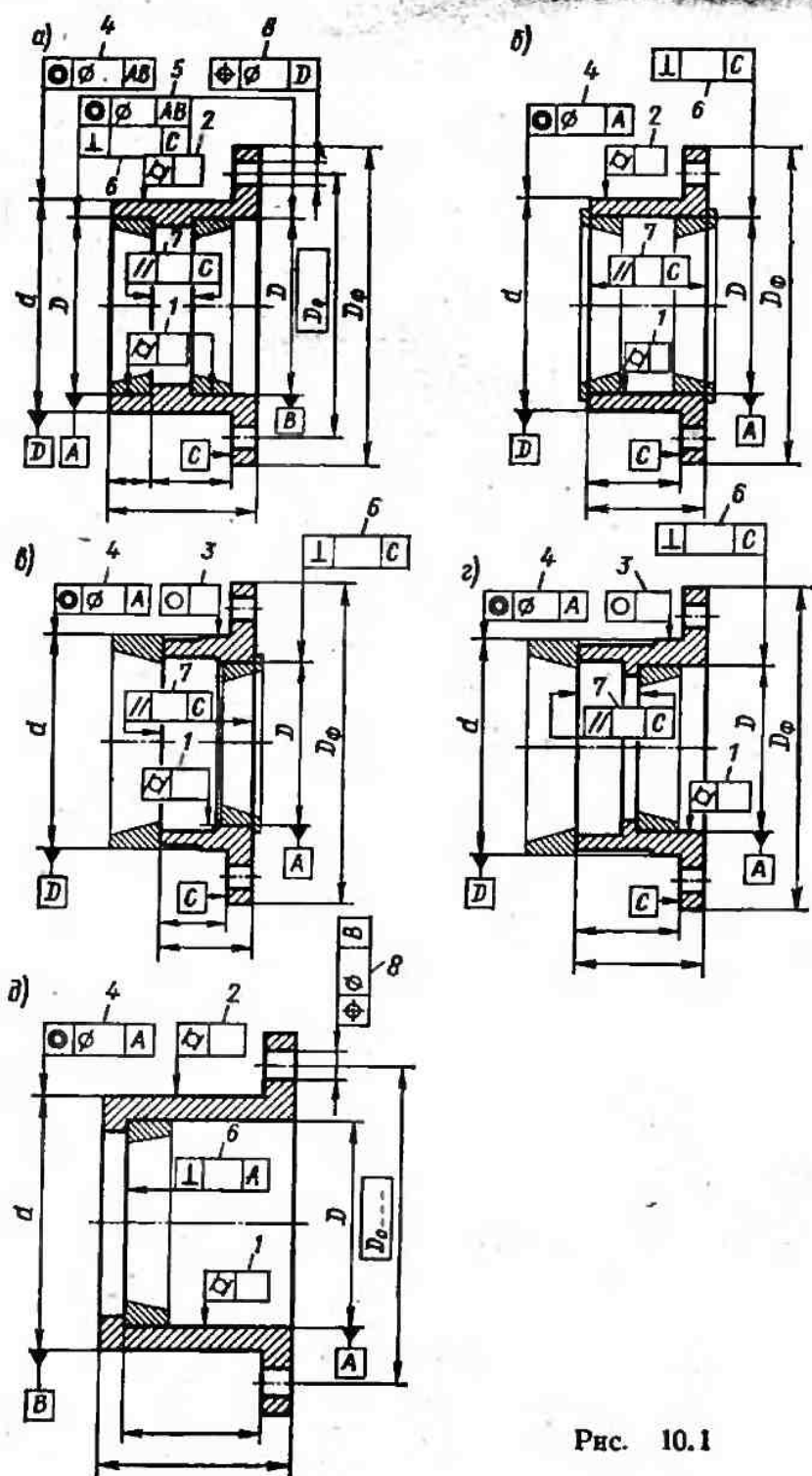


Рис. 10.1

чах. Здесь отклонение от соосности поверхностей стаканов увеличивается, кроме того, непересечение осей (по СТ СЭВ 186—75 отклонение межосевого расстояния). Допуск соосности поверхностей стакана в диаметральном выражении следует принимать

$$T \approx 0,6 t_D. \quad (10.2)$$

Так как отверстия стаканов являются посадочными поверхностями для подшипников качения, они должны иметь правильную геометрическую форму. На отверстия стаканов назначают допуск цилиндричности

$$T \approx 0,3 t_D. \quad (10.3)$$

В выражениях (10.2), (10.3) t_D — допуск размера отверстия.

Стаканы — детали не жесткие. Отклонения геометрической формы внешней поверхности стакана в совокупности с отклонением формы отверстий корпусных деталей могут вызвать искажение геометрической формы посадочных отверстий стаканов, поэтому на внешние поверхности стаканов задают следующие допуски:

для стаканов по рис. 10.1, а, б допуск цилиндричности $T \approx 0,3 t_d$;

для стаканов по рис. 10.1, в, г допуск круглости $T \approx 0,3 t_d$, где t_d — допуск размера внешней поверхности.

Стаканы — детали сравнительно короткие. Отношение длины посадочной поверхности к диаметру чаще всего $l/d < 0,8$. Поэтому основной базой, определяющей относительное положение стаканов в корпусе, является торец фланца. Торцы уступов стакана служат базой для установки внешних колец подшипников. Эти поверхности, чтобы не было перекоса колец подшипников, должны быть параллельны базовому торцу фланца. Допуск параллельности задают на диаметре D_ϕ .

Таблица 10.1

Содержание	Рекомендуемая точность
Посадки стаканов в корпус: нерегулируемые регулируемые	H7/k6 (m6) H7/js6
Цилиндричность посадочного отверстия (1 на рис. 10.1)	$T \approx 0,3 t_D$
Цилиндричность наружной поверхности (2 на рис. 10.1, а, б, д)	$T \approx 0,3 t_d$
Круглость центрирующей поверхности (3 на рис. 10.1, в, г)	$T \approx 0,3 t_d$
Соосность отверстия и внешнего цилиндра (4 на рис. 10.1)	$T \approx 0,6 t_D$
Соосность отверстий относительно их общей оси (5 на рис. 10.1 а)	Квалитет по с.98
Перпендикулярность базовых торцов оси отверстия (6 на рис. 10.1)	Квалитет по с.98
Параллельность базовых торцов (7 на рис. 10.1, а, г)	Квалитет по с.98
Расположение крепежных отверстий (8 на рис. 10.1, а)	$T \approx 0,4(d_{отв} - d_B)$

На рис. 10.2 приведен эскиз стакана с указанием баз и допусков размеров, формы и расположения поверхностей.

11. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВ

На рис. 11.1, а, б показаны привертная и закладная крышки без отверстия для прохода вала. Торцовые поверхности крышек на этом рисунке свободны и не используются в качестве базовых для установки подшипников качения. Единственное назначение таких крышек — закрыть отверстие корпусной детали. Точное центрирование таких крышек по отверстию корпуса не требуется. Поэтому поле допуска центрирующей поверхности привертной крышки (см. рис. 8.1, а) принимают согласно ГОСТ 18511—73 d_{11} . Часто привертную крышку по рис. 11.1, а выполняют вообще без центрирующего выступа.

Уплотнение против возможного вытекания смазки создается уплотняющей прокладкой, расположенной под фланцем крышки.

На рис. 11.2, а, б показаны привертная и закладная крышки с отверстием для прохода вала и с гнездом для расположения уплотнения манжетного типа. Для надежной работы уплотнения манжета должна быть соосна оси вращения вала. Отклонения от соосности вызывают следующие две основные причины: радиальное при сборке смещение крышки относительно оси отверстия корпуса в пределах посадочного

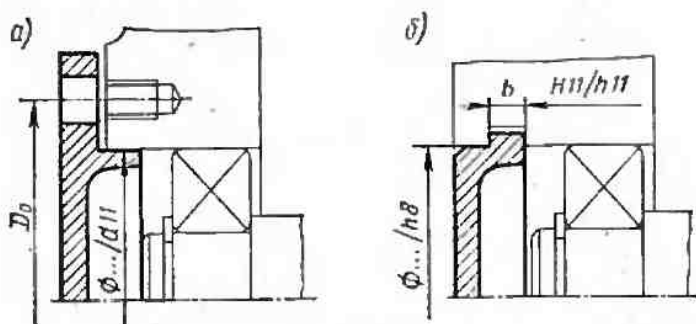


Рис. 11.1

ГОСТ 18511-73 - крыш. тор с кон.

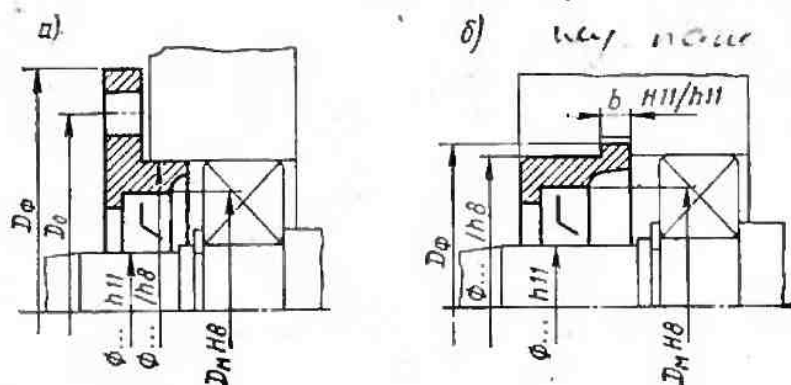


Рис. 11.2

зазора, отклонение от соосности посадочной поверхности под манжету в крышке и оси центрирующей поверхности.

Чтобы ограничить радиальное смещение привертной крышки, поле допуска центрирующей поверхности по ГОСТ 18512—73 задают $h8$.

Поле допуска центрирующей поверхности закладных крышек любой конструкции в целях уплотнения против вытекания смазки также принимают (рис. 11.1,б, 11.2,б) $h8$. Общим для всех закладных крышек является посадка выступа крышки в пазу корпуса, которую принимают $H11/h11$.

По ГОСТ 18514—73 на чертежах крышек с манжетным уплотнением (рис. 11.2) задают также допуск соосности посадочной поверхности для манжеты и оси центрирующей поверхности. Допуск соосности в диаметральной выражении на диаметре D_m принимают $T \approx IT8$.

Важно также, чтобы манжета не была перекошена. Для этого задают допуск параллельности торца для базирования манжеты к поверхности фланца крышки. Допуск параллельности на диаметре D крышки принимают $T \approx IT12$.

На диаметр D_m посадочного места под манжету задают по ГОСТ 18512—73 поле допуска $H8$.

