

## 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОРНЫХ УЗЛОВ ВАЛОВ И ОСЕЙ

При проектировании опорных узлов последовательно решаются такие задачи:

- 1) разработка конструктивной схемы расположения опор и функциональных элементов всего механизма из условий размещения звеньев по габаритам в плоских развертках или сечениях;
- 2) разработка конструктивной схемы продольного замыкания опор, т.е. схемы ограничения осевых смещений валов или блоков на осях;
- 3) выбор (в особых случаях разработка) подшипников качения;
- 4) разработка элементов посадочных мест подшипников: определение формы и размеров поверхностей, сопрягаемых с кольцами подшипников; установление допусков на размеры, форму и расположения посадочных поверхностей; установление требований к твердости и шероховатости;
- 5) разработка элементов смазывания и уплотнения подшипников;
- 6) пространственная компоновка (свертка) плоских схем и внесение необходимых изменений и уточнений в конструкцию опорных узлов: отработка формы и размеров крышек, выбор деталей крепления крышек, расчет пружин замыкания и др.

### 1.1. Разработка конструктивной схемы

Используя геометрические расчеты (зубчатых колес, кулачков и др.), паспортные и исходные данные (для двигателей, потенциометров, концов валов и т.п.), выполнить в масштабе 1:1 габаритные эскизы всех вновь разработанных, принятых или заданных элементов кинематической цепи. На основании кинематической схемы, пользуясь эскизами ее элементов и рекомендациями таблицы 1.1 составить необходимое количество плоских компоновочных схем, т.е. схем расположения тех элементов, оси которых могут быть показаны в одной плоскости одной разверткой или в одном сечении (рисунок 1.1).

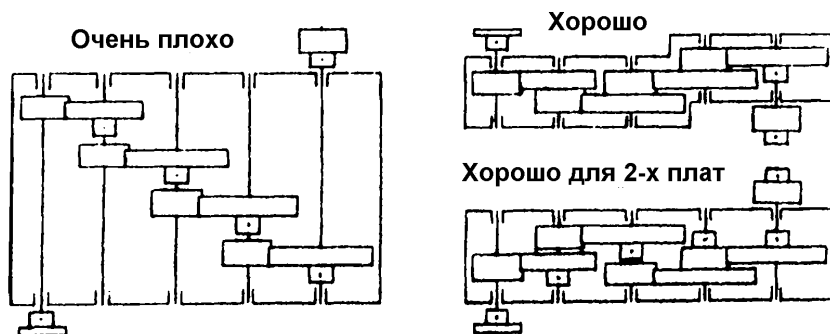


Рис. 1.1. Габаритно-конструктивная компоновка плоской развертки кинематической цепи редуктора с параллельными осями

Комбинируя варианты схем для отдельных осей (таблица 1.1 или [2, таблица 4.21]), следует:

- а) обеспечить заданное относительное расположение входных и выходных звеньев механизма (валов, двигателей и др.);
- б) обеспечить расположение подшипников в соответствии с возможностями принятого типа корпуса (для двухплатного, например, корпуса подшипники желательно располагать только в двух плоскостях);
- в) исключить накладку размеров (например, венцов зубчатых колес на валики или ступицы) и уменьшить длину валиков, изменяя расположение элементов вдоль оси вращения;
- д) удовлетворить требования по сборке и регулировке, используя варианты с двухконсольным расположением на основе стаканов (см. [2, рис.7.35]), применяя блочные конструкции зубчатых колес на неподвижных осях и др.

### Выбор схемы продольного замыкания опор

Рекомендуемые схемы замыкания опор приведены в таблице 1.2.

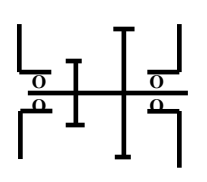
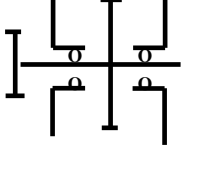
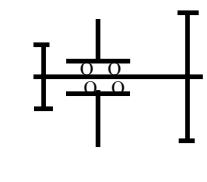
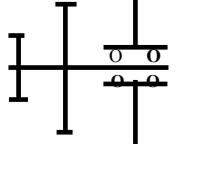
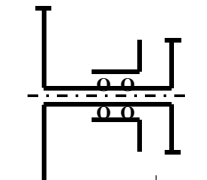
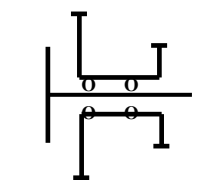
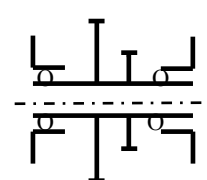
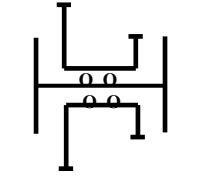
Схема 1. Замыкание "в распор". Внутренние кольца подшипников упираются в заплечики вала, наружные - в торцовые поверхности корпусных деталей. Необходимый осевой зазор (натяг) в зависимости от допуска на его значение (таблица 1.3) обеспечивается:

- а) замыкающим размером сборочной размерной цепи вал - корпус и его предельными отклонениями методом полной или неполной взаимозаменяемости. Применять для изделий крупносерийного и массового производства или при допуске зазора более 0,1 мм;
- б) методом пригонки, т.е. доработкой при сборке высоты торцевого уступа крышек (схема I.I, поз.2) или толщины простановочных колец (схема 1.2, поз.2). Применять при допуске осевого зазора вала в подшипниках 10...30 мкм;

в) методом регулировки - набором прокладок (колец) по толщине (схема 1.3, поз.2). Применять при допуске зазора более 30 мкм;

г) методом регулировки - смещением наружных колец подшипников резьбовыми пробками (схема 1.4, поз.2). Применять при допуске осевого зазора (натяга) менее 15 мкм и при любом значении допуска, когда необходима регулировка положения вала вдоль его оси или периодическая регулировка зазора или натяга

Таблица 1.1

1.Базовые схемы для формирования конструкции опорных узлов редукторов и передаточных механизмов			
В двухплатных корпусах и стойках		В одноплатных корпусах и стаканах	
			
2.Вспомогательные схемы для формирования конструкции опор связей, сателлитов, ограничителей, отводов и т.п.			
			

Примечание: Полная сетка возможных вариантов схем опорных узлов валов и осей приведена в [2]. Если на валу или оси необходимо установить более двух функциональных элементов, возможные варианты схем строятся на основе приведенных двухэлементных.1.2.

В технических требованиях сборочных чертежей в зависимости от принятого метода ограничения осевой игры вала делается запись по форме:

для метода полной взаимозаменяемости - "Осевой зазор в опорах валов поз.\_\_\_\_ (0,03...0,06 мм). Контролировать по смещению торца вала при осевой нагрузке 5 Н";

для метода пригонки - "Осевой зазор в подшипниках валов поз. \_\_\_\_ (-0,01...0,02 мм) обеспечить доработкой толщины протановочных колец поз. \_\_\_\_.

для методов регулировки - "Осевой зазор в опорах вала поз.\_\_\_\_ (0,02...0,06 мм) обеспечить подбором толщины колец поз.\_\_\_\_" или "Осевой натяг в подшипниках валов поз.\_\_\_\_(0,005.. .0,01 мм) обеспечить перемещением резьбовых пробок поз.\_\_\_\_. Контрольное смещение вала при осевой нагрузке 10 Н в пределах 0,002.. .0,004 мм". •

Схема 2. Замыкание обеспечивается внутренними уступами расточек в корпусе (схема 2.1) или распорным кольцом (схема 2.2, поз.1) и торцами двух наружных элементов, закрепляемых на валу. Необходимый осевой зазор или натяг достигается смещением внутренних колец подшипника гайками (схема 2.1, поз.2), упорными кольцами (схема 2.3, поз.2) или ступицами зубчатых колес, муфт и др. (схема 2.4). В технических требованиях записывают: "Осевой зазор в опорах валов поз.\_\_\_\_ (0,02...0,04 мм) обеспечить перемещением упорных колец поз.\_\_\_\_. Кольца заштыфтовать после контрольной проверки редуктора по моменту трения".

Схема 3. Замыкание на одной опоре. Опору с двумя подшипниками нужно замыкать по схеме 1 или 2. Толщина колец между подшипниками 0,5...1,5 мм. Подшипник плавающей опоры фиксировать закреплением только внутреннего кольца; если используется подшипник с цилиндрической дорожкой качения (серия 640000), закрепляют оба кольца подшипника (схема 3.2).

