

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМ. Н.Э. БАУМАНА

# РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ И ОПОР МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ПРИБОРОВ

*Рекомендовано редсоветом МГТУ им. Н.Э. Баумана  
в качестве учебного пособия по курсу  
"Основы конструирования приборов"*

Под редакцией В.Н. Баранова

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
2000

Рецензенты: *В.Н. Герди, Ю.А. Мишин*

**P24** Расчет и конструирование валов и опор механических передач приборов: Учебное пособие по курсу "Основы конструирования приборов" / И.С. Потапцев, Е.В. Веселова, Н.И. Нарыкова, А.В. Якименко. Под ред. В.Н. Баранова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. — 32 с., ил.

Рассмотрены вопросы расчета и конструирования валов и опор скольжения и качения механизмов приборных устройств. Приведены примеры конструкций подшипниковых узлов и необходимые справочные данные.

Для студентов 2-го и 3-го курсов приборостроительных специальностей.  
Ил. 9. Табл. 13. Библиогр. 8 назв.

ББК 34.445

Редакция заказной литературы

Игорь Степанович Потапцев  
Екатерина Васильевна Веселова  
Наталья Ивановна Нарыкова  
Анатолий Васильевич Якименко

### Расчет и конструирование валов и опор механических передач приборов

Заведующая редакцией *Н.Г. Ковалевская*  
Редактор *Е.К. Кошелева*  
Корректор *М.А. Василевская*

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000.

Подписано в печать 06.05.97. Формат 60×84/16. Бумага тип № 2.  
Печ. л. 2,0. Усл. печ. л. 1,86. Уч.-изд. л. 1,74. Тираж 500 экз. Изд. № 83.  
Заказ № С

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
типография МГТУ им. Н.Э. Баумана.  
107005, Москва, 2-я Бауманская, 5.

## ВВЕДЕНИЕ

Валы в механических передачах служат для установки на них зубчатых колес, шкивов, кулачков и других подобных деталей и передачи между ними вращающего момента.

Опоры в передачах служат для обеспечения вращательного движения валов с установленными на них деталями с требуемой точностью и возможно меньшими потерями на трение.

К валам и опорам в приборных передачах часто предъявляют высокие требования по прочности, жесткости, точности, долговечности, массо-габаритным и другим характеристикам, поэтому в процессе проектирования приборов производят расчет и подбор валов и опор по различным критериям. Чтобы научить студентов основам таких расчетов и навыкам проектирования, программой курса "Основы конструирования приборов" предусмотрено выполнение домашнего задания, а также соответствующей расчетной и графической части в курсовом проекте. В настоящем учебном пособии даны рекомендации по выбору материалов для валов и опор, изложена методика расчета, приведены расчетные формулы, примеры конструкций и необходимые справочные материалы.

## РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ВАЛОВ

Обычно валы (часто их называют валиками) механизмов приборов выполняют из конструкционных и легированных сталей, обладающих хорошими механическими характеристиками и физическими свойствами. К таким материалам относятся углеродистые качественные конструкционные стали 30, 35, 40, 45 и другие по ГОСТ 1050—74 и легированные конструкционные стали типа 40X, 45X и другие по ГОСТ 4543—71.

Стали 30 и 35 обладают высокой прочностью и вязкостью сердцевинны после закалки ТВЧ и низкого отпуска и используются для изготовления валиков неотвественного назначения, имеющих небольшой перепад размеров.

Стали 40 и 45 после термического улучшения обеспечивают высокую твердость поверхности и хорошие механические характеристики, поэтому их наиболее широко применяют для изготовления валиков, трибок и других деталей механизмов приборов.

Легированные конструкционные стали 40X, 45X и другие в улучшенном и нормализованном состоянии используются для валиков и трибок приборных передач ответственного назначения, работающих в условиях знакопеременных напряжений (табл. 1).

Т а б л и ц а 1

Основные механические характеристики некоторых марок сталей для валов и осей

Марка стали	Состояние, термообработка	$\sigma_b$ , Мпа	$\sigma_t$ , Мпа	$\sigma_{-1}$ , Мпа	Твердость
35	Нормализация	540	320	250	НВ 207
45	Нормализация	610	360	280	НВ 241
	Улучшение	490	476	338	—
40X	Нормализация	840	620	—	НВ 235
	Улучшение	86-0	—	380	НВ 280
45X	Улучшение	1050	850	600	НВ 280
40XH	Улучшение	1100	800	394	—
40X13	Закалка + низкий отпуск	1700	1420	710	HRC <sub>2</sub> 50

## РАСЧЕТ ВАЛИКОВ

Расчет валиков приборных передач ведут из условий прочности и жесткости, учитывая, что напряжения в материале валиков и их деформация вызываются действием крутящих и изгибающих моментов.

Если на валик или его участок действует только крутящий момент (обычно это входной или выходной участок), то для расчета его диаметра достаточно использовать условие прочности валика на кручение, из которого следует

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 [\tau]}}$$

где  $M_k$  — крутящий момент на рассматриваемом участке валика, Н·мм;  $[\tau]$  — допускаемое касательное напряжение для выбранного материала, МПа.

Значение  $[\tau]$  зависит от характера нагрузки (постоянная, пульсирующая, знакопеременная) и определяется по соотношению

$$[\tau] = \frac{\tau_{np}}{n}$$

где  $\tau_{np}$  — одно из предельных касательных напряжений:  $\tau_b$ ,  $\tau_t$ ,  $\tau_0$ ,  $\tau_{-1}$ ;  $n$  — коэффициент запаса, выбираемый в пределах  $n = 1,5 \dots 2,5$ .

При отсутствии достаточных сведений о механических характеристиках выбранного материала в проектировочном расчете можно пользоваться эмпирической зависимостью

$$[\tau] = 0,58 [\sigma]$$

Полученное значение диаметра выходного конца валика должно быть округлено до стандартного по ГОСТ 6636—69 “Нормальные линейные размеры” или по ГОСТ 12080—66 “Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты”. Диаметр валика под шарикоподшипник принимают равным посадочному диаметру его внутреннего кольца, но он не должен быть меньше расчетного.

При одновременном действии крутящего и изгибающего моментов в поперечном сечении валика возникает сложное напряженное состояние, тогда условие прочности записывают в виде

$$\sigma_3 \leq [\sigma],$$



где  $\sigma_3$  — эквивалентное напряжение в опасном сечении от совместного действия кручения и изгиба, МПа;  $[\sigma]$  — допускаемое нормальное напряжение для выбранного материала, МПа.