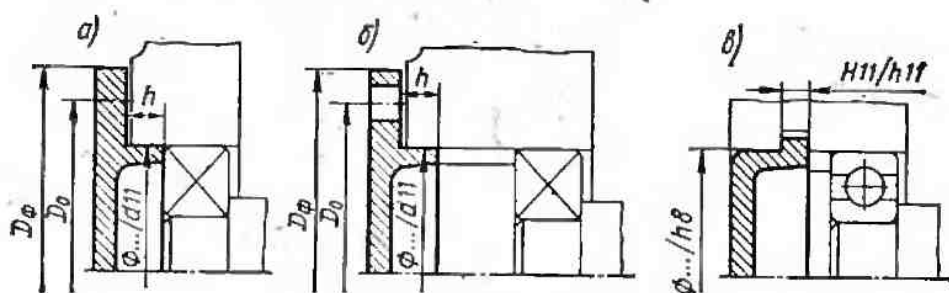


Рис. 11.3

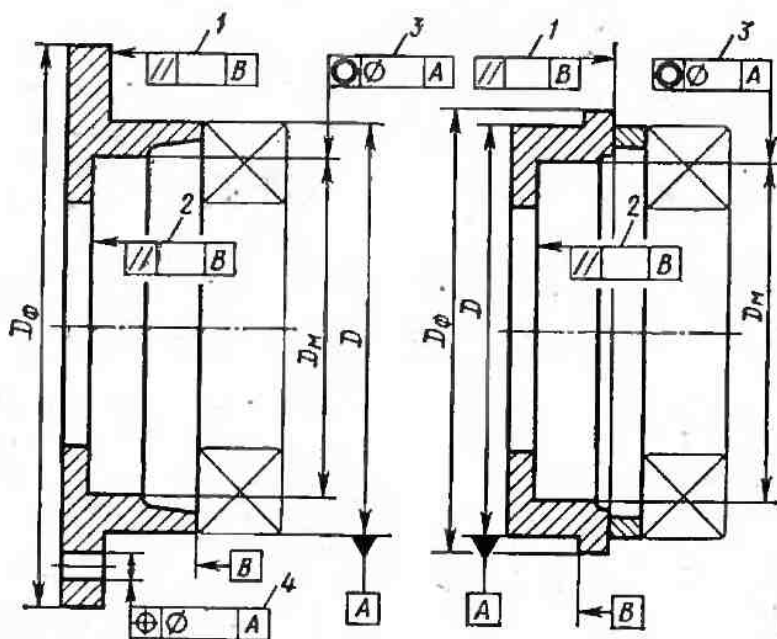


Рис. 11.4

На рис. 11.3, *а...в* и 11.4, *а, б* представлены крышки подшипников, торцы которых служат базой для установки подшипников качения. Размер h высоты центрирующей поверхности таких крышек входит составляющим размером сборочной размерной цепи. Предельные отклонения на этот размер задают $\pm IT_{12/2}$ по СТ СЭВ 145—75.

Чтобы ограничить возможный перекосящий перекос колец подшипников, на чертежах таких крышек задают допуск параллельности базовых торцов. Значения допусков параллельности задают на диаметре фланца D_f . Квалитеты для крышек у различных групп подшипников: рис. 11.3, *а* — I — 8-й, II — 7-й, III — 6-й; рис. 11.3, *б, в* — I — 7-й, II — 6-й, III — 5-й.

Общим для всех привертных крышек является крепление их к корпусу. На диаметре D_0 расположены 4 или 6 крепежных отверстий. Совпадение центров отверстий в крышке и корпусе обеспечивается также, как в стаканах [см. формулу (10.1)].

На рис. 11.5 показана закладная крышка с винтом для выполнения регулировочных операций. Торцовые поверхности крышки свободные. Поэтому к ним не предъявляют требований точности, как и к поверхностям крышек по рис. 11.1 и 11.2.

Осевые зазоры в резьбовом соединении винта с крышкой нежелательны, так как они снижают точность регулирования. В связи с этим следует назначать резьбу с мелким шагом и задавать на диаметре резьбы по ГОСТ 16093—70 посадку $6H/6h$.

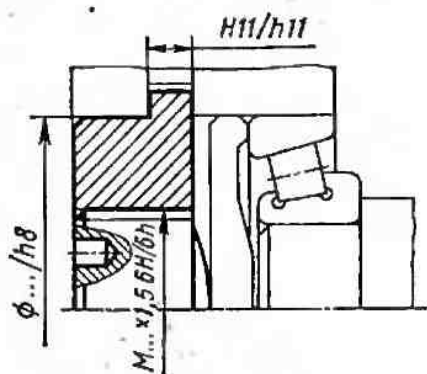


Рис. 11.5

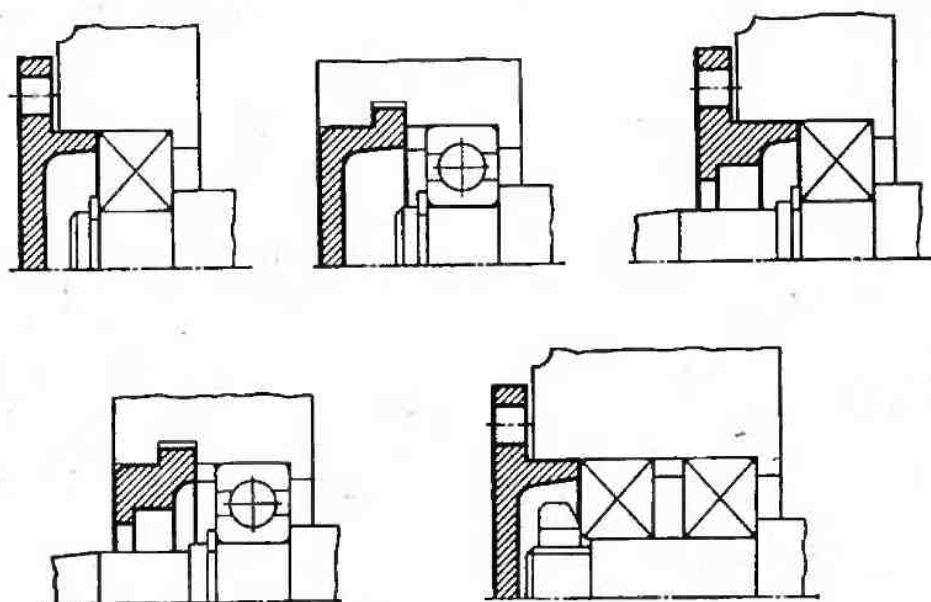


Рис. 11.6

На рис. 11.6 показаны несколько конструкций крышек подшипников качения. По исполнению они подобны крышкам, показанным ранее. Отличие их заключается в том, что торцы крышек используют не для базирования подшипников, а для поджима их к базовому торцу корпуса. Сами крышки базируются по торцам колец подшипников. Под фланцы привертных крышек устанавливают не регулировочные, а уплотняющие мягкие прокладки. На чертежах таких крышек задают