Схема 4. Замыкание каждой опоры осуществляют только по схеме 1. стакан плавающей опоры устанавливается в корпусном отверстии с натягом 0,002...0,006 мм индивидуальной подгонкой или используя метод групповой взаимозаменяемости. В технических требованиях дополнительно к записи, соответствующей схеме 1, указывают: "Стакан поз.\_\_\_\_ в отверстие корпуса установить с натягом (0,003...0,006 мм). Допускается доработка поверхности стакана (R<sub>a</sub> 0,32)".

Схема 5. Осевой зазор устраняется перемещением шариковой пяты при контролируемом усилии замыкания. Пример записи в технических требованиях: "Осевой зазор в опорах вала поз.\_\_\_\_ не допускается. Устранить перемещением упора регулирующим винтом поз.\_\_\_\_".

Таблица 1.2

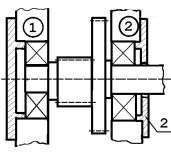
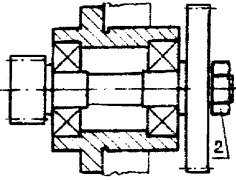
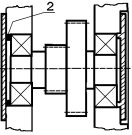
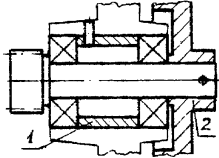
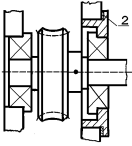
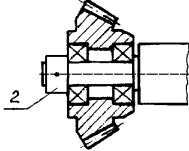
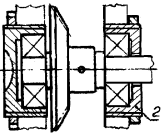
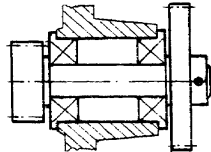
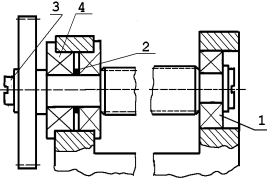
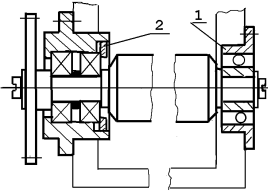
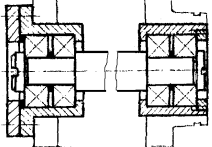
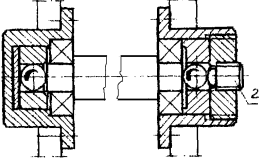
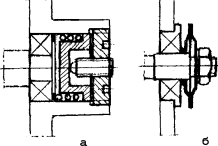
Схема 1		Схема 2	
	1.1. Для двухплатных, литых закрытых и открытых корпусов, для сборок в двухопорных стойках на плите. Для всех типов подшипников. Регулирование осевого зазора достигается подрезкой торцов выступов крышек поз. 2.	Для одноплатных корпусов и во всех случаях, когда опоры монтируются в коротких стаканах. Для всех основных типов подшипников. Осевой зазор устанавливается смещением внутренних колец подшипников любым способом.	
	1.2. То же, по условиям применения. Необходимый зазор устанавливается доработкой толщины колец поз. 2 или подбором их толщины. Крышки могут быть утопленными, иметь отверстия для выхода вала, уплотнители, смазочные полости.	2.2. То же, по применению, но ограничение смещения колец в стакане или в отверстии корпуса осуществляется распорными кольцами поз.1, которые фиксируются в отверстии штифтами, стопорными винтами и др.	
	1.3. То же, по применению, но конструкция основана на применении подшипников типа 840000, 860000 или 880000 по ГОСТ 10058-75 с упорным бортом. Зазор регулируют либо прокладками поз.2, смещением стоек на плите, либо ступицы на внутреннее кольцо	2.3. Для формирования двухопорного узла на неподвижной оси, для установки сателлитов планетарных механизмов и др. Зазор или натяг в подшипниках устанавливается смещением кольца поз. 2. либо всей оси на корпусную деталь.	
	1.4. То же, по условиям применения (см. схему 1.1.). Необходимый осевой зазор или натяг может быть установлен с большой точностью резьбовыми пробками поз.2. Схема позволяет регулировать продольное положение функциональных элементов.	2.4. По применению и регулированию осевого зазора схема аналогична схеме 2.2, но конструктивно основана на применении подшипников с упорным бортом по ГОСТ 10058-75. Конструктивно и технологически - очень простая схема	
Схема 3			
	3.1. Для валов, винтов и др. большой длины при значительных перепадах температуры эксплуатации. Подшипники поз. 4 узла замыкания - типа 08400, 0660000, 088000 с упорным бортом, плавающей опоры – типа 0000 или 060000, 000000 по ГОСТ 7242-70 с уменьшенными радиальными зазорами. Зазор устанавливается подбором или доработкой толщины колец поз.2		
	3.2. Применение то же. В замыкающей опоре используются подшипники типа 0000 ГОСТ 8338-75 или 6000 ГОСТ 831-75; для плавающей - подшипник с цилиндрической дорожкой качения внутреннего кольца типа 640000 ГОСТ 10058-75. Для крепления этот подшипник имеет фланец с отверстиями. Опора замыкания собрана в стакане, зазор регулируется резьбовым кольцом поз.2		
	Схема 4. В условиях применения схемы замыкания 3, когда не допускается радиальный зазор в плавающей опоре, одиночный подшипник заменяется плавающим стаканом с двумя подшипниками, замкнутыми внутри стакана по схеме 1. Подшипники типа 0000 или 6000. Внутренние кольца по оси стягивают до отказа. Осевой зазор в каждой паре обеспечивается смещением наружных колец подшипников любым методом.		
	Схема 5. Для валов счетно-решающих механизмов и в других случаях, когда необходимо полностью устранять осевой зазор, сохраняя минимальные потери на трение. В опорах используются радиальные подшипники типа 0000 5-го или 4-го класса точности с уменьшенными радиальными зазорами. Опоры формируют в стаканах. Осевой зазор устраняется специальным винтом-упором поз. 2;		
	Схема 6. Когда необходимо обеспечить постоянное значение осевого натяга во всем температурном диапазоне эксплуатации, в схемах замыкания 1 или 5 кинематическое замыкание заменяют силовым: кольцо менее нагруженного подшипника замыкается на вал (для схемы 2) или на корпус (для схемы 1) через упругую связь - пружину, упругую крышку и др.		

Схема 6. Необходимое усилие замыкания обеспечивается пружиной. Схема является вариантом любой из пяти ранее рассмотренных схем, при котором кинематическое замыкание заменяется силовым. В технических требованиях записывают: "Усилие замыкания подшипников вала поз. \_\_\_ ( $4 \pm 0,5$  Н) установить смещением резьбовой пробки поз. \_\_\_. Контролировать по началу смещения торца вала".

Конструктивные схемы узлов с поперечной и комбинированной базами можно выбирать по [2, рис.4.21 и 4.23].

### 1.3. Выбор подшипников качения.

Подшипники качения выбирают с учетом всех требований, предъявленных к подшипниковым узлам проектируемого изделия [2].

Исходный критерий – относительная частота вращения подвижного кольца подшипника: если она меньше 1 об/мин, подшипники выбирают по статической грузоподъемности (ГОСТ 18854-82), если равна 1 об/мин или больше - по динамической грузоподъемности (ГОСТ 18855-82).

Приступая к выбору подшипников, следует детально изучить стандарты с общим наименованием "Подшипники качения", в частности:

ГОСТ 24955-81. Термины и определения.	ГОСТ 3325-85. Поля допусков посадочных мест валов и отверстий. Посадки.
ГОСТ 3395-75. Типы и конструктивные разновидности	ГОСТ 20226-82 Заплечики для установки подшипников качения.
ГОСТ 520-89. Технические требования	ГОСТ 25256-82 Допуски. Термины и определения.
ГОСТ 3189-75. Система условных обозначений.	ГОСТ 18854-82 Методы расчета статической грузоподъемности.
ГОСТ 3478-79. Основные размеры.	ГОСТ 18855-82 Методы расчета динамической грузоподъемности.
ГОСТ 24810-81. Зазоры. Размеры	ГОСТ 20918-75 Методы расчета предельной частоты вращения.

Выбор подшипников по статической грузоподъемности по ГОСТ 18854-82 затруднений не вызывает.

Приведенная далее последовательность выбора подшипников по динамической грузоподъемности применима для всех типов радиальных и радиально-упорных шари-коподшипников. В более общих случаях руководствоваться [1, 2].

Исходные данные для выбора типоразмеров подшипников:

- принятая конструкция узла (см. таблица 1.2);
- значения и направления внешних нагрузок на опоры и вал;
- монтажные и эксплуатационные требования (осевой зазор вала, температура, ударно-вибрационные параметры и др.);
- диаметры вала в зоне установки подшипников;
- материалы вала и корпуса.

#### Последовательность выбора подшипников.

Выбрать основной тип подшипника по таблице 1.4. В исходной схеме обозначения подшипника по ГОСТ 3189-75.