При передаче крутящего момента с помощью зубчатых колес, шкивов, рычагов и т.п. материал валиков приборных передач работает в условиях циклических напряжений, поэтому значение допускаемого напряжения  $[\sigma]$  определяют через предел выносливости материала  $\sigma_R$  при соответствующем цикле (асимметричном, симметричном, пульсационном) и коэффициент запаса по пределу выносливости  $n$ , значение которого при проектировочном расчете можно принимать в диапазоне  $n = 1,2 \dots 1,5$ , т. е.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_R}{n}$$

В нормальных условиях работы механизма в качестве  $\sigma_R$  чаще всего принимают предел выносливости материала при симметричном цикле  $\sigma_{-1}$ .

Эквивалентное напряжение в предполагаемом опасном сечении валика от совместного действия кручения и изгиба можно определить, пользуясь энергетической теорией прочности:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

При известных значениях изгибающего  $M_{из}$  и крутящего  $M_{кр}$  моментов в сечении валика его диаметр можно рассчитать по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1 [\sigma]}}$$

где  $M_{пр} = \sqrt{M_{из}^2 + 0,75 M_{кр}^2}$  — приведенный момент в данном сечении, Н·мм.

В дальнейшем в процессе разработки конструкции механизма при проверочных расчетах необходимо учесть влияние различных концентраторов напряжений и других факторов, влияющих на усталостную прочность материала, и скорректировать размеры поперечного сечения валика для различных опасных сечений.

Значение крутящего момента обычно задано или легко может быть определено по кинематической схеме механизма, а изгибающие моменты в различных сечениях валика и опасные сечения определяют из построения и анализа эпюр изгибающих и крутящих моментов. Для построения эпюр и проведения расчетов необходимо составить расчетную схему валика.

## СОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ВАЛИКА И ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ИЗГИБАЮЩИХ И КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ

При составлении расчетной схемы валик обычно представляют как балку, лежащую на шарнирных опорах и подверженную изгибу и кручению от действия заданных и расчетных нагрузок (рис. 1). Опору, воспринимающую радиальные и осевые нагрузки, считают шарнирно неподвижной, а воспринимающую только радиальные нагрузки — шарнирно подвижной. Опорные реакции представляют в виде сосредоточенных сил, приложенных в середине ширины подшипников. За расчетные нагрузки принимают приведенные к оси валика силы, действующие на детали, которые находятся на валике (шестеренки, червяки, зубчатые и червячные колеса, шкивы, кулачки, рычаги). Собственную массу валика и смонтированных на нем деталей обычно не учитывают, за исключением тех случаев, когда их масса соизмерима с действующими нагрузками.

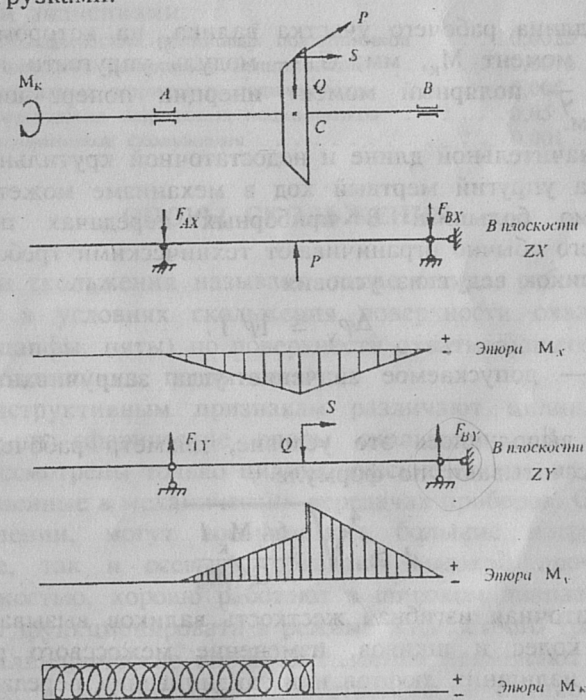


Рис. 1



По составленной расчетной схеме определяют опорные реакции, пользуясь уравнениями механики. Если нагрузки, действующие на валик, не лежат в одной плоскости, то их раскладывают по двум взаимно перпендикулярным плоскостям, определяют в этих плоскостях реакции опор и изгибающие моменты, а затем находят результирующие опорные реакции и изгибающие моменты как геометрическую сумму составляющих (см. рис. 1):

$$F_{AX} = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2}, \quad F_{BX} = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2}, \quad M_{\text{и}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}.$$

Чтобы обеспечить нормальную работу передач с заданной точностью, необходимо кроме прочности обеспечить достаточную жесткость валиков на скручивание и на изгиб.

Из-за скручивания валиков под действием крутящих моментов в силовых передачах возникает так называемый упругий мертвый ход  $\Delta\varphi_y$ , равный двойному углу закручивания рабочего участка валика:

$$\Delta\varphi_y = 2 \frac{M_k l}{G J_p},$$

где  $l$  — длина рабочего участка валика, на котором действует крутящий момент  $M_k$ , мм;  $G$  — модуль упругости при сдвиге, МПа;  $J_p$  — полярный момент инерции поперечного сечения валика, мм<sup>4</sup>.

При значительной длине и недостаточной крутильной жесткости валика упругий мертвый ход в механизме может оказаться недопустимо большим. В приборных передачах повышенной точности его обычно ограничивают техническими требованиями и расчет валиков ведут из условия

$$\Delta\varphi_y \leq [\varphi],$$

где  $[\varphi]$  — допускаемое значение угла закручивания валика, угл. мин.

Чтобы выполнялось это условие, диаметр рабочего участка валика рассчитывают по формуле

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{64 M_k l}{\pi G [\varphi]}}.$$

Недостаточная изгибная жесткость валиков вызывает перекос зубчатых колес и шкивов, изменение межосевого расстояния, появление излишних люфтов или заклинивания передач, поэтому размеры валиков проверяют по условию

$$f_{\text{расч}} \leq f_{\text{пред}},$$

где  $f_{\text{расч}}$  — расчетное значение прогиба валика в местах установки деталей, передающих силы и моменты, мм;  $f_{\text{пред}}$  — предельно допускаемое значение прогиба валика, мм.

В зависимости от применения передачи допускаемый прогиб валиков в зубчатых механизмах устанавливают в пределах: в обычных передачах  $f_{\text{пред}} = (0,01 \dots 0,03) m$ ; в точных передачах  $f_{\text{пред}} = 0,005 m$ , где  $m$  — модуль зацепления, мм.