Таблица 11.1

Содержание	Рекомендуемая точность
Размер h (рис. 11.3, 11.4, 11.6). Предельные отклонения	$h \pm \frac{IT12}{2}$
Размер b закладных крышек (рис. 11.1, б, 11.2, б, 11.3, в, 11.4, б, 11.5). Посадки	$H11/h11$
Центрирующие поверхности. Поля допусков крышек: глухих привертных (рис. 11.1, а, 11.3, а, б) с отверстиями под манжету и закладных (рис. 11.1, б, 11.2, 11.3, в, 11.4)	$d 11$ $h 8$
Размер D_m для манжеты (рис. 11.2, 11.4). Поле допуска отверстия	$H 8$
Параллельность базовых торцов крышек (1 на рис. 11.4)	Квалитет — с.101
Параллельность торцов для манжеты и базового торца крышки (2 на рис. 11.4)	$T = IT12$ на $\varnothing D_\Phi$
Соосность отверстия для манжеты (3 на рис. 11.4)	$T = IT8$ на $\varnothing D_m$
Расположение крепежных отверстий (4 на рис. 11.4)	T по формуле (11.1)
Резьбовое соединение регулировочного винта (рис. 11.5). Посадка	$M... \times ...$ $6H/6h$

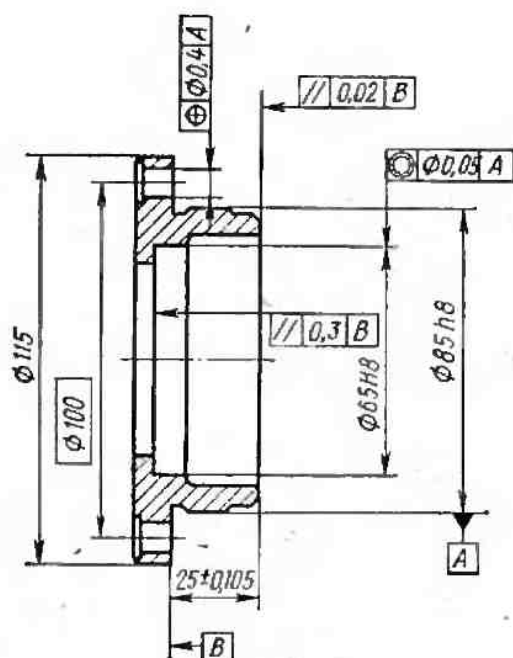


Рис. 11.7

допуски и поля допусков такие же, как на чертежах крышек по рис. 11.1...11.4.

Все рекомендации по выбору точности параметров крышек подшипников, приведенные выше, для удобства пользования сведены в табл. 11.1.

Пример 11.1. На чертеже рис. 5.4 показаны две привертные крышки подшипников. Одна глухая, а другая с манжетой. Высоты центрирующих поверхностей 23 мм для глухой и 25 мм для крышки с манжетой входят в число размеров сборочной размерной цепи, определяющей осевые зазоры в конических роликовых подшипниках. Регулирование этих зазоров производят подбором компенсаторных прокладок. В связи с этим предельные отклонения размеров 23 и 25 мм установлены согласно рекомендациям, приведенным в

табл. 2.1 соответствующие 12-му качеству. Численно они равны $\pm 0,105$ мм.

Решение. Поле допуска центрирующей поверхности крышек по рекомендации в табл. 11.1 установлено: глухой крышки d 11, а крышки с манжетой h 8.

Поле допуска посадочного отверстия для манжеты установлено (см. табл. 11.1) $H8$.

Торцы центрирующих поверхностей крышек служат базой для подшипников. В связи с этим назначен допуск параллельности базовых торцов. Для подшипников III группы и схемы рис. 11.3, а допуск на диаметре фланца $D_{\Phi} = 115$ мм по 6-му качеству равен $T = 0,022$ мм. После округления $T = 0,02$ мм.

На диаметре $D_0 = 100$ мм расположены крепежные отверстия. Исходя из предположения, что они сверлятся в приспособлениях, на расположение этих отверстий задаем позиционный допуск по формуле (11.1):

$$T \approx 0,4 (d_{\text{отв}} - d_{\text{в}}) = 0,4 (9 - 8) = 0,4 \text{ мм.}$$

Допуск соосности посадочного отверстия для манжеты (табл. 11.1) на диаметре $D_m = 65$ мм по 8-му качеству $T = 0,046$ мм. После округления $T = 0,05$ мм.

Допуск параллельности торца для базирования манжеты базовому фланцу крышки (табл. 11.1) на диаметре $D_{\Phi} = 115$ мм по 12-му качеству $T = 0,35$ мм. После округления $T = 0,3$ мм.

На рис. 11.7 приведен эскиз крышки подшипника с указанием баз, допусков размеров и расположения.

12. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ

В настоящем разделе приведены обоснования допусков для корпусов редукторов и коробок скоростей, наиболее часто встречающихся из корпусных деталей в учебных проектах. Допуски других корпусных деталей могут быть установлены используя методические указания настоящего раздела.

Допуски линейных размеров на чертежах деталей задают условными обозначениями полей допусков или предельными отклонениями (СТ СЭВ 145—75).

Размер L (рис. 12.1) часто является составляющим размером сборочной размерной цепи (см. рис. 2.7, 2.8, 2.10). В корпусах редукторов

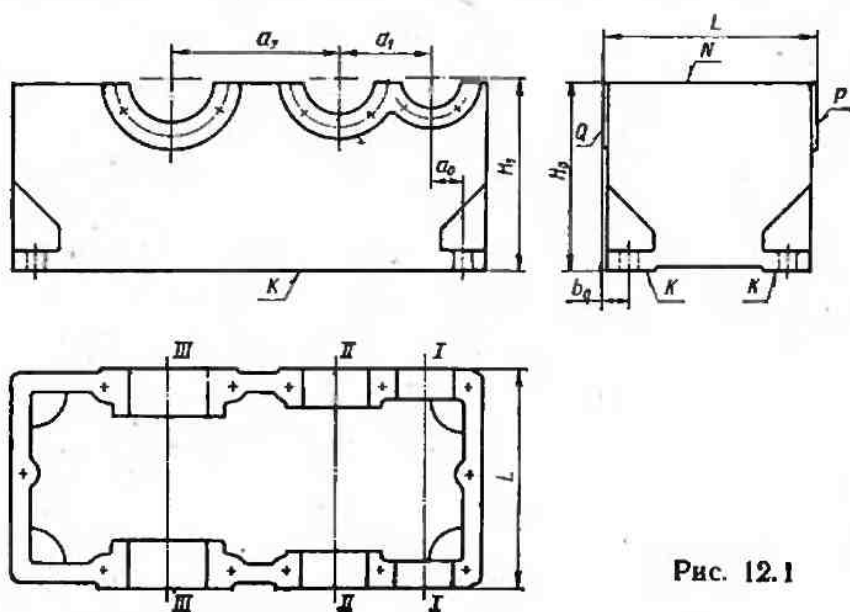


Рис. 12.1

с закладными крышками составляющим размером сборочной размерной цепи является размер L между внешними плоскостями канавок (рис. 12.2, 2.6, 2.9). Предельные отклонения этих размеров в общем случае определяют по результатам расчета данной размерной цепи или назначают по рекомендациям табл. 2.1.