XX - XXXX~~XXXX~~. XX ...

записать обозначение принятого типа (0; 1 или 6).

Пример 1; Двухопорный гладкий вал ( $d_b = 6$  мм), конструктивная схема 1.3; ради-альная нагрузка правой опоры  $Q_2 = 35$  Н, левой –  $Q_1 = 40$  Н; осевая  $A = 13$  Н направлена на опору 2, осевой люфт(30...60 мкм) и другие данные (см. далее).

По таблице 1.4 приняты радиальные однорядные шариковые подшипники (тип 0). Обозначение принимает вид

XXX – XXX0XXX. XX ...

2. Выбрать конструктивную разновидность основного типа подшипника;

в обозначении подшипника записать знаки разновидности:

XXX - X~~XXXX~~XXXX. XX ...

Использование разновидностей основного типа по ГОСТ 3395-79 (с уплотне-ниями, с упорным бортом и др.) упрощает конструкцию узла, повышает его надеж-ность и точность (см. табл.1,2 и 1.4).

Конструктивные разновидности 00, 03, 04, 07 радиально-упорных подшипников отличаются номинальным углом контакта и конструкцией колец.

К примеру 1. Принятая ранее схема замыкания (схема 1.3) конструктивно фор-мируется с использованием радиальных подшипников с упорным бортом и двумя за-щитными шайбами по ГОСТ 10058-75 (разновидность 880000). Обозначение

подшипника принимает вид XX - X880XXX. XX...

Таблица 1.3-Ориентировочные данные для назначения сборочного осевого смещения вала в подшипниках. Зазоры и допуски в мкм.

Элемент узла, определяющий уровень требований к осевому смещению вала в подшипниках		Группа механизма по требованиям к зазору											
		А				Б				В			
		G <sub>ao</sub>	T <sub>G</sub>	G <sub>a</sub>		G <sub>ao</sub>	T <sub>G</sub>	G <sub>a</sub>		G <sub>ao</sub>	T <sub>G</sub>	G <sub>a</sub>	
min	max			min	max			min	max				
Цилиндрические прямозубые колёса		40-60	30	0	100	4	10	-4	10	6		2	10
Цилиндрические косозубые и винтовые колёса	Нереверсивные	40-60	0	0	80	4	10	-4	10			2	10
	Реверсивные.	20-40	20	0	60	4	8	-4	$\frac{a_x}{tg \beta}$			2	$\frac{a_x}{tg \beta}$
Конические прямозубые колёса		$\frac{f_{AM}}{2}$		0	f <sub>AM</sub>	$\frac{f_{AM}}{4}$		-4	$\frac{f_{AM}}{2}$	$\frac{f_{AM}}{4}$	2	$\frac{f_{AM}}{2}$	
Червячные колёса		$\frac{f_{xr}}{2}$		0	f <sub>xr</sub>	$\frac{f_{xr}}{4}$		-4	$\frac{f_{xr}}{2}$	$\frac{f_{xr}}{4}$	2	$\frac{f_{xr}}{2}$	
Червяки	Нереверсивные	20-40	20	0	60	6	2	-2	10	6	6	2	10
	Реверсивные.	10-30	10	0	40	22	4		4			2	6
Винты ходовые		10-30	10	0	0								
Осевые кулачки с замыканием	Силовым	10-30	20	0	40	4	10	0	10	6	6	2	10
	Кинематическим	6-12	10	-4	16	2	6	-2	8	4	4	2	8
Радиальные кулачки с замыканием	Силовым	20-40	20	0	60	4	10	0	10	6	6	2	10
	Кинематическим	4-8	10	-4	16	0	4	-4	4	4	4	2	6
Маховики стабилизаторы скорости		-	-	-	-	2	4	0	4	2	4	2	6

Обозначения: А - механизмы, к которым не предъявляются специальные требования (к кинематической точности и моменту трения в опорах)  
 Б - механизмы, к которым предъявлены требования (прежде всего, к кинематической точности); высоко-скоростные валы (n≥10 об/мин) всех групп механизмов;  
 В - механизмы, которые одновременно должны иметь и достаточно высокую кинематическую точность, и малые потери на трение в опорах;  
 G<sub>ao</sub> - оптимальный зазор или натяг (знак "-");  
 f<sub>AM</sub> - предельное осевое смещение зубчатого венца конического колеса по ГОСТ 9368-81(модуль меньше 1 мм) или ГОСТ 1758-81 (модуль равен или больше 1 мм);  
 f<sub>xr</sub>- смещение средней плоскости червячного колеса, допускаемое по ГОСТ 3675-81 или ГОСТ 9774-81;  
 T<sub>G</sub> допуск сборочного зазора;  
 G<sub>amin</sub>, G<sub>amax</sub>- предельные значения эксплуатационного зазора (натяга);  
 F<sub>I</sub>-допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса, определяемый по ГОСТ 9178-81 или ГОСТ 1643-81  
 β - угол наклона зубьев косозубых колес;

3. Выбрать размер внутреннего диаметра подшипника d из размерного ряда по ГОСТ 3478-79 или таблице 1.5, принимая его равным диаметру вала d<sub>в</sub> или меньше на 1...3 мм в зависимости от принятой схемы замыкания и конструкции узла; в схеме обозначения заполнить знаки внутреннего диаметра (табл. 1.5):

XXX – XXXX~~XX~~ XX ... при d<10 мм,

XXX - XXXX~~XX~~ XX ... при d ≥10 мм.

Если диаметр вала не рассчитывался, а ступицы зубчатых колес на валу закрепляются штифтами, d и d<sub>в</sub> можно выбирать по таблице 1.6.

Выбирая d, следует учитывать ограниченность номенклатуры подшипников массового изготовления для принятого типа.

Обозначение подшипников принимает вид

XX – X8800X4. XX ...

Таблица 1.4 - Выбор основного типа подшипников для опор малогабаритных механизмов приборов

Характеристика нагружения вала		Частота вращения $n$ , об/мин	Подшипник		Примеры элементов, нагружающих вал
			Тип	Класс точности, не ниже	
Вал нагружен только радиальными внешними силами $Q_r$		<10	0000	P0	Цилиндрические прямозубые колёса, радиальные кулачки, поводковые муфты, шкалы, рычаги и т.п.
		≥10		P6	
Вал нагружен радиальными и осевой силами при: $A \leq 0,35 \cdot Q_r$		<10	0000	P0	Конические, косозубые цилиндрические и однозаходные червячные колёса, контактные торцевые кольца
		≥10	0000 (6000)	P6	
Вал нагружен радиальными $Q_r$ и осевой силами при: $0,35 \cdot Q_r < A \leq Q_r$		<10	06000	P0	То же и винты ходовые, червяки и червячные колёса
		≥10	36000 (6000)	P6	
То же, при $Q_r < A \leq 10 \cdot Q_r$		<10	36000 (6000)	P0	Конические зубчатые колёса, червяки, винты ходовые, осевые кулачки, кулачковые муфты
		≥10	46000	P6	
Вертикальные вали	с чисто осевой односторонней нагрузкой	<10	0000+	P6	Маховики, опорные диски регистраторов, лимбы, кодовые диски на вертикальных валах и т.п.
		≥10	+6000	P5	
	С осевым и радиальным нагружением	<5	6000+	P6	То же, но установленные на одном валу с зубчатыми или фрикционными колёсами.
		≥5	+6000	P5	

При длине опорной базы валика  $l > 12d_v$  и относительно больших радиальных нагрузках, а также во всех случаях, когда трудно обеспечить соосность посадочных отверстий корпуса для установки подшипников, следует применять шарикоподшипники типа 1000 (радиальные сферические двухрядные).

**Примечание.** При больших осевых нагрузках валов силовых механизмов взамен радиально-упорных подшипников (тип 6000) для диаметров больше 9 мм можно применять упорные (тип 8000) совместно с 0000.

4. Определить расчетную долговечность подшипников, млн.об.:

$$L_{na} = L_n \cdot n \cdot 60 / 10^6, \quad (1.1)$$

где  $L_n$ -заданная продолжительность работы подшипника в течение срока службы изделия, часов;

$n$ -частота относительного вращения колец подшипника, об/мин; при  $n = 1 \dots 10$  об/мин принимать  $n = 10$  об/мин.

К примеру 1. Задано  $L_n = 20000$  ч;  $n = 850$  об/мин. По (1.1)  $L_{na} = 20000 \cdot 850 \cdot 60 / 10^6 = 1020$  млн. об.