В общем случае допускаемый прогиб принимают в пределах

$$f_{\text{пред}} = (0,0002 \dots 0,0003) L,$$

где  $L$  — расстояние между опорами валика, мм.

При действии на валик нагрузок в разных плоскостях их следует разложить на две взаимно перпендикулярные плоскости  $X$  и  $Y$ , в каждой определить прогиб  $f_x$  и  $f_y$ , а затем найти суммарный прогиб

$$f_{\Sigma} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}.$$

Кроме прогибов определяют углы наклона упругой линии валика (в радианах) в местах установки опор, ограничиваемые следующими значениями:

для цилиндрических роликовых подшипников . . . . .	0,0025
для конических роликовых подшипников . . . . .	0,0016
для однорядных шариковых подшипников . . . . .	0,005
для сферических шариковых подшипников . . . . .	0,05
для подшипников скольжения . . . . .	0,001 ... 0,002

## ОПОРЫ СКОЛЬЖЕНИЯ

Опорами скольжения называют такие опоры, работа которых происходит в условиях скольжения поверхности охватываемого элемента (цапфы, пяты) по поверхности охватывающего элемента (втулки, подшипника, подпятника).

По конструктивным признакам различают цилиндрические, конические и сферические опоры скольжения. В настоящем пособии рассмотрены только цилиндрические опоры, как наиболее распространенные в механических передачах приборов. Они просты в изготовлении, могут воспринимать большие нагрузки (как радиальные, так и осевые), обладают высокой прочностью и износостойкостью, хорошо работают в широком диапазоне скоростей, могут функционировать в режиме жидкостного трения и без смазки. Цилиндрические опоры скольжения применяют в часовых механизмах, в механизмах радиоустройств, в оптико-механических, контрольно-измерительных, авиационных приборах и во многих других приборных устройствах.

Цилиндрическая опора (рис. 2) состоит из охватываемого элемента 1 — цапфы и охватывающего элемента 2 — подшипника. Для восприятия осевой нагрузки служит заплечик 3 с диаметрами  $d_1$  и  $d_2$ .

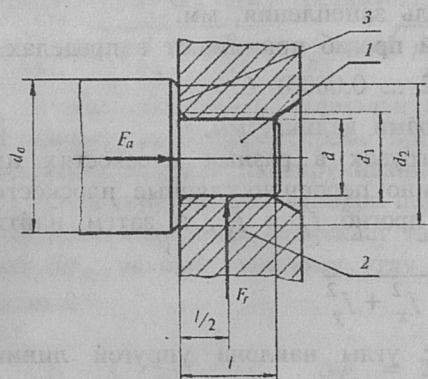


Рис. 2

При конструировании цилиндрических опор скольжения инженер сталкивается с решением одновременно нескольких задач, вызванных противоречивыми требованиями.

Во-первых, необходимо выбрать схему опор. При решении этой задачи определяют взаимное расположение неподвижных опорных поверхностей и вращающихся элементов механизма. Схема опор часто является основополагающей при выборе компоновочной схемы всего устройства (рис. 3).

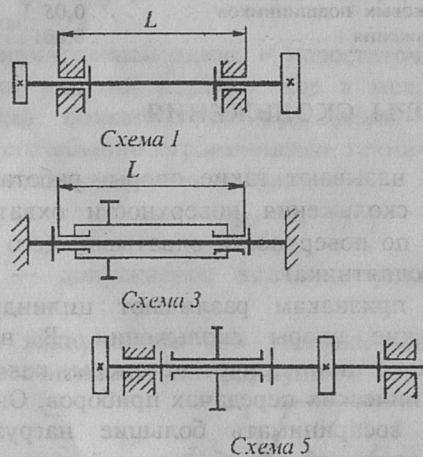


Рис. 3

Существуют два принципиально различных способа установки вращающихся деталей. При первом способе опорные шейки (цапфы) валика или оси располагаются в неподвижной детали, отверстия которой называют подшипниковыми. Если при этом вал

опирается на две шейки, разнесенные на некоторое расстояние (схема 1), то детали на нем могут быть закреплены как в средней части, так и на его концах. Если же вал установлен в подшипнике своей средней частью (схема 2), детали могут закрепляться только на его концах. При втором способе вращающаяся или поворачивающаяся деталь своим отверстием устанавливается на неподвижной оси (схемы 3 и 4). В более сложных случаях возможна комбинация различных способов установки (схема 5), где детали могут вращаться относительно вала, который, в свою очередь, вращается в неподвижных подшипниках. Выбор схемы опор существенно влияет на точностные характеристики механизма. В идеальном случае подвижная деталь не должна иметь осевых и радиальных перемещений и перекосов оси вращения относительно ее теоретического положения. Источником радиальных перемещений и перекосов является радиальный зазор между цапфой и подшипником. Этот зазор не подлежит регулировке и зависит от размеров цапфы и отверстия подшипника и степени износа деталей опоры. Осевой люфт зависит от наличия зазоров между подвижными и неподвижными деталями в осевом направлении.

Для уменьшения перекосов из-за радиальных зазоров и во многих случаях для уменьшения опорных реакций стремятся увеличить базу  $L$  (см. схемы 1 — 4 на рис. 3). При реализации схем 1 и 3 размер  $L$  обычно получается достаточным, так как между крайними опорными точками вращающихся деталей часто необходимо разместить еще какие-то детали. В конструкциях, созданных по схемам 2 и 4, базу стараются увеличить, используя длинные подшипниковые втулки. Конструкции с неподвижной консольной цапфой из-за ее сравнительно малой длины и малой жесткости используют либо в малонагруженных механизмах, либо в тех случаях, когда даже при значительных нагрузках перекосы звеньев из-за упругих деформаций не вызывают погрешностей в работе прибора. Вместе с тем, такие конструкции, как правило, характеризуются удобством сборки и малыми осевыми размерами.