В корпусах цилиндрических редукторов, имеющих плоскость разреза по осям отверстий для опор валов, сначала предварительно обрабатывают плоскости K и N (см. рис. 12.1), при этом получают расстоя-

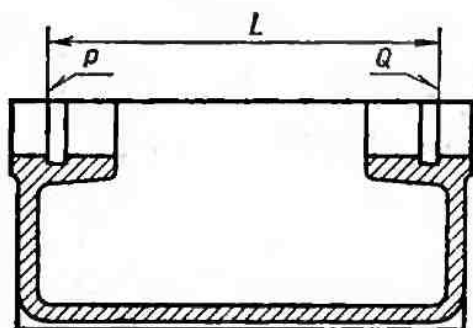


Рис. 12.2

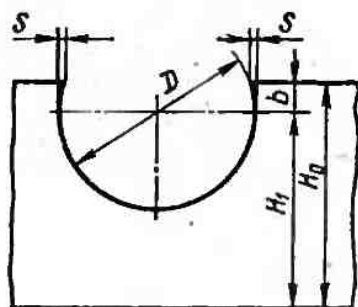


Рис. 12.3

ние H_0 между обработанными плоскостями. Затем в сборе с крышкой производят обработку посадочных отверстий для подшипников, при которой получают расстояние H_1 от основания корпуса до осей отверстий. Номинально размеры H_0 и H_1 равны. Отклонения этих размеров приводят к некоторой разности b между ними (рис. 12.3).

На диаметр посадочных отверстий задают поле допуска по табл. 7.3, чаще всего $H7$. Отклонения размера в этом случае расположены от нуля в плюс. Отклонения диаметров внешних колец подшипников качения, как известно, направлены от нуля в минус. Таким образом, в соединении внешнего кольца подшипника с посадочным отверстием корпуса может быть зазор от $z = 0$ до $z_{\max}$.

Желательно, чтобы при установке комплекта вала со всеми находящимися на нем деталями подшипники свободно или с минимальным натягом входили в посадочные полуотверстия корпуса. Разность b (рис. 12.3) между размерами $b = H_0 - H_1$ обуславливает появление высоты хорды S . Величина $2S$ равнозначна натягу в начальный момент установки подшипника в полуотверстие корпуса. Допустимым является натяг $2S$ мкм, численно равный $0,5D$ мм. Исходя из значения $S = 0,25D$ геометрически найдено максимально допустимое значение b .

Размер H_1 и предельные отклонения этого размера в изделии установлены ГОСТ 16162—70, которые равны: при H_1 до 250 мм — 0,5 мм; при H_1 свыше 250 до 630 мм — 1,0 мм. Отсюда, рассматривая величины b и H_1 как случайные и независимые, можно определить допускаемые предельные отклонения размера H_0 . На основании выполненной серии расчетов на чертеже корпуса на размер H_0 можно задавать поля допуска $h12$. На расстояние H_1 от основания корпуса до оси отверстия задают предельные отклонения в соответствии с ГОСТ 16162—70.

Размеры a_0 и b_0 (см. рис. 12.1) координируют расположение как общей оси отверстий для быстроходного вала редуктора, так и самого вала относительно осей крепежных отверстий. Эти размеры входят в состав сборочных размерных цепей, определяющих относительное расположение валов редуктора и другого узла, чаще всего электродвигателя. Поэтому предельные отклонения размеров a_0 и b_0 в общем случае получают при расчете соответствующих размерных цепей. Чаще всего на размеры a_0 и b_0 задают предельные отклонения, вычисляемые по формуле

$$\Delta = \pm 0,1 (d_{\text{отв}} - d_{\text{в}}), \quad (12.1)$$

где $d_{\text{отв}}$ и $d_{\text{в}}$ — диаметры крепежного отверстия и винта-шпильки.

Межосевые расстояния $a_1, a_2, \dots$ корпуса также являются составляющими размерами соответствующих сборочных размерных цепей. В качестве составляющих размеров в эти цепи входят также погрешности наружных колец подшипников, посадочные зазоры между подшипниками и отверстиями корпуса и др. Серия расчетов таких сборочных цепей (см. [3]), показала, что предельные отклонения размеров корпуса $a_1, a_2, \dots$ цилиндрических зубчатых передач, а также предельные отклонения межосевого расстояния корпуса червячных передач

$$\Delta = \pm (0,6 \dots 0,7) f_a, \quad (12.2)$$

где f_a — предельные отклонения межосевого расстояния цилиндрической передачи по СТ СЭВ 641—77 и червячной передачи по СТ СЭВ 311—76, см. табл. 12.1.

При определенной серийности производства крепежные отверстия в корпусах сверлят в приспособлениях (по кондукторам) или на станках с числовым программным управлением (ЧПУ).

Таблица 12.1

Вид сопряжения и степень точности	Предельное отклонение f_a , мкм при межосевом расстоянии a_w , мм					
	— до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
Зубчатые передачи						
С	35	45	50	55	60	70
В	60	70	80	90	100	110
Червячные передачи						
6-я	28	32	38	42	45	50
7-я	45	50	60	67	75	80
8-я	71	80	90	105	110	125
9-я	110	130	150	160	180	200

В этом случае на расположение осей крепежных отверстий задают позиционные допуски, ограничивающие смещение этих осей от номинального расположения. Зазоры между болтами и крепежными отверстиями в основании корпуса используют в качестве компенсатора при выверке положения редуктора на плоскости плиты или рамы (см. [3]). Учитывая это, допуск расположения отверстий в основании корпуса вычисляют по формуле

$$T \approx 0,2 (d_{\text{отв}} - d_{\text{в}}), \quad (12.3)$$

Допуск расположения крепежных отверстий в остальных местах, например в плоскости разъема корпуса, на платиках под фланцы стаканов или крышек подшипников, должен гарантировать лишь «собираемость» деталей. Для этих отверстий позиционный допуск

$$T \approx 0,4 (d_{\text{отв}} - d_{\text{н}}). \quad (12.4)$$

Позиционный допуск, полученный по формулам (12.3) и (12.4), представляет собой допуск в диаметральном выражении (СТ СЭВ 301—76).