5. Определить базовую долговечность подшипников

$$L_{10} = \frac{L_{na}}{a_1 a_2 a_3} \quad (1.2)$$

где  $a_1$ - коэффициент коррекции по надежности (таблица 1.7);

$a_2$  – коэффициент, учитывающий изменение характеристик материала; для стандартных подшипников  $a_2 = 1$ ;

$a_3$ - коэффициент, учитывающий условия эксплуатации (таблица 1.8):

$$a_3 = 1 / (K_B \cdot K_T)^3 \quad (1.3)$$

Таблица 1.5 - Технические характеристики шарикоподшипников

Серия по Dxd	Серия по ширине для типа							Размеры, мм								Грузоподъёмность, Н		[n]*10 <sup>3</sup> , об/мин
	X000000	X840000	X860000	X880000	X060000	X080000	X006000	d	D	B		r	D <sub>F</sub>	B <sub>F</sub>		C <sub>r</sub> *	C <sub>0r</sub> *	
										Защитные шайбы				Защитные шайбы				
										нет	есть			нет	есть			
82	-	1	3	3	-	-	-	2	5	1,5	2,3	0,2	6,1	0,5	0,61	100	61	31
8/2,5	-	1	3	3	-	-	-	2,5	6	1,8	2,6	0,3	7,1	0,5		200	120	
83	2	1	3	3	-	-	2	3	7	2,5	3	0,3	8,1	0,5		340	130	
84	1	1	3	3	-	-	2	4	9	2,5	4	0,3	10,3	0,6	1,0	415	186	25
85	1	1	3	3	-	-	-	5	11	3	5	0,3	12,5	0,8	1,0	480	200	
86	1	1	3	2	-	-	6	6	13	3,5	5	0,3	15,0	1,0	1,1	600	250	
87	1	-	-	-	-	-	-	7	14	3,5	-	0,3	-	-	-	800	300	
88	1	-	-	-	-	-	-	8	16	4	-	0,4	-	-	-	963	490	
89	1	-	-	-	-	-	-	9	17	4	-	0,4	-	-	-	980	500	
800	1	-	-	-	-	-	-	10	19	5	-	0,5	-	-	-	1000	510	
801	1	-	-	-	-	-	-	12	21	5	-	0,5	-	-	-	1050	580	20
802	1	-	-	-	-	-	-	15	24	5	-	0,5	-	-	-	1435	830	
803	1	-	-	-	-	-	-	17	26	5	-	0,5	-	-	-	1800	900	
804	1	-	-	-	-	-	-	20	32	7	-	0,5	-	-	-	2300	1000	16
805	1	-	-	-	-	-	-	25	37	7	-	0,5	-	-	-	2830	1980	12
806	1	-	-	-	-	-	-	30	42	7	-	0,5	-	-	-	3400	2500	
91	1	1	3	3	-	-	1	1	4	1,6	2,3	0,2	5,0	0,5	0,6	195	29	31
9/1,5	1	1	3	3	-	-	-	1,5	5	2,0	2,6	0,3	6,5	0,6	0,8	200	30	
92	1	1	3	3	-	-	1	2	6	2,3	3,0	0,3	7,5	0,6	0,8	210	88	
9/2,5	1	1	3	3	-	-	-	2,5	7	2,5	3,5	0,3	8,5	0,7	0,9	300	120	
93	1	1	3	3	3	3	1	3	8	3	4	0,3	9,5	0,7	0,9	430	196	
94	1	1	1	1	1	1	1	4	11	4	4	0,3	12,5	1	1	730	340	
95	1	1	1	1	1	1	1	5	13	4	4	0,4	15	1	1	830	390	
96	1	1	1	1	1	1	1	6	15	5	5	0,4	17	1,2	1,2	1130	558	25
97	1	1	1	1	1	1	1	7	17	5	5	0,5	19	1,2	1,2	1540	774	
98	1	1	1	1	1	1	1	8	19	6	6	0,5	22	1,5	1,5	1710	880	
99	1	-	-	-	1	1	1	9	20	6	6	0,5	-	-	-	2050	1040	
900	1	-	-	-	-	-	1	10	22	6	-	0,5	-	-	-	2570	1290	
901	1	-	-	-	-	-	-	12	24	6	-	0,5	-	-	-	2570	1290	
902	1	-	-	-	-	-	-	15	28	7	-	0,5	-	-	-	2680	1480	
903	1	-	-	-	-	-	-	17	30	7	-	0,5	-	-	-	2790	1640	
904	1	-	-	-	-	-	-	20	37	9	-	0,5	-	-	-	5030	3050	16
16	0	-	-	-	-	-	0	6	17	6	-	0,5	-	-	-	1900	800	25
17	0	-	-	-	0	0	0	7	19	6	6	0,5	-	-	-	2190	1150	
18	0	-	-	-	0	0	0	8	22	7	7	0,5	-	-	-	2540	1350	
19	0	-	-	-	0	0	0	9	24	7	7	0,5	-	-	-	3000	1500	
100	0	-	-	-	-	-	0	10	26	8	-	0,5	-	-	-	3530	1960	
23	0	0	0	0	0	0	0	3	10	4	4	0,3	11,5	1,0	1,0	490	215	31
24	0	0	0	0	0	0	0	4	13	5	5	0,4	15,0	1,0	1,0	902	420	
25	0	0	0	0	0	0	0	5	16	5	5	0,5	18	1,0	1,0	1470	740	
26	0	0	0	0	0	0	0	6	19	6	6	0,5	22	1,5	1,5	2160	1150	25
27	0	-	-	-	0	0	0	7	22	7	7	0,5	-	-	-	2500	1350	
28	0	-	-	-	0	0	0	8	24	8	8	0,5	-	-	-	2500	1350	
34	0	-	-	-	0	0	-	4	14	5	5	0,5	-	-	-	1450	740	31
35	0	-	-	-	0	0	-	5	19	6	6	0,5	-	-	-	2120	1150	25

Значения C<sub>r</sub> и C<sub>0r</sub> - ориентировочные.

Примечания.1. Для подшипников типов 840000, 860000 и 880000 серий 95...98 r=0,3 мм

2. Подшипники, отмеченные знаком "+", изготавливаются класса точности P6, а выделенные знаком «-» в графе серий по ширине - по специальным заказам.

Обозначения размеров, размерных серий и знаков условного обозначения подшипников соответствуют приведенной схеме:

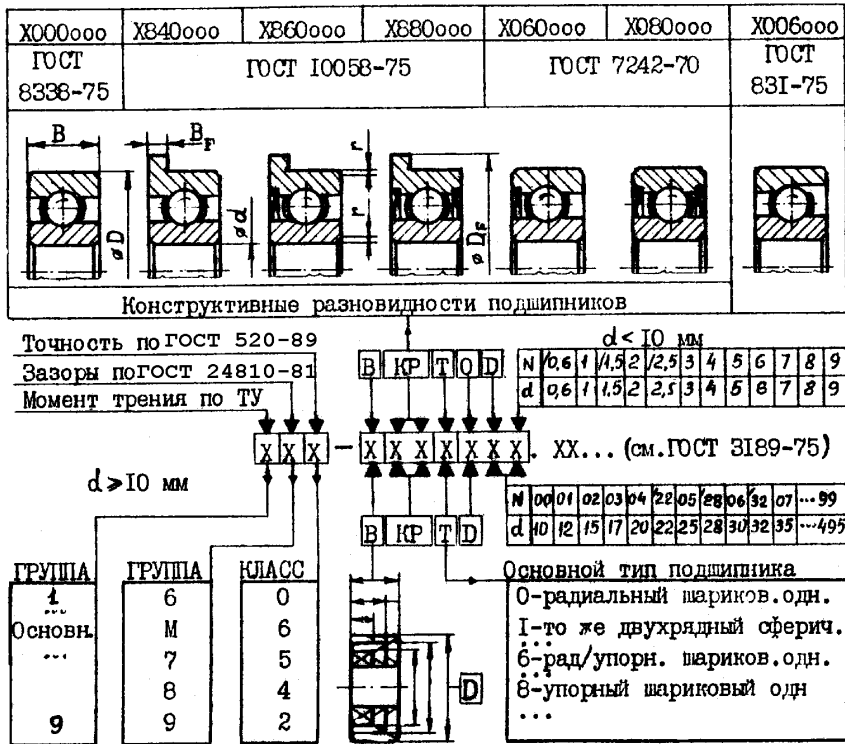


Таблица 1.6

Диаметр, мм	Крутящий момент, Н.м не более									
	0,1	0,2	0,36	0,77	1,4	1,6	2,8	3,1	5,4	
Вала	3	4	5	6	7	8	9	10	12	
штифта	0,8	1	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3	
подшипника для схемы:	1	2	3	3	4	5	6	7	8	9(10)
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12

Примечания: 1. Материал валика - сталь качественная, HRC>32.  
Штифты по ГОСТ 3128-70.  
2. Допускается увеличение диаметра штифта до d/3; при этом предельный

крутящий момент  $T = 0,05 \cdot d_b \cdot d_{ш}$ , Н.м.