Геометрическая форма и конструкция самой цапфы зависят от выбранной схемы опоры, диаметра цапфы и направления действующих сил. Цапфы диаметром более 1 мм чаще всего являются частью самого валика или оси и образуются соответствующей обработкой их концов (рис. 4 а, б). Чтобы уменьшить трение на торцевой поверхности цапфы и сохранить смазку, у заплечиков снимают фаску (см. рис. 4 б). Цапфы диаметром менее 1 мм для увеличения их прочности делают с переходным закруглением (рис. 4 в) или вставными (рис. 4 г). В некоторых случаях, чтобы получить более острую кромку для стока смазки, у основания



цапфы делают обратную выточку (рис. 4 д). В приборах, работающих в условиях вибрации, применяют цапфы повышенной прочности. Для этого основанию цапфы придают параболический профиль в продольном сечении (рис. 4 е). Прочность такой цапфы почти в 10 раз превосходит прочность обычной цапфы с заплечиком.

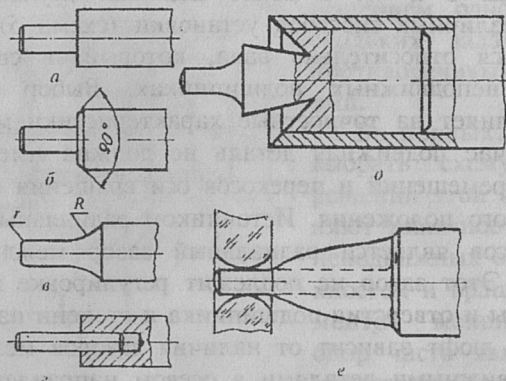


Рис. 4

Подшипники цилиндрических опор скольжения выполняют либо в виде отверстия непосредственно в самой плате (рис. 5 а, б), либо в виде отдельной втулки, закрепленной в плате тем или иным способом (рис. 5 в — ж). На рис. 5 в изображена втулка, запрессованная с накаткой, концы втулок на рис. 5 г — е расклепаны. В изоляционном материале втулки крепят с помощью развальцовки или заформовки (рис. 5 ж, з).

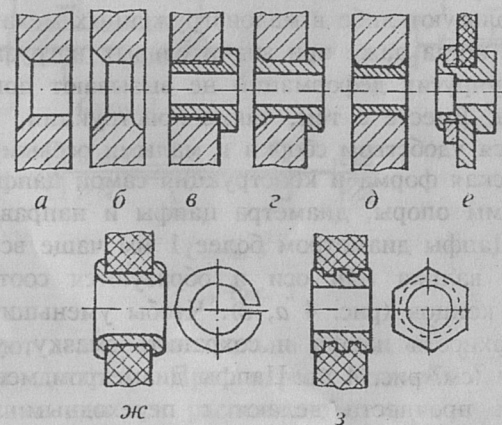


Рис. 5

В приборных устройствах чаще всего используют опоры с двумя неподвижными подшипниками. Вследствие неизбежных погрешностей изготовления деталей в конструкциях опор, в которых не предусмотрена регулировка при сборке, следует предусматривать достаточно большой осевой зазор  $\Delta_0$  (рис. 6). Величину этого зазора определяют из расчета размерных цепей, и в реальных конструкциях она составляет 0,1 ... 0,5 мм. Для уменьшения осевого зазора применяют конструкции с регулируемыми подшипниками (рис. 7 а — в).

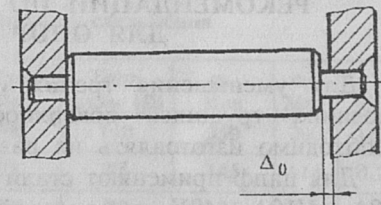


Рис. 6

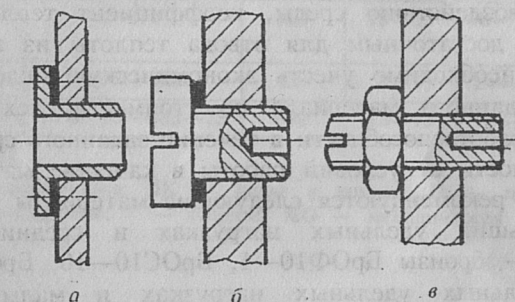


Рис. 7

Геометрические размеры элементов опоры обычно принимают конструктивно с последующим проверочным расчетом на прочность, износ, нагрев и потери на трение. Диаметр цапфы  $d$  (см. рис. 2) назначают в зависимости от диаметра валика, определяемого из расчета на прочность, жесткость и выносливость. При наличии фаски на заплечике рекомендуется соотношение диаметров  $d_2 = (1,6 \dots 2,0) d$ . Длина цапфы  $l = \lambda d$ , где  $\lambda$  — коэффициент длины цапфы, принимаемый в пределах  $\lambda = 0,5 \dots 1,5$ .

Для сопряжения цапф с подшипниками в опорах, работающих со смазкой при средних угловых скоростях и повышенных требованиях к точности вращения, применяют посадки  $H7/f6$  или  $H7/f7$ . Для обеспечения высокой точности вращения при небольшой скорости возможно применение посадки  $H7/g6$ . При невысоких требованиях к точности вращения валика можно применять посадки  $H8/f8$  и  $H9/f9$ , а также  $H8/h8$ .

## РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ

Для уменьшения трения и износа, а также во избежание заедания трущихся поверхностей элементы опор скольжения необходимо изготавливать из разных материалов.

Для цапф применяют стали 45, 50 нормализованные или стали У8А, У10А, 40Х с закалкой до твердости HRC 50 — 55, нержавеющей сталь Х18Н9Т и некоторые другие, могут применяться также твердые сплавы.

Материал подшипника в сочетании с материалом цапфы должен обладать малым коэффициентом трения, высокой износостойкостью и хорошей прирабатываемостью. Слой трения должен обладать необходимой несущей способностью, противостоять коррозионному воздействию среды, коэффициент теплопроводности должен быть достаточным для отвода теплоты из зоны трения. Кроме того, необходимо учесть экономическую целесообразность применения данного материала по стоимости, технологичности обработки и работоспособности в течение заданного срока службы.

В зависимости от условий работы в качестве материалов для подшипников рекомендуются следующие материалы (табл. 2).

При больших удельных нагрузках и средних скоростях скольжения — бронзы БрОФ10—1, БрОС10—10, БрОСЦ6—6—3; при значительных удельных нагрузках и малых скоростях скольжения — БрАЖ9—4, БрБ2 и латуни ЛС59—1, ЛЖМц59—1—1, ЛМцА57—3—1. Эти материалы допускают давление  $[p] = 12 \dots 15$  МПа. При скоростях  $v = 0,5$  м/с принимают  $[p] = 4 \dots 8$  МПа. В контрольно-измерительных, электроизмерительных приборах, в механизмах приборных устройств повышенной точности применяют подшипники из естественных или искусственных минералов, таких как агат, сапфир, рубин, корунд. Они позволяют уменьшить трение и увеличить долговечность, хорошо работают при удельных нагрузках  $(3,5 \dots 5) \cdot 10^3$  Н/мм. При небольших нагрузках и необходимости электрической изоляции подвижных частей прибора от неподвижных часто используют пластмассовые подшипники из капролона, фторопласта, текстолита и др.