При единичном характере производства крепежные отверстия сверлят по разметке и допуски расположения этих отверстий не задают.

Если применено крепление деталей к корпусу винтами или шпильками, на резьбовое соединение крепежных деталей с корпусом задают посадку по ГОСТ 16093—70. Для обычной крепежной резьбы 7Н/8g. В соответствии с заданной посадкой на чертеже корпусной детали приводят соответствующее поле допуска резьбовых отверстий, например М12—7Н и М16—7Н.

На базовые поверхности корпусных деталей задают также допуски формы и расположения. По ГОСТ 16162—70 задают допуски плоскостности (см. рис. 12.1)*:

на плоскость основания K	0,05/100 мм/мм
на плоскость разъема N	0,01/100 »
на торцовые плоскости P и Q	0,03/100 »

Допуски параллельности плоскостей K и N и перпендикулярности плоскостей P , Q , N 0,05/100 мм/мм.

На основные отверстия для опор валов на чертежах корпусных деталей приводят следующие допуски цилиндричности отверстий:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для подшипников качения классов точности 0 и 6} \\ T \approx 0,3t_{\text{отв}} \\ \text{для стаканов и втулок} \\ T \approx 0,4t_{\text{отв}} \end{array} \right\} \quad (12.5)$$

Оси двух отверстий для подшипников качения, расположенных в разных стенках корпуса, должны быть соосны. Отклонение от соосности этих отверстий относительно их общей оси вызывает перекосяк колец подшипников. Чтобы ограничить перекосяк, задают на каждую пару от-

* Допуски плоскостности заданы в линейной мере. Например, допуск 0,05/100 мм/мм означает, что отклонение от плоскостности на длине нормируемого участка 100 мм не должно превышать 0,05 мм.

верстий допуски соосности отверстий относительно их общей оси по табл. 4.1. Общая ось каждой пары отверстий в целях ограничения перекоса колец подшипников должна быть перпендикулярна плоскостям P и Q (см. рис. 12.1 и 12.2). Допуски перпендикулярности этой оси зависят от конструкции подшипникового узла. На рис. 12.4, а...

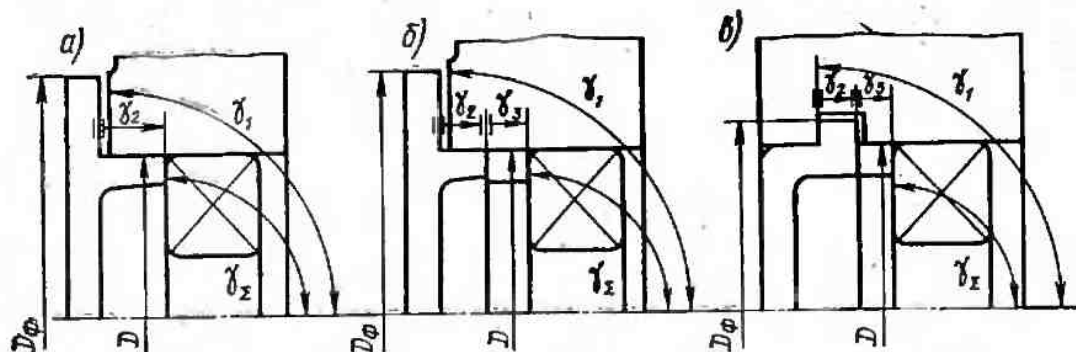


Рис. 12.4

приведены три типовых примера конструкции. Во всех примерах отклонения от перпендикулярности оси, обозначенные на рисунках γ_1 , в сумме с отклонениями от параллельности торцов крышек подшипников γ_2 и торцов колец γ_3 не должны превосходить значения перпендикулярности γ_2 , приведенного в табл. 4.1 и обозначенного в этой таблице T_{qK} . После серии расчетов, проводившихся по формуле (4.1), получены допуски перпендикулярности γ_1 общей оси поверхностей для подшипников базовым плоскостям P и Q .

Допуски перпендикулярности задают на диаметре D_ϕ (см. рис. 12.4). Квалитеты для групп подшипников I, II, III при исполнении по рис. 12.4, а соответственно 8-й, 7-й, 6-й, по рис. 12.4, б, в — 7-й, 6-й, 5-й.

Если торцы крышек свободные, допуски перпендикулярности общей оси отверстий к плоскостям P и Q не предъявляют.

Стандартом СТ СЭВ 641—77 заданы допуски параллельности f_x и перекоса f_y осей вращения валов передачи на ширине колеса b . На размер f_x и f_y оказывают влияние: отклонения от параллельности и перекос осей отверстий корпуса, погрешности подшипников качения, посадочные зазоры подшипников качения (подробнее см. [3]) и другие причины.

Значения допусков параллельности T_x и перекоса T_y осей отверстий на ширине L корпуса цилиндрического редуктора вычисляют по формулам

$$T_x = (0,6 \dots 0,7) f_x L/b, \quad T_y = (0,6 \dots 0,7) f_y L/b. \quad (12.6)$$

Значение этих допусков f_x и f_y принимают по СТ СЭВ 641—77 или по табл. 12.2. Допуск параллельности T_x , определенный по соотношению (12.6), не должен превосходить доли отклонения межосевого расстояния, вычисленного по соотношению (12.2). На чертежах корпуса задают в качестве допуска параллельности меньшее из T_x и Δ .