К примеру 1. При  $T=0,5$  Н.м:  $d_b = 6$  мм,  $d_{ш} = 1,6$  мм; для схемы 1  $d = 4$  мм.

Таблица 1.7- Значения

коэффициента  $a_1$   
(ГОСТ 18855-82)

Таблица 1.8 Значения коэффициентов  $K_B$  и  $K_T$

Надежность, %	Значение $a_1$	Условия нагружения							Значение $K_B$
		Значение коэффициента $K_T$							
90	1,00	Спокойная нагрузка без толчков и ударов							1,0
95	0,62	Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 128 %							1,0...1,2
96	0,53	Умеренные толчки, вибрация, кратковременные перегрузки до 150 %							1,3...1,5
97	0,44	То же, в условиях повышенной надежности							1,5...1,8
98	0,33	Значительные толчки и вибрация, перегрузки до 200 %							1,8...2,5
99	0,21	Очень сильные удары, кратковременные перегрузки до 300 %							2,5...3,0
		Рабочая температура подшипника, °C							
		100	125	150	175	200	225	250	
		Значение коэффициента $K_T$							
		1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	

К примеру 1. Заданы: необходимая надежность 98 %, температура узла 95 °C, не более; возможны перегрузки до 120 %.

Из таблиц:  $a_1 = 0,33$ ;  $K_B = 1,2$ ;  $K_T = 1$ . По (1.3):  $a_3 = 1/(1,2 \cdot 1)^3 = 0,578$ ; по (1.2):  $L_{10} = 1020/(0,33 \times 1 \times 0,578) = 5347$  млн. об.



6. Определить эквивалентную динамическую нагрузку.

$$P_r = XVF_r + YF_a, \quad (1.4)$$

где X и Y - коэффициенты по таблице 1.9, зависящие от значения  $F_a/C_o$  (или e);

$F_r$  и  $F_a$  - радиальная и осевая нагрузки на один подшипник, Н;

$V=1$ , если вращается внутреннее кольцо подшипника,  $V=1,2$  - наружное.

Значение коэффициента e для подшипников 0000, 06000, 36000 зависит от относительной нагрузки  $F_a/C_o$ .

Следовательно, точное значение e можно установить, только зная типоразмер подшипника.

На конструктивной схеме вала каждой паре подшипников присвоить индексы 1 и 2. Радиальную нагрузку на каждый из в подшипников принять равной заданному значению внешней радиальной нагрузки  $Q_i$ :

$$F_{r1}=Q_{r1}; F_{r2}=Q_{r2} \quad (1.5)$$

Последующие вычисления выполнить по одному из приведенных вариантов.

Вариант 1. Приняты радиальные шариковые подшипники типа 0000.

а) Внешняя осевая нагрузка на подшипник  $A_i=0$  или  $A_i \leq 0,19Q_{ri}$ .

Окончательное значение

$$P_{ri}=V.F_{ri} \quad (1.6)$$

б) Внешняя осевая нагрузка  $A_i > 0,19Q_{ri}$ . Ориентировочно приняв  $e=0,21$

$$P_{ri}=0,56.V.F_{ri}+2.A_i \quad (1.7)$$

Вариант 2. Приняты радиально-упорные подшипники типа 06000 или 036000.

Принять  $e_1=e_2=0,3$ . Вычислить ориентировочно  $P_{r1}$  и  $P_{r2}$  согласно таблице 1.10.

Вариант 3. Приняты подшипники типов 1000, 046000, 06000, 6000 - магнетные.

Из таблицы 1.9 выписать значения e, X, и Y, соответствующие типу подшипника, и выполнить вычисления по таблице 1.10. Здесь  $P_{ri}$  - окончательные значения.

Таблица 1.9 Коэффициенты X и Y

Тип, угол контакта	$F_a/C_o$	e	$F_a/(F_r V) > e^{**}$		Тип, угол контакта	$F_a/C_o$	e	$F_a/(F_r V) > e^{**}$	
			X	Y				X	Y
0000 $\alpha=08$	0,014	0,19	0,56	2,30	36000 $\alpha=128$	0,014	0,30	0,45	1,81
	0,028	0,22		1,99		0,029	0,34		1,62
	0,056	0,26		1,71		0,057	0,37		1,46
	0,084	0,28		1,55		0,086	0,41		1,34
	0,110	0,30		1,45		0,110	0,45		1,22
	0,17	0,34		1,31		0,17	0,48		1,13
	0,28	0,48		1,15		0,29	0,52		1,04
	0,42	0,42		1,04		0,43	0,54		1,01
	0,56	0,44		1,00		0,57	0,54		1,00
	1000	$\alpha=12$ 8		-		0,32	3,06		46000 $\alpha=268$
$\alpha=13$ 8		-	0,35	2,81	66000 $\alpha=368$	-	0,95	0,37	0,66
6000*	-	0,20	0,50	2,50					

\*Магнетные.

\*\* Если  $F_a/(V F_r) \leq e$ , для однорядных подшипников принимать  $X=1, Y=0$ . Для подшипников типа 1000 -  $X=1, Y=0,45.ctg\alpha$ .

**Вариант 4.** Подвижное звено установлено на одном радиальном подшипнике ( $A=0$ ) или выбирается подшипник плавающей опоры (схемы 3, таблица 1.2). Окончательное значение

$$P_{r3}=Q_{r3}.V. \quad (1.8)$$

К примеру 1. При замыкании по схеме 1  $A_2=13$  Н. Подшипники типа 0000.

По (1.5)  $F_{r1}=40$  Н;  $F_{r2}=35$  Н; по (1.6)  $P_1=40$  Н;

по (1.7)  $P_2=0,56.1.35+2.13=45,6$  Н.

7. Определить расчетную динамическую грузоподъемность для каждого шарикоподшипника, Н:

$$C_{pi} = P_{ri} \sqrt[3]{L_{10}} \quad (1.9)$$

где  $P_{ri}$  и  $L_{10}$  - ранее вычисленные значения.

К примеру 1.  $C_{p1} = 40\sqrt[3]{5347} = 699 \text{ Н}$   $C_{p2} = 45,6\sqrt[3]{5347} = 797 \text{ Н}$ .

8. Выбрать серию подшипника по наружному диаметру D и серии по ширине колец B; заполнить знаки в обозначении подшипника:

XXX – XXXX0XX. XX ... – при  $d < 10 \text{ мм}$ ,

XXX - XШXXX. XX ... – при  $d / \text{мм}$ .

По каталогу, зная внутренний диаметр подшипника d и тип, выбирают наиболее легкую серию диаметров, при которой еще удовлетворяются условия:

$$C_p \leq C_r; \quad (1.10)$$

$$n_{\max} \leq [n], \quad (1.11)$$

где  $C_r$  и  $[n]$  - предельные грузоподъемность и частота вращения по каталогу (при этом, в первую очередь, следует ориентироваться на подшипники нормальной ширины - серии по ширине 1 или 0).

Характеристики некоторых типоразмеров подшипников приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.10 – Вычисление эквивалентных нагрузок.

Вычислить		Установить соотношения		Вычислить		Установить соотношения		Вычислить	
$S_1$	$S_2$	$S_1 \bar{S}_2$	$A_2 \bar{S}_2 - S_1$	$F_{a1}$	$F_{a2}$	$\frac{F_{a1}}{F_{r1}V} \equiv e_1$	$\frac{F_{a2}}{F_{r2}V} \equiv e_2$	$P_{r1}$	$P_{r2}$
$F_{r1}e_1$	$F_{r2}e_2$	/	-	$S_1$	$S_1 + A_2$	-	$\leq$	$F_{r1}V$	$F_{r2}$
			/			-	$>$		$X_2F_{r2}V + Y_2F_{a2}$
		'	'	$S_2 - A_2$	$S_2$	$\leq$	-	$F_{r1}V$	$F_{r2}V$
				$>$	-	$X_1F_{r1}V + Y_1F_{a1}$			

**Примечание.** Индексация в таблице соответствует варианту, когда осевая сила A воспринимается подшипником 2. При нагружении осевой силой подшипника 1 все индексы "1" заменить на "2", "2" – на "1". Для узлов с осевым сборочным натягом при вычислении  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  следует добавлять усилие натяга  $Q_H$ .

В реверсируемых механизмах могут изменяться значения и направления нагрузок (червяки, винты). В этом случае необходимо просчитывать оба режима.