Материалы для подшипников скольжения

Материал	ГОСТ	Состояние*	Твердость НВ	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_t$ , МПа	$E \cdot 10^5$ , МПа
БрОФ10—1	613—79	ЛК	110	350	200	1,00
БрОС10—10	613—79	ЛК	75	145	115	0,74
БрОСЦ6—6—3	613—79	ЛК	70	175	80	0,88
БрАЖ9—4	18175—78	П	1880	750	350	1,12
БрБ2	18175—78	З.С	345	1370	1250	1,28
ЛС59—1	15527—70	Т	140	550	400	1,05
ЛЖМц59—1—1	15527—70	Т	150	700	—	1,04
ЛМцА57—3—1	15527—70	Т	170	750	350	1,02
Текстолит ТК, К, Э	5—78	МО	25—35	90—100	—	0,05
Фторопласт 4	10007—80Е	Сп	3—4	14—35	—	0,05
Капролон В	ТУ6—05—983—73	МО	13—15	90—95	—	0,015

\*Приняты обозначения: ЛК — литые в кокиль; П — полунагартованное; З.С — закалка+старение; Т — твердое; МО — механическая обработка; Сп — спекание.

## РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ

Целью расчета является определение размеров элементов опоры, при которых обеспечиваются необходимая ее работоспособность и долговечность. Как указывалось выше, расчет зачастую является проверочным, так как геометрические размеры опоры обычно определяются конструктивно. Расчет ведут по критериям прочности, износостойкости и отсутствия перегрева.

При необходимости расчета диаметра цапфы его определяют из условия изгибной прочности  $\sigma_{из} \leq [\sigma_{из}]$ , считая, что радиальная нагрузка  $F_r$  приложена к цапфе в середине ее длины. Задавшись отношением  $\lambda = l/d$ , диаметр цапфы можно определить по формуле

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r \lambda}{0,2 [\sigma_{из}]}}$$

Размеры цапфы должны также удовлетворять условию невыдавливания смазки, при котором обеспечивается износостойкость опоры, работающей в режиме полужидкостного, или граничного, трения, т.е.



$$p = F_r / (ld) \leq [p],$$

где  $p$  — удельная нагрузка в зоне контакта цапфы и подшипника, Н·мм;  $[p]$  — допускаемая удельная нагрузка, Н·мм, выбираемая по табл. 3.

Если определены допустимые значения  $[\sigma_{\text{н}}]$  и  $[p]$  при заданном отношении  $l/d$ , диаметр цапфы может быть определен как

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{F_r^2}{0,2 [p] [\sigma_{\text{н}}]}}$$

Для обеспечения нормального теплового режима работы, при котором не разрушается пленка смазки на трущихся поверхностях, быстро вращающиеся опоры проверяют по критерию теплостойкости:

$$pv \leq [pv],$$

где  $v$  — линейная скорость точек поверхности цапфы, м/с. Значения  $[pv]$  выбирают по табл. 3.

Таблица 3

Характеристики материалов опор скольжения

Материалы трущихся поверхностей	Коэффициент трения $f$	$[p]$ , МПа	$[pv]$ , МПа·м/с
Сталь — бронза ОЦС	Со смазкой 0,05	5 — 10	10 — 12
Сталь — бронза ОФ	Со смазкой 0,05	10 — 15	До 20
Сталь — бронза С30	Без смазки 0,1 — 0,2	20 — 25	До 30
Сталь — бронза АЖ, АЖС	Без смазки 0,1 — 0,2	15 — 25	До 20
Сталь — латунь ЛС59-1	Без смазки 0,14	10 — 12	10
	Со смазкой 0,02	10 — 12	10
Сталь — металлокерамика	Без смазки 0,4	4 — 5	0,7
	Со смазкой 0,1	4 — 5	0,7
Сталь закал. — чугун	Со смазкой 0,06	До 10	—
Сталь закал. — сталь закал.	Со смазкой 0,08	15	—
Сталь — текстолит	Без смазки 0,25	20 — 25	25
Сталь — полиамид	0,15 — 0,21	10 — 15	15
	0,10 — 0,12	—	—
Сталь — ситалл	0,13	—	—
Сталь — агат	0,15	—	—
Сталь — корунд	0,14	—	—
Сталь — рубин	0,14	—	—

## МОМЕНТЫ ТРЕНИЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОПОРАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

В проектировочных расчетах при одновременном действии на опору скольжения радиальной  $F_r$  и осевой  $F_a$  нагрузок момент трения в ней  $M_{\text{тр}}$  определяют как сумму  $M_{\text{тр}} = M_r + M_a$ , где  $M_r$  и  $M_a$  — моменты сил трения, зависящие от радиальной и осевой нагрузок, которые рассчитывают по формулам [8]:

$$M_r = 0,635 f F_r d \quad \text{и} \quad M_a = \frac{1}{3} f F_a \frac{d_2^3 - d_1^3}{d_2^2 - d_1^2}$$

В этих формулах обозначения соответствуют рис. 2. По формулам рассчитывают только приближенные значения моментов сил трения, так как в них входит коэффициент трения скольжения  $f$ , значение которого может в широких пределах колебаться в зависимости от целого ряда факторов, учесть которые практически невозможно. Обычно момент сил трения на 30 ... 40% выше расчетного.

## ОПОРЫ КАЧЕНИЯ

Опоры с трением качения подразделяют на шариковые и роликовые подшипники. В современном точном приборостроении применяют главным образом шариковые подшипники, обладающие меньшими потерями на трение.

По сравнению с опорами скольжения шарикоподшипники имеют существенно меньшие моменты трения при трогании с места и при движении, в частности, момент трогания у них в 5 — 10 раз меньше, чем у подшипников скольжения, а это весьма важно для устройств с часто повторяющимися пусками и реверсом. Они обеспечивают высокую точность центрирования, воспринимают значительные радиальные и осевые нагрузки, сохраняют работоспособность при больших частотах вращения и в широком диапазоне изменения температуры. Шарикоподшипники стандартизованы и нормализованы в производстве, это позволяет сократить время на проектирование опорных узлов, обеспечить их полную взаимозаменяемость и невысокую стоимость.