Обозначение допусков	Ширина колеса b , мм	Допуски, мкм, при степени точности			
		6-й	7-й	8-й	9-й
f_x	До 40 Св. 40 до 100	9 12	11 16	19 25	28 40
f_y	До 40 Св. 40 до 100	4,5 6,3	5,6 8	9 12	14 20

В корпусах конического и червячного редукторов расстояния a_0 и b_0 (рис. 12.5) от оси крепежных отверстий в основании корпуса до базовых плоскостей или осей входят составляющими размерами в соот-

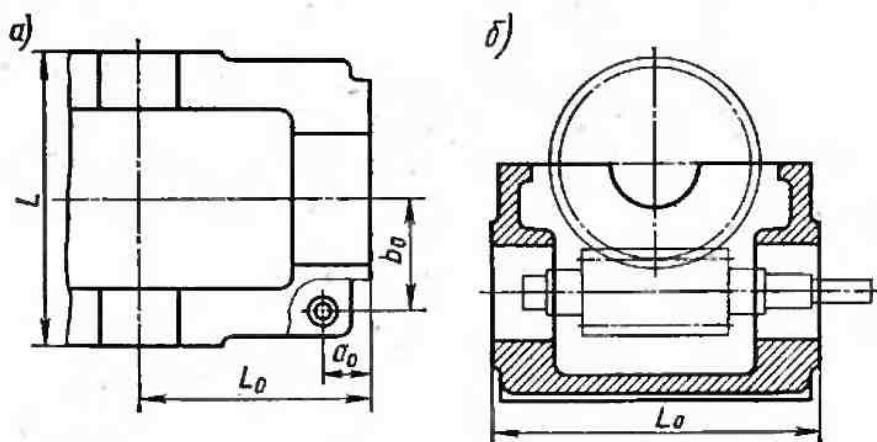


Рис. 12.5

ветствующие сборочные цепи. Эти цепи определяют относительное положение осей вращения валов редуктора и электродвигателя. Как отмечалось ранее, предельные отклонения размеров a_0 и b_0 в общем случае определяют по результатам расчета этих цепей. Обычно их принимают по соотношению (12.1.)

На чертежах корпусов конических и коническо-цилиндрических редукторов задают также допуск перпендикулярности осей отверстий для опор валов конических шестерни и колеса. Данный параметр входит составляющим размером сборочной размерной цепи. По результатам расчета этой цепи (см. [3], с. 128) допуск перпендикулярности осей отверстий определяют по формуле

$$T = (0,6 \dots 0,7) E_z L_0 / R, \quad (12.7)$$

где E_z — допуск перпендикулярности осей в передаче по СТ СЭВ 186—75 (табл. 12.5); R — среднее конусное расстояние; L_0 — расстояние от оси отверстий под опоры вала колеса до плоскости корпуса для базирования фланца стакана (рис. 12.5, а).

Кроме того, задают отклонения межосевого расстояния. Этот пара-

Таблица 12.3

Обозначение отклонений и степень точности	Вид сопряжения	Среднее конусное расстояние R , мм											
		до 50			св. 50 до 100			св. 100 до 200			св. 200 до 400		
		Угол делительного конуса шестерни δ_1°											
		— до 15	св. 15 до 25	св. 25 —	— до 15	св. 15 до 25	св. 25 —	— до 15	св. 15 до 25	св. 25 —	— до 15	св. 15 до 25	св. 25 —
$\pm E_2$	$\begin{smallmatrix} C \\ B \end{smallmatrix}$	18 30	26 42	30 50	26 42	30 50	32 60	30 50	45 71	50 80	32 60	56 90	63 100

Отклонения $\pm f_a$, мкм6
7
8
912
18
28
3615
20
30
4518
25
36
5525
30
45
75

метр точности также входит составляющим размером сборочной размерной цепи. По результатам расчета этой цепи (см. [3], с. 133) отклонения межосевого расстояния принимают по соотношению

$$\Delta = (0,7 \dots 0,8) f_a, \quad (12.8)$$

где f_a — отклонение межосевого расстояния в конической передаче. Значения f_a берут из СТ СЭВ 186—75 или из табл. 12.3.

На чертежах корпусов червячных редукторов задают допуск перекоса осей отверстий для опор червяка и вала колеса. Этот параметр точности также входит в состав сборочной размерной цепи. По результатам расчета этой цепи (см. [3], с. 138) допуск перекоса осей отверстий корпуса определяют по формуле

$$T_y = (0,7 \dots 0,8) f_{\Sigma} L_0/b, \quad (12.9)$$

где f_{Σ} — предельное отклонение межосевого угла в передаче. Значение f_{Σ} принимают по СТ СЭВ 311—76 или по табл. 12.4; b — ширина венца колеса; L_0 — расстояние между платиками корпуса (рис. 12.5, б).

Таблица 12.4

Ширина венца колеса b , мм	Предельное отклонение f_{Σ} , мкм, при степени точности			
	6-й	7-й	8-й	9-й
До 63	9	12	16	22
Св. 63 до 100	12	17	22	28

В планетарных, трехпоточных соосных и в червячных редукторах (рис. 12.6) с межосевым расстоянием до 200 мм применяют боковые крышки. В таких крышках размещают опоры валов. Центрирующими поверхностями крышки входят в отверстия корпусов. Для удобства

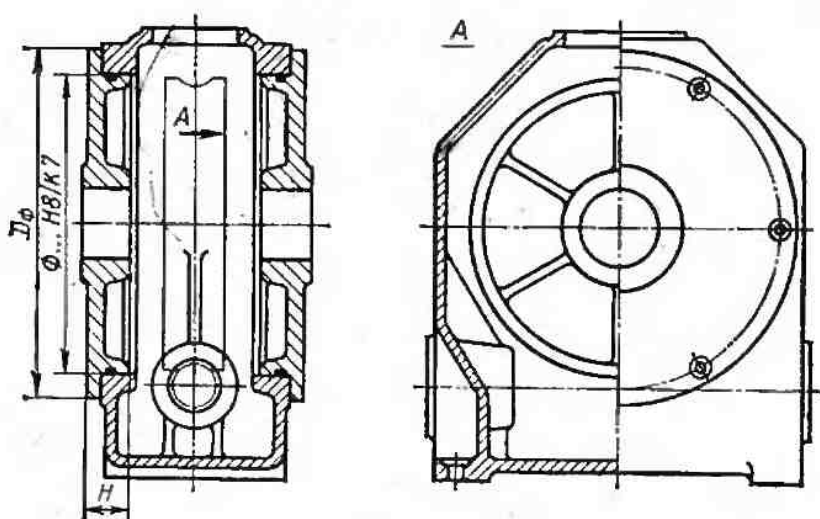


Рис. 12.6

ва сборки необходимо, чтобы посадка крышки в корпусе была с зазором. Но на размер зазора крышки могут быть при сборке смещены. С этой точки зрения зазоры в соединении крышки с корпусом нежелательны. Так как два этих противоречивых условия удовлетворить нельзя, применяют переходные посадки: в случае применения подшипников группы I — $H8/j_7$; групп II и III — $H8/k7$.