К примеру 1. По таблице 1.5 подшипники типа 880000 при  $d=4 \text{ мм}$  имеют грузоподъемность, Н:

серия диаметров 8, ширины 1 -  $C_r = 415 < C_{p1} = 699$ ;

серия диаметров 9, ширины 1 -  $C_r = 730 > C_{p1} = 699$ , но меньше  $C_{p2}$ ;

Серия диаметров 1 ГОСТ 10056-75 не предусмотрена;

серия диаметров 2, ширины 0 -  $C_{r1} = 902 > C_{p2} = 797 > C_{p1} = 699$ .

Для всех серий  $[n] > n = 850 \text{ об/мин}$ . Следовательно, для левой опоры можно принять подшипник типоразмера 1880094,  $D = 11 \text{ мм}$ ; для правой - 0880024,  $D = 13 \text{ мм}$ .

Подшипники одного вала малогабаритных редукторов и большинства механизмов технологически выгодно выбирать либо одинаковыми, либо одного размера по наружному диаметру (таблица 1.11)

Таблица 1.11-Наружные диаметры радиальных и радиально-упорных подшипников в зависимости от размерной серии по диаметру D (ГОСТ 3478~79), мм

Серия по D	Внутренний диаметр подшипника, мм														
	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15
0	2	2,5	3	4	5	6	7	8	10	11	12	14	15	-	-
8	2,5	3	4	5	6	7	9	11	13	14	16	17	19	21	14
9	-	4	5	6	7	8	11	13	15	17	19	20	22	24	28
1	-	-	6	7	8	9	12	14	17	19	22	24	26	28	32
7															
2	2	2	-	-	-	10	13	16	19	22	24	26	30	32	35
3	-	-	-	-	-	13	16	19	22	26	28	30	35	37	42

К примеру 1 Можно принять оба подшипника типоразмера 0880024 с наружным диаметром 13 мм, либо для левой опоры использовать подшипник с внутренним диаметром не 4 мм, а 5 мм, т.е. типоразмер 1880095 ( $D=13 \text{ мм}$ ,  $C_r = 830 \text{ Н}$ ).

Ориентировочно примем оба подшипника серии 2 по D,0 - по ширине:  $d \times D \times B = 4 \times 13 \times 5 \text{ мм}$ ;  $C_r = 902 \text{ Н}$ ,  $C_{or} = 420 \text{ Н}$ .

Обозначение: XXX - 880024. XX

\* свободные нули слева в основном обозначении не записывают.

Если значения Р определялись как ориентировочные, необходимо выполнить поверочный расчёт. Для этого выписывают из каталога или таблицы 1.5 значения статической грузоподъемности  $C_{ор}$  принятых подшипников, определяют относительную осевую нагрузку  $F_a/C_{ор}$ , соответствующие ей значения e, X, и Y в таблице 1.7 и повторяют вычисления по (1.6) (для радиально-упорных подшипников по таблице 1.10) и (1.8) при действительных значениях e.

Сравнивая новые значения  $C_p$  с допускаемыми для ориентировочно принятых подшипников (см. п.8), их принимают либо окончательно, либо переходят к другим сериям по диаметру.

Если действительное значение  $e_q$  получится меньше ориентировочного  $e_a$  и после определения нового значения расчётной грузоподъёмности будет соблюдено условие (1.10), можно считать, что подшипники по грузоподъёмности выбраны правильно. При  $e_q > e_a$  следует проверить возможность перехода к более лёгким сериям.

К примеру 1. Для принятых подшипников  $C_{o1} = C_{o2} = 420$  Н.

$F_a/C_{ор} = 13:420 = 0,031$ ;  $e_q = 0,224$ ,  $X=0,56$ ,  $Y=1,96$  (промежуточные значения e и Y определяют линейной интерполяцией). Из уравнения (1.6)  $P_{r2} = 45,1$  Н; из (1.9)  $C_{p2} = 789$  Н <  $C_{r2} = 902$  Н, но больше  $C_r = 730$  Н для серии 9. Поскольку  $e_q > e_a = 0,22$  и грузоподъёмность подшипников серии 2 явно не используется, следует проверить возможность применения серии 9, для которой  $C_{ор} = 340$  Н

$F_a/C_{ор} = 13:340 = 0,038$ ;  $e_q = 0,234$ ,  $X=0,56$ ,  $Y=1,161$ .

$P_{r2} = 0,56 \cdot 1,35 + 1,61 \cdot 13 = 40,53$  Н;  $C_{p2} = 708$  Н <  $C_{r2} = 730$  Н.

Следовательно, переход на серию 9 возможен. Окончательно принимаются подшипники по ГОСТ 10058-75 сверхлёгкой серии 4x11x4. Обозначение:

XXXX – 1880094.XX...

9. Выбрать класс точности подшипника; в обозначении записать класс точности (0;6;5;4 или 2) ГОСТ 520-89:

XXX - XXXXXXXX. XX...

В первую очередь ориентироваться на применение подшипников класса 0 (P0) или наиболее грубого класса, по которому выпускается принятый типоразмер (см. таблицу 1.5). Необходимость в применении более высоких классов точности уста-

Таблица 1.12 - Предельные отклонения размеров и радиальные биения дорожек

качения радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников.

Ограничение ГОСТ 520–89

Класс точности	$d_m$		Отклонения, мкм					D		Отклонения, мкм			
	Св.	До	$d_m$		$R_i$ max	B		Св.	До	$D_m$		$R_a$ max	
			EI	ES		ei	es			ei	es		
P0 (0)	0,6	2,5	-8	0	10	-40	0	2,5	6	-8	0	15	
	2,5	10						6	18				
	10	18						18	30				-9
	18	30						-13	13				30
P6 (6)	0,6	2,5	-7	0	5	-120	0	2,5	6	-7	0	8	
	2,5	10			6			18					
	10	18			7			18	30				-8
	18	30			8			30	50				-9
P5 (5)	0,6	10	-5	0	3,5	-80	0	2,5	18	-5	0	5	
	10	18			4			18	30			-6	6
	18	30			-6			30	50			-7	7
P4 (4)	0,6	10	-4	0	2,5	-120	0	2,5	18	-4	0	3	
	10	18			3			18	30			-5	4
	18	30			-5			30	50			-6	5
P2 (2)	0,6	10	-2,5	0	1,5	-120	0	2,5	18	-2,5	0	1,5	
	10	18			2,5			18	30			-4	2,5
	18	30			2,5			30	50			-4	2,5

навивается: а) сопоставлением заданных требований к отклонениям средних значений диаметра отверстия  $d_m$ , наружного диаметра  $D_m$  и ширины колец с соответствующими предельными отклонениями по классам точности для принятых типоразмеров подшипни-ков;

б) сравнением заданных допускаемых значений радиального биения качения внутреннего  $R_i$  и (или) наружного  $R_a$  колец с соответствующими предельными биениями

принятых типоразмеров в зависимости от класса точности (таблица 1.12 или ГОСТ 520-89).

\*Включительно этот размер.

$d_m, D_m$  - нормируемое среднее значение диаметра отверстия и наружного диаметра подшипника, соответственно.

EI, ei - нижние предельные отклонения; ES, es - верхние.

К примеру 1.- Задано предельное смещение вала в плоскости опор за счет радиального биения дорожек качения 5 мкм. Поскольку вращается только вал, а наружное кольцо в условиях жестких ограничений радиального смещения будет устанавливаться неподвижно, класс точности подшипника выбирается по биению  $R_i$  внутреннего кольца:

$$R_{\max} = 5 \text{ мкм} \leq R_{i\max} \quad (1.12)$$

Для принятых подшипников ( $d = 4$  мм) условие (1.12) удовлетворяется в классе точности P5 ( $R_{i\max} = 3,5$  мкм).

Обозначение подшипника принимает вид

XX5 - 1880094. XX ...

10. Выбрать группу подшипника по радиальному зазору; указать обозначение группы по ГОСТ 24810-60 в схеме

вба

XXX - XXXXXXXX. XX ...

Группу по радиальному зазору выбирают только для радиальных подшипников. Группа, предпочтительная для применения в общих случаях, именуется "основная": в обозначении подшипника либо проставляется буква М, либо ее опускают, если позиция "в" схемы окажется не заполненной.

Значения радиальных зазоров приведены в таблице 1.13. Кроме основной группы можно использовать и другие: группу 6 - для подшипника плавающей опоры в схеме замыкания 3; группы 7,8,9 с увеличенным зазором - для подшипников вертикальных валиков или валиков с большой осевой нагрузкой на радиальные подшипники, используемые взамен радиально-упорных.