Из всего многообразия шарикоподшипников в опорных узлах механизмов приборов наиболее распространены самые экономичные, достаточно точные и компактные радиальные однорядные и радиальноупорные шарикоподшипники нулевого класса точности, основные типы которых и рекомендации по их применению приведены в табл. 4.

## Основные типы стандартных приборных шарикоподшипников

Конструкция	Обозначение	ГОСТ	Конструктивные особенности	Условия работы, область применения
Радиальные однорядные шарикоподшипники				
	00000	8838—75*	Основная конструкция	При радиальной и умеренной двусторонней осевой нагрузке при низких, средних и высоких скоростях вращения
	60000	724281*	С одной защитной шайбой	То же. В узлах, работающих в запыленной среде. В конструкциях, где затруднена установка уплотняющих устройств в корпусе
	80000		С двумя защитными шайбами	
	840000	10058—75	С упорным буртом	При радиальной и односторонней умеренной осевой нагрузке в направлении упорного бурта, при низких и средних частотах вращения
	860000		То же. С одной защитной шайбой	
Радиально-упорные шарикоподшипники				
	600	831—75*	Разъемные, $\alpha = 12^\circ$	При радиальной и осевой односторонней нагрузке. Обеспечивают повышенную точность центрирования подвижной части прибора. Применяют при высоких частотах вращения. При увеличении $\alpha$ возрастает воспринимаемая осевая нагрузка и жесткость подшипника
	36000		Неразъемные с замком на наружном кольце, $\alpha = 12^\circ$	
	46000		То же, $\alpha = 26^\circ$	
	1076000	831—75*	Со съемным внутренним кольцом, $\alpha = 18^\circ$	При радиальной и небольшой осевой односторонней нагрузке

Следует отметить, что радиальные шарикоподшипники наряду с радиальной нагрузкой могут воспринимать умеренные осевые нагрузки, действующие в обе стороны (в пределах 70% неиспользованной допускаемой радиальной нагрузки). Радиально-упорные шарикоподшипники могут воспринимать как радиальную, так и осевую нагрузки. Воспринимаемая осевая нагрузка и допустимая частота вращения зависят от угла контакта  $\alpha$ . С увеличением угла контакта способность подшипников воспринимать осевые нагрузки увеличивается. Радиально-упорные шарикоподшипники могут быть разъемными и неразъемными, однорядными и сдвоенными. Их применяют в приборах и устройствах с двусторонней осевой фиксацией, где необходимы осевой предварительный натяг или регулирование зазора в подшипниках при монтаже либо в условиях эксплуатации. Расстояние между опорами должно быть относительно небольшим.

## ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ ПРИБОРНЫХ РЕДУКТОРОВ

Валы редукторов малогабаритных устройств и приборов монтируют на стандартных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипниках. Схема и конструкция подшипникового узла определяются конструктивным оформлением редуктора. В приборостроении наибольшее применение находят следующие конструкции редукторов: однокорпусная, на двух платах, в отдельном закрытом корпусе и на общей плате (рис. 8).

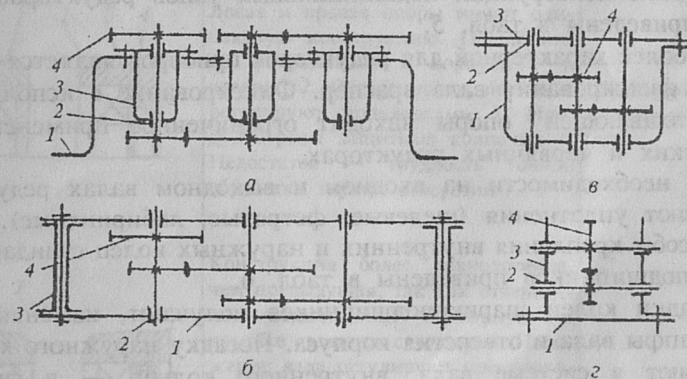


Рис. 8



Типовые конструкции подшипниковых узлов редукторов

Однокорпусную конструкцию (рис. 8 а) выполняют на одном основании 1 с применением втулок 3, которые позволяют располагать подшипники 2 в средней части, а зубчатые колеса 4 крепить консольно. Такая конструкция применима для цилиндрических зубчатых передач.

В редукторах на двух платах (рис. 8 б) подшипники 2 располагают на концах валов, а зубчатые колеса 4 монтируют на участке между опорами. Платы 1 закрепляют на нескольких стойках 3. Платы обычно имеют малую толщину, поэтому подшипники устанавливают в специальные втулки. Эту конструкцию, как и первую, используют для редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами. Редуктор имеет открытую конструкцию, и обычно его устанавливают внутри приборного устройства.

Редуктор в закрытом корпусе (рис. 8 в) состоит из корпуса 1 и одной или двух крышек 3. Подшипники 2 устанавливают непосредственно в корпусе, либо в подшипниковые крышки. Редуктор не имеет ограничений по виду зубчатых передач 4 (цилиндрические, конические, червячные).

В редукторах, собираемых на общей плате 1 (рис. 8 г), подшипники 2 монтируют в специальных кронштейнах 3. Как и в предыдущем случае, в редукторе могут быть использованы цилиндрические, конические и червячные передачи.

Валы, на которых крепят цилиндрические зубчатые колеса, устанавливают на радиальных подшипниках. Для крепления валов с коническими колесами применяют радиальные и радиально-упорные подшипники. В качестве опор червячной передачи используют радиально-упорные подшипники.

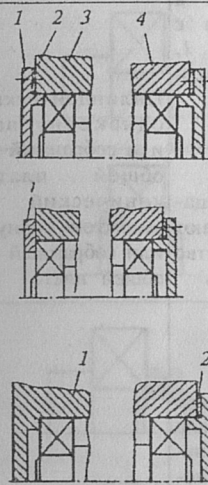
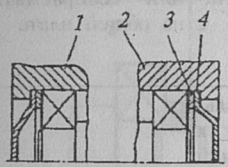
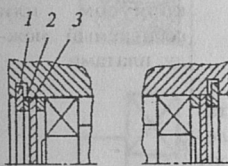
Типовые конструкции подшипниковых узлов редукторов приборов приведены в табл. 5.