Чтобы ограничить перекос колец подшипников и концентрацию нагрузки в зубьях колес, задают допуск соосности центрирующей

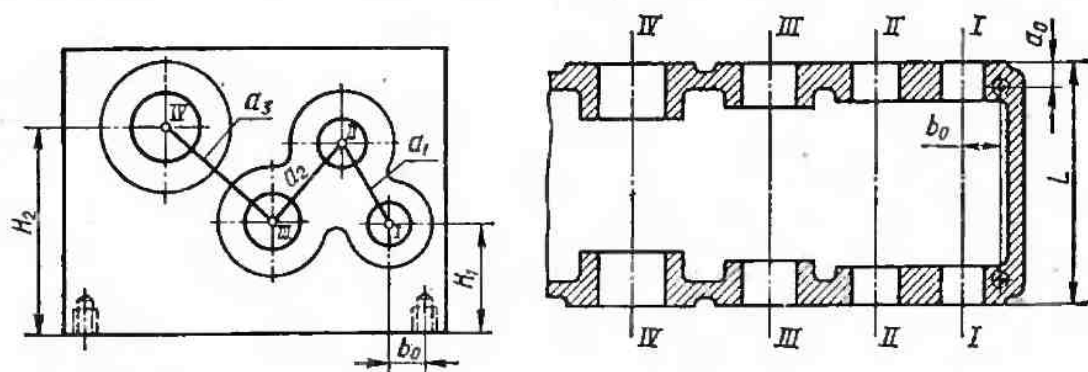


Рис. 12.7

поверхности и центрального отверстия крышки. Допуск соосности на диаметре D отверстия в диаметральном выражении принимают для подшипников групп I — по $IT8$, II — по $IT7$, III — по $IT6$.

Корпуса коробок скоростей отличаются от корпусов редукторов главным образом тем, что оси валов не лежат в одной плоскости, и в связи с этим отсутствует плоскость разъема по осям валов. Отклонения расстояний H_1 и H_2 от основания (рис. 12.7) в общем случае определяют по результатам расчета сборочных размерных цепей. Если ось ведущего вала должна быть соосна валу электродвигателя исполнения M100 (на лапах), то предельные отклонения размера H_1 принимают так же, как отклонения размера H_1 для корпусов редукторов (с. 104). Если применен фланцевый электродвигатель (исполнение M300) или на конце ведущего вала расположен шкив ременной или звездочка цепной передач, на размер H_1 назначают предельные отклонения $\pm IT14/2$. Предельные отклонения размера H_2 зависят от требуемой точности расположения осей валов коробки и приводного устройства, типа соединительных муфт, технологии сборки и контроля. Они могут быть любыми в пределах 8...14-го квалитетов.

Остальные параметры корпусов коробок скоростей, такие, как предельные отклонения размера L , допуски цилиндричности базовых отверстий, допуски соосности, параллельности и перекоса осей отверстий, позиционные допуски крепежных отверстий и другие, определяют так же, как и для корпусов редукторов.

Все рекомендации по выбору допусков и посадок параметров корпусных деталей, приведенные выше, для удобства пользования сведены в табл. 12.5.

Содержание	Рекомендуемая точность
Размеры L, B, H_0, H_1, H_2 Межосевые расстояния $a_1, a_2, \dots$ Координаты отверстий a_0, b_0 Координаты крепежных отверстий: в основании корпуса	См. с. 104 $\Delta = \pm (0,6 \dots 0,7) f_a$ $\Delta = \pm 0,1 (d_{отв} - d_B)$ $T_\Phi = 0,2 (d_{отв} - d_B)$ $T_\Phi = 0,4 (d_{отв} - d_B)$
остальные	
Крышки боковые круглые	См. с. 111
Плоскости K, N, P, Q	$T_O = 0,05/100$
плоскостность	$T_O = 0,01/100$
	$T_O = 0,03/100$
параллельность	$T_{//} = 0,05/100$
перпендикулярность	$T_\perp = 0,05/100$
Базовые отверстия: цилиндричность отверстий для подшипников и стаканов	$T_{\lambda} = 0,3t$
соосность	Квалитеты по табл. 4.1
перпендикулярность	Квалитеты по табл. 12.2
параллельность осей отверстий	$T_{//} = (0,6 \dots 0,7) f_x L/b$
перекос осей отверстий	$T_y = (0,6 \dots 0,7) f_x L/b$
перпендикулярность осей корпуса конического редуктора	$T_\perp = (0,6 \dots 0,7) E_\Sigma L_0/R_m$
межосевое расстояние корпуса конического ре- дуктора	$\Delta = \pm (0,7 \dots 0,8) f_a$
перекос осей отверстий корпуса червячного ре- дуктора	$T_y = (0,7 \dots 0,8) f_y L_0/b$

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник, М., 1975.
2. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М., 1978.
3. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Расчет допусков размеров. М., 1981.
4. Карпухин И. М. Посадки приборных и шпиндельных шарикоподшипников. М., 1978.
5. Подшипники качения: Справочное пособие/Под ред. Н. А. Спицына и А. И. Спришевского. М., 1961.
6. Воронич И. И., Сафронов Ю. В., Устинов Ю. А. Прочность колес сложной конструкции. М., 1967.
7. Решетов Д. Н. Детали машин М., 1974.