Таблица 1.13 Радиальные зазоры шариковых радиальных однорядных подшипников  $G_r$  мкм. Ограничение ГОСТ 24810-80

d, мм		Группа зазора в подшипнике									
		6		основная		7		8		9	
Св.	До	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
2,5	10	0	7	2	13	8	32	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	II	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	II	5	20	13	28	23	41	30	53

11. Выбрать группу (ряд) по моменту трения; заполнить позицию "в" схемы обозначения:

вба

XXX - XXXXXXXX. XX...

Группы по моменту трения, их обозначения и числовые характеристики установлены специальными техническими условиями на подшипники качения. В общих условиях используется основная группа, обозначение которой на схеме не указывается.

К примеру 1. Для выбранного типоразмера приняты основные группы по зазору и моменту трения. Обозначение принимает вид:

5 - 1880094. XX...

12. Составить перечень специальных требований для оформления заказа на подшипники и согласования с подшипниковой промышленностью. В схеме обозначения подшипника

г XXX - XXXXXXXX. XX К... У... Т... С... Ш...

заполнить те дополнительные знаки справа от основных, которые однозначно установлены в каталоге.

Позиция "г" - знаки, указывающие на материал деталей подшипника: например, Е - сепаратор из текстолита.

Последующие позиции отражают конструктивные изменения, связанные с удовлетворением требований быстроходности (К...), к покрытиям и шероховатости поверхностей (У...), к уровню шумов и вибрации (Ш...).

Позиция Т... - температура отпуска колец: Т соответствует температуре отпуска 200 8С; Т2 - 250; Т3 - 300; Т4 - 350, Т5 - 400 8С. Подшипники общего применения могут работать при температурах до 100 8С без снижения их номинальной долговечности. Позиции Т... таких подшипников опускаются.

Позиция С - марка смазочного материала, которым заполняется закрытый подшипник (типы 88000, 980000, 980000 и др.) на заводе-изготовителе подшипника. Можно указать, например, знаки:

С1-подшипники скоростных узлов и узлов с большим сроком службы или предэксплуатационного хранения (заполняется ОКБ 122-7);

C2-подшипники, работающие в агрессивных средах (ЦИАТИМ-221);

5 - для работы при температурах до 200 8С (заполнен ВНИИ НП 207).

К примеру 1. Поскольку температура эксплуатации указана меньше 100 8С, знак Т опускается. Подшипник принят закрытого типа, имеет большой срок службы. Других особых требования нет. Обозначение подшипника следует дополнить только знаком С1 и указать стандарт на типоразмер подшипника:

5-1880094.С1 ГОСТ 10058-75.

#### 1.4. Посадочные места подшипников

Номинальной формой посадочных мест для установки шарикоподшипников служат цилиндрические поверхности и опорные кольцевые плоскости. Если посадочный цилиндр и опорная плоскость (заплечики) образуются на одной детали, в зоне их пересечения формируется переходной участок в виде галтели (криволинейное сопряжение) или проточки (См рис.1.2). Валы и отверстия со стороны монтажа подшипников должна иметь фаски.

**Номинальные размеры.** Диаметр посадочного цилиндра вала принимается равным номинальному диаметру отверстия подшипника  $d$ , а диаметр отверстия в корпусе - наружному диаметру подшипника  $D$ . Высота (длина) посадочных цилиндров

$$L < B-r, \quad (1.13)$$

где  $B$  - ширина кольца подшипника, мм;

$r$  - координата фасок подшипника (см. таблицу 1.5).

Внешний диаметр упорных торцовых поверхностей вала (заплечиков, колец, ступиц и др.) принимается обязательно больше диаметра кромки фасок:

$$d_1 > d+4r. \quad (1.14)$$

Внутренний диаметр торцовых поверхностей отверстия в корпусе или в корпусных деталях (крышек, резьбовых пробок, колец) должен быть меньше диаметра кромки фаски на наружном кольце подшипника:

$$d_2 < D-5.r \quad (1.15)$$

Наибольший радиус галтели ( $r_1, r_2$ ),мм:

$r$	0,1	0,1 5	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0
$r_1, r_2$	0,0 5	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,6

Ширина проточек (рисунок 1.2):  $S = 0,8$  мм, глубина  $h = 0,3$  мм.

Размер фаски:

$$сх458 \text{ при } с = r. \quad (1.17)$$

**Допуски размеров.** Предельные отклонения размеров принятых подшипников определяют по таблицам ГОСТ 520-89. Необходимый характер сопряжения колец подшипников и посадочных цилиндров достигается выбором полей допусков вала и отверстия в корпусе из числа рекомендованных ГОСТ 3325-77. Сочетания полей допусков отверстия (КВ) и наружного диаметра ( $h8$ ) подшипника с полями допусков посадочных цилиндров вала и отверстия в корпусе образуют посадки с натягом, с зазором или переходные. Методика выбора посадок регламентирована ГОСТ 3325-77. Применительно к шарикоподшипникам опор механизмов приборов для выбора полей допусков и посадок можно воспользоваться таблицей 1.15 настоящих указаний.

При ударных и вибрационных нагрузках поля выбираются по нормам тяжёлого режима работы независимо от расчётной долговечности.

Подшипники точных механизмов (счётно-решающих, функциональных преобразователей и др.) устанавливаются с жестко ограниченными значениями посадочных зазоров и натягов, определяемых расчетом или экспериментально. Если предельные значения зазоров и (или) натягов выходят за границы допускаемых, в технических требованиях сборочных чертежей опытного производства записывают:

"Подшипники поз. \_\_ осей I и III установить на вал с натягом 0,004...0,008 мм подбором подшипников по разности средних диаметров цапфы вала и отверстия подшипника в пределах 0,005...0,007 мм. Доработка цапф вала не допускается. Наружные кольца подшипников в отверстия стаканов поз. \_\_ установить с номинально нулевым зазором при отклонениях 60,002 мм доработкой посадочной поверхности стаканов

( $R_a 0,32$ )".

На длину  $L$  посадочной поверхности в общих случаях устанавливают допуски 12...14 квалитетов.

Предельные отклонения радиусов галтелей и фасок назначаются в соответствии ГОСТ 25670-83.

Таблица 1.15 – Выбор посадок.

Характер радиальной нагрузки	Вращающееся кольцо	Вид нагружения колец		Пример узла
		внутреннего	наружного	
Постоянная по направлению $F_r$	Внутреннее	Циркуляционное	Местное	Уравновешенные узлы зубчатых, фрикционных и
	Наружное	Местное	Циркуляционное	
Постоянная по направлению $F_r$ и вращающаяся $P_n < F_r$	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное	То же, но не уравновешенные, низкие скорости вращения
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное	
То же, но $P_n > F_r$	Внутреннее	Местное	Циркуляционное	То же, но при высоких скоростях вращения
	Наружное	Циркуляционное	Местное	

## 2. Выбор полей допусков вала и отверстия в корпусе

### А. Поля допусков стальных валов

Вид нагружения	Режим работы	Примеры узлов	Подшипник				
			Тип и размер	Класс точности			
				0;6	5;4	2	
Циркуляционное или колебательное нагружение внутреннего кольца подшипника	Лёгкий или нормальный $P < 0,15 C$	Редукторы самописцев, реле времени, электроприводы и другие при $L_h < 5000$ ч	Радиальный $d \leq 18$ мм	h6	h5	h4	
	Нормальный или тяжёлый при: $0,07 C < P \leq 0,15 C$	Приводы РЛС, электроприводы исполнительные и др. при: $L_h < 5000$ ч	Радиальный и радиально-упорный $d < 100$ мм	$j_s6$	$j_s5$	$j_s4$	
Местное нагружение внутреннего кольца; вращается наружное кольцо подшипника	Лёгкий или нормальный $P < 0,07 C_r$	Блоки колес, барабаны двухопорные, сателлиты, внутреннее кольцо подвижное	Все размеры радиальных и радиально-упорных подшипников	Радиальный $d \leq 18$ мм	k6	$j_s5$	$j_s4$
	Нормальный или тяжёлый $P > 0,07 C_r$	То же, но когда внутреннее кольцо не должно вращаться		Радиальный и радиально-упорный $d < 100$ мм	k6	k6	k4
Чисто осевые нагрузки при всех режимах работы		Вертикальные валы лимбов, осевых кулачков, маховиков и др.		g6	h5	h4	
				h6	h5	h4	
				$j_s6$	$j_s5$	$j_s4$	

### Б. Поля допусков отверстий корпусных элементов из стали, чугуна, титановых или медных сплавов\*

Вид нагружения	Режим работы	Примеры узлов	Схема замыкания	Класс точности подшипника		
				0;6	5;4	2
Местное или колебательное нагружение наружного кольца	Лёгкий или нормальный $P < 0,15 C_r$	Редукторы самописцев, реле времени, электроприводы и другие при $L_h < 5000$ ч	Сх.1	H7	H6	H5
			Сх.2	$J_s7$	$J_s6$	$J_s5$
	Нормальный или тяжёлый $0,07 C < P \leq 0,15 C$	Приводы РЛС, электроприводы исполнительные и др. при: $L_h < 5000$ ч	Сх.1	$J_s7$	$J_s6$	$J_s5$
			Сх.2	K6	K5	K4
Циркуляционное или колебательное нагружение внутреннего кольца подшипника; вращается наружное кольцо или оба	Лёгкий или нормальный $P < 0,15 C_r$	Блоки колес, барабаны двухопорные, сателлиты, маховики $L_h < 5000$ ч	Сх.1			
			Сх.2			
		То же при $L_h < 5000$ ч				

Допуски формы, допуски расположения и шероховатость посадочных поверхностей должны соответствовать значениям, приведенным: в таблице 1.16

Примеры нанесения допусков, обязательно указываемых на чертежах или оговариваемых общим записью в технических требованиях, показаны на рис.1.2.