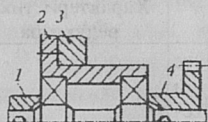

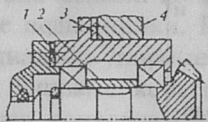
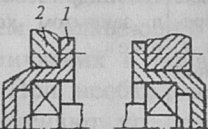
Наиболее характерной для редукторов приборов является схема осевого фиксирования вала враспор. Фиксирование с использованием "плавающей" опоры находит ограниченное применение в конических и червячных редукторах.

При необходимости на входном и выходном валах редуктора применяют уплотнения (щелевые, фетровые, лабиринтные).

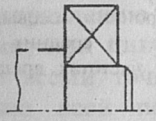
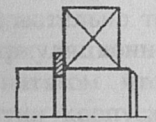
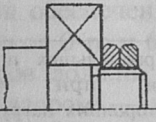
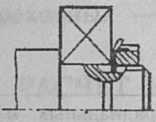

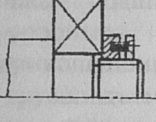
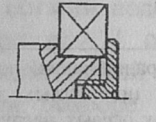
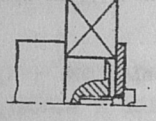
Способы крепления внутренних и наружных колец стандартных шарикоподшипников приведены в табл. 6.

Посадки колец шарикоподшипников получают, изменяя размеры цапфы вала и отверстия корпуса. Посадку наружного кольца выполняют в системе вала, внутреннего кольца — в системе отверстия, однако в отличие от основного отверстия допуск на диаметр  $d$  внутреннего кольца задают не в "плюс", а в "минус".

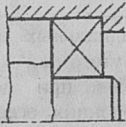
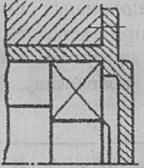
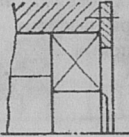
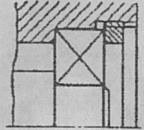
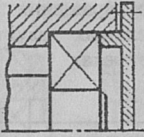
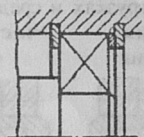
Конструкция узла	Характеристика узла	Характеристика редуктора
	<p>Подшипники установлены в корпусе 3 и крышке 4 и поджаты глухими центрирующими втулками 1. Осевое смещение вала осуществляют с помощью прокладок 2. Конструкция проста и технологична</p> <p>То же. В левой опоре установлена торцовая шайба 1</p> <p>То же. Наружное кольцо левого подшипника установлено в упор заплечика корпуса 1</p>	<p>Цилиндрический, конический, червячный, выполненный в закрытом корпусе или собираемый на общей плате</p>
	<p>В правой опоре применена тарельчатая пружина 2 для регулировки осевого положения вала. Пружина 2 установлена между нажимным стаканом и торцовой крышкой 1</p>	
	<p>Левая и правая опоры имеют одинаковую конструкцию. Подшипники установлены в корпусе 1 и крышке 2. Осевое положение вала регулируют прокладками 3. Предусмотрены защитные колпачки 4. Недостаток — трудность точной обработки глухих отверстий</p>	<p>Цилиндрический в закрытом корпусе</p>
	<p>Конструкция более технологична, чем предыдущая, так как отверстия под подшипники в корпусе и крышке являются сквозными. Положение вала регулируют прокладками 2 и фиксируют разрезными кольцами 1. От загрязнений узлы защищены шайбами 3</p>	

Конструкция узла	Характеристика узла	Характеристика редуктора
	Подшипники установлены во втулке 2, которую за фланец крепят в корпусе 3. Внутренние кольца в осевом направлении фиксируют с внешних сторон втулкой 1, ступицей зубчатого колеса 4 или другой деталью	Цилиндрический однокорпусной или собранный на общей плате, конический в закрытом корпусе или собранный на общей плате
	То же. Между наружными кольцами подшипников устанавливают распорную втулку. Достоинство конструкции — технологичность	
	Внутренние кольца подшипников установлены до упора в буртик вала 1. Правильное зацепление обеспечивают смещением стакана 3 относительно корпуса 5 прокладками 4. Имеется лабиринтное уплотнение 2	
	Подшипники установлены в стакане 1. Между внутренними кольцами подшипников введена распорная втулка 2. Зацепление зубчатых колес регулируется смещением стакана относительно корпуса 4 с помощью прокладок 3	Конический, выполненный в закрытом корпусе или собираемый на общей плате
	Подшипники установлены в стальные втулки 1, которые крепят к плате или корпусу 2 винтами или монтируют по неподвижной посадке	Цилиндрический с тонкостенным корпусом или собираемый между платами
	Крышки 1 с подшипниками установлены с внешней стороны. Положение вала регулируют прокладками 2	

Способы крепления колец стандартных подшипников

Конструкция	Способ крепления и его характеристика	Область применения
	Упор в заплечик вала или торец детали, жестко закрепленной на валу. Достоинство — высокая точность сборки	Для радиальных и радиально-упорных подшипников при действии односторонних осевых нагрузок и средних частотах вращения
	Упор в пружинное кольцо. Достоинство — простота конструкции	Для радиальных подшипников при малых односторонних нагрузках и низкой частоте вращения
	Упор в заплечик вала и крепление гайкой. Самоотвинчивание гайки предотвращается контргайкой;	Для радиальных и радиально-упорных подшипников при значительных двусторонних осевых нагрузках и при высоких частотах вращения
	стопорной шайбой, язычок которой вводят в паз вала;	
	специальной гайкой малой толщины, деформируемой после установки в месте расположения паза на валу;	При малых и средних частотах вращения и незначительных двусторонних нагрузках
	специальной гайкой и винтом для ее стопорения	
	Упор в заплечик вала и крепление: винтом;	Для радиальных и радиально-упорных подшипников при двусторонних осевых нагрузках и средних и высоких частотах вращения
	торцевой шайбой и винтом	



Конструкция	Способ крепления и его характеристика	Область применения
	Упор в бортик корпуса	Для радиальных и радиально-упорных подшипников при значительных односторонних осевых нагрузках и средних и высоких частотах вращения
	Упор в бортик крышки	
	Упор в стопорное кольцо или торцовую шайбу. Достоинство — простота конструкции	Для радиальных подшипников при малых односторонних нагрузках и низкой частоте вращения
	Упор в бортик корпуса и крепление резьбовой втулкой	Для радиальных и радиально-упорных подшипников при значительных двусторонних осевых нагрузках и высоких частотах вращения
	Упор в бортик корпуса и крепление крышкой	
	Установка с двух сторон пружинных колец. Достоинство — простота и технологичность конструкции	Для радиальных подшипников при малых двусторонних осевых нагрузках и низких частотах вращения

Расчет и выбор натяга (зазора) производят, учитывая средние значения диаметров посадочных поверхностей:  $d_m$  — внутреннего и  $D_m$  — наружного колец. Характер посадки определяют по виду нагружения (местное, циркуляционное, колебательное). При местном нагружении кольцо воспринимает радиальную, постоянную по направлению нагрузку ограниченным участком дорожки качения, при циркуляционном — радиальную нагрузку последовательно всеми точками дорожки качения и передает ее последовательно всей посадочной поверхности вала и корпуса. При колебательном нагружении радиальная нагрузка воспринимается последовательно точками ограниченного участка дорожки качения.