Рисунок 1. 2

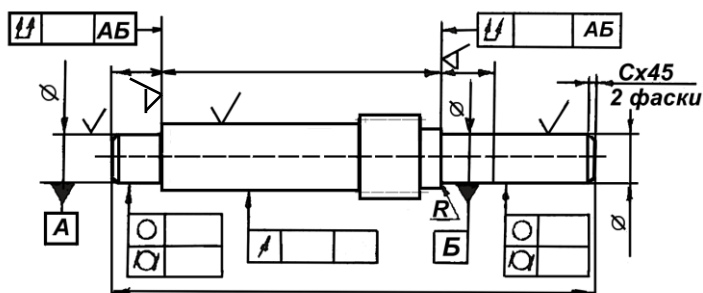


Таблица 1.16 - Допуски формы, допуски расположения поверхностей и посадочных поверхностей для установки шарико-подшипников

Параметры	Обозначение на чертежах	Допуски и отклонения, мкм, не более, для класса точности подшипника мкм,				
		P0	P6	P5	P4	P2
Допуск цилиндричности вала или отверстия корпуса		IT/4		IT/8		
Допуск круглости вала или отверстия корпуса		IT/4		IT/8		
Допуск соосности отверстия корпуса относительно общей оси		1,5B*		0,5B*		
Допуск полного торцового биения заплечиков вала d≤50 мм		10	7	4	1.6	1.2
Допуск полного торцового биения заплечиков отверстия (D≤80 мм)		25	16	10	4	2.5
Шероховатость поверхности валов, Ra не более		1,25	0,63		0,32	0,16
Шероховатость поверхности отверстий корпуса, Ra не более		1,25	0,63			0,32
Шероховатость поверхности заплечиков вала и отверстия, не более		2,5	1,25			0,63

\* Допуск отнесен к размеру B/2.

Примечание. После вычислений допуски округлить до меньших ближайших значений по ГОСТ 24643-81.

Обозначения: IT- допуск на диаметр отверстия или вала по ГОСТ 25347-82, мкм; B- ширина колец подшипника, мм (см. таблицу 1.5);

d, D - диаметр цапфы (шипа) вала и отверстия в корпусной детали, соответственно.

**Твердость посадочных поверхностей.** Стальные валы и оси механизмов приборов подвергаются термохимической обработке, обеспечивающей, прежде всего, необходимые физико-механические характеристики вала как несущего элемента конструкции. Посадочные поверхности валов дополнительной обработке и покрытиям подвергаются только в особых случаях. Как правило, принятые для валов требования к твердости поверхности удовлетворяют и требованиям к твердости поверхностей для установки подшипников качения:

- сталь 45 - улучшение: HRC 26...32; закалка: HRC 36...42;
- сталь 20X - закалка, цементация: HRC 52...56;
- сталь 40X - закалка, отпуск до HRC 40...46;
- сталь I2XН3А - закалка, отпуск до 36...40 единиц
- сталь 38XМЮА - нормализация: HRC 32...36; или закалка, азитирование: HRC 56...62;
- сталь 25XИЗН2 - закалка, отпуск до HRC 38...42.

1.5 Осевое смещение валов.

Функциональная работоспособность узла “вал-опоры” во многом зависит от степени ограничения осевых смещений вала в подшипниках.

Ориентировочный осевой зазор G<sub>до</sub> выбирают в рекомендуемых для заданных условий пределах (см. таблицу 1.8), учитывая особенности нагрузочного и кинематического режима: чем больше частота вращения и осевые нагрузки, чем выше требования к кинематической точности, тем меньше должен быть осевой зазор и больше натяг.

В технических требованиях сборочных чертежей осевые смещения вала оговаривают предельными значениями сборочного зазора (натяга), мм:

$$G_{ao \min} \dots G_{ao \max}$$

с указанием способа его обеспечения и контроля (примеры записей см. разд. 1.2). При этом

$$G_{ao \min} = G_{ao} - k_i T_G, \quad (1.27)$$

$$G_{ao \max} = G_{ao} + k_s T_G, \quad (1.28)$$

где  $G_{ao}$  – по таблице 1.3;  $T_G$  – допуск сборочного зазора, мм по таблице 1.3;

$k_i T_G$ ;  $k_s T_G$  – нижнее и верхнее предельные отклонения осевого зазора от номинального  $G_{ao}$ , мм, при условии, что  $k_i + k_s = 1$ .

Если коэффициенты теплового расширения (КТР) материалов вала и корпуса одинаковы или близки по значениям, а разность температур вала и корпуса не превышает 20 °С, принимают  $k_i = k_s = 0,5$ . В общем случае их выбирают так, чтобы выполнялись условия:

$$G_{a \Sigma \min} = G_{ao \min} - |\Delta \vec{G}_{a \Sigma}| \geq G_{a \min}, \quad (1.29)$$

$$G_{a \Sigma \max} = G_{ao \max} + |\Delta \vec{G}_{a \Sigma}| \geq G_{a \max}, \quad (1.30)$$

где  $G_{a \Sigma \min}$ ,  $G_{a \Sigma \max}$  – наименьший и наибольший действительные осевые зазоры в подшипниках, мм,

$G_{a \min}$ ,  $G_{a \max}$  – наименьший и наибольший допускаемые осевые зазоры, мм (см. таблицу 1.3)

$|\Delta \vec{G}_{a \Sigma}|$ ,  $|\Delta \vec{G}_{a \Sigma}|$  – абсолютные значения наибольших изменений осевого зазора за счет тепловых вариаций размеров вала и корпуса, уменьшающих  $|\leftarrow|$  и увеличивающих  $|\rightarrow|$  исходный осевой зазор, вычисляемые для двух наиболее неблагоприятных режимов по уравнению:

$$\Delta G_{a \Sigma} = \left[ \frac{d_1 + D_1}{4} \operatorname{ctg} \alpha_1 + \frac{d_2 + D_2}{4} \operatorname{ctg} \alpha_2 \right] \times [\alpha_{tk} (t_k - 20) - \alpha_{tb} (t_b - 20)] + 1_0 [\pm (t_k - 20) \alpha_{tk} \pm (t_b - 20) \alpha_{tb}] \quad (1.31)$$

где  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $D_1$ ,  $D_2$  – внутренние и наружные посадочные диаметры подшипников 1 и 2, мм;

$\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – углы контакта в подшипниках (см. таблицу 1.5); для подшипников типа 0000 принять  $\alpha = 8^\circ$ ;

$\alpha_{tk}$ ,  $\alpha_{tb}$  – КТР материалов корпуса и вала,  $^\circ\text{C}^{-1}$ ;

$t_k$ ,  $t_b$  – заданные предельные значения температуры корпуса и вала,  $^\circ\text{C}$ , при наиболее неблагоприятных режимах работы;

$1_0$  – расстояние между плоскостями качения замыкающих вал подшипников, мм; верхние знаки использовать при замыкании вала по схеме 1, нижние – по схеме 2 (см. таблицу 1.2).

Если точных данных о тепловых режимах узла нет, уменьшающее  $|\Delta \vec{G}_{a \Sigma}|$  вычисляют для режима пуска при  $t_k = t_b = t_{\min}$  для схемы замыкания 1, или полагая  $t_k = t_b = t_{\max}$  при замыкании по схеме 2. Увеличивающее  $|\Delta \vec{G}_{a \Sigma}|$  – вычислять для режима пуска при  $t_k = t_b = t_{\min}$  для замыкания по схеме 2, или, приняв  $t_k = t_b = t_{\max}$  при замыкании по схеме 1.

( $t_{\min}$ ,  $t_{\max}$  – заданные предельные значения температуры эксплуатации).