Циркуляционно нагруженные кольца устанавливают с небольшим натягом чтобы исключить их проворот на цапфе или в отверстии корпуса. При местном нагружении применяют посадки с зазором, при колебательном — переходные посадки.

Для обеспечения соответствующих посадок колец шарикоподшипников 0-го и 6-го классов точности диаметры валов и отверстий корпусов должны выполняться с полями допусков:

с зазором —  $h6$ ,  $g6$ ,  $f6$  и  $H7$ ,  $G7$ ,  $H8$ ;

с натягом —  $k6$  и  $K7$ ;

переходных —  $j_s6$  и  $J_s7$ .

## РАСЧЕТ И ПОДБОР ШАРИКОПОДШИПНИКОВ

Проектирование подшипникового узла начинают с выбора типа подшипника. Тип подшипника (радиальный, радиально-упорный) выбирают в зависимости от соотношения между осевой и радиальной нагрузками при учете требований к точности центрирования вала. Если отношение  $F_a/F_r < 0,35$ , то применяют радиальные подшипники, в противном случае используют радиально-упорные.

Шарикоподшипники подбирают по статической или динамической грузоподъемности в зависимости от частоты вращения. Условно принято, что при частоте вращения подвижного кольца  $n < 1$  об/мин подбор производят по статической грузоподъемности  $C_0$ , при  $n > 1$  об/мин подшипники рассчитывают и подбирают по динамической грузоподъемности  $C$ .

При подборе подшипников по статической грузоподъемности ее расчетное значение  $(C_0)_p$  определяют по формуле

$$(C_0)_p = K_H P_0,$$

где  $K_H$  — коэффициент надежности при статическом нагружении (выбирается в зависимости от требования к легкости вращения в пределах 0,5 ... 2,5);  $P_0$  — приведенная статическая нагрузка, Н.

В соответствии с ГОСТ 18854—73 для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников приведенную статическую нагрузку рассчитывают по формулам

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \text{ или}$$

$$P_0 = F_r \text{ (если расчетная величина } P_0 < F_r \text{),}$$

где  $X_0$  и  $Y_0$  — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, значения которых выбирают по табл. 7.

Шарикоподшипник выбирают по условию  $C_0 > (C_0)_p$ , где  $C_0$  — статическая грузоподъемность подшипника по каталогу.

Т а б л и ц а 7

Значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузки  $X_0$  и  $Y_0$

Тип подшипника	Однорядные		Двухрядные	
	$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
Шариковые радиальные	0,6	0,5	0,6	0,6
Радиально-упорные:				
$\alpha = 12^\circ$	0,5	0,47	1	0,94
$\alpha = 24^\circ$		0,37		0,74
$\alpha = 36^\circ$		0,28		0,56

При подборе шарикоподшипников по динамической грузоподъемности используют эмпирическую зависимость между номинальной долговечностью, эквивалентной динамической нагрузкой и динамической грузоподъемностью:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \text{ или } L_h = \frac{10^6}{60 n} \left(\frac{C}{P}\right)^3,$$

где  $L$  и  $L_h$  — долговечность в миллионах оборотов или в часах соответственно;  $C$  — динамическая грузоподъемность, Н;  $P$  — эквивалентная динамическая нагрузка, Н;  $n$  — частота вращения подвижного кольца, об/мин.

Эквивалентную динамическую нагрузку для однорядных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников определяют по формуле

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_0 K_T,$$

где  $X$  и  $Y$  — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;  $V$  — коэффициент вращения ( $V = 1$  при вращении внутреннего кольца и  $V = 1,2$  при вращении наружного кольца);  $K_0$  — коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамичности нагружения в условиях эксплуатации;  $K_T$  — температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника.

Значения коэффициентов  $X$ ,  $Y$ ,  $K_0$  и  $K_T$  приведены в табл. 8 — 10.

Т а б л и ц а 8

Значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузки  $X$  и  $Y$

$\alpha$ , град	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{V F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V F_r} \geq e$		$e$
		$X$	$Y$	$X$	$Y$	
0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028				1,99	0,22
	0,056				1,71	0,26
	0,084				1,55	0,28
	0,110				1,45	0,30
	0,170				1,31	0,34
	0,280				1,15	0,38
	0,420				1,04	0,42
	0,560				1,00	0,44
12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
	0,057				1,46	0,37
	0,110				1,22	0,45
	0,170				1,13	0,48
	0,290				1,04	0,52
	0,570				1,00	0,54
18	—	1	0	0,43	1,00	0,57
26	—			0,41	0,87	0,68
36	—			0,37	0,66	0,95

Т а б л и ц а 9

Значения коэффициента безопасности  $K_0$

Характер нагрузки на подшипник	Значение $K_0$
Спокойная без толчков	1,0
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от расчетной нагрузки (например, узлы механизмов систем управления, работающие при вибрации)	1,0 — 1,2
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременная перегрузка до 150% от расчетной нагрузки (например, редукторы общего назначения)	1,3 — 1,5
Значительные толчки и вибрации. Кратковременная перегрузка до 200%	1,8 — 2,5

Т а б л и ц а 10

Значения температурного коэффициента  $K_T$

Рабочая температура подшипника, $^\circ\text{C}$	125	150	175	200	225	250
Значения $K_T$	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40



При действии на радиально-упорный подшипник радиальной нагрузки в нем возникает осевая составляющая  $F_S$ , которую приближенно можно выразить как  $F_S = 1,3 F_r \operatorname{tg} \alpha$ . При установке двух радиально-упорных подшипников по концам вала расчетные осевые нагрузки для каждого подшипника определяют с учетом действия внешней нагрузки и осевых составляющих  $F_S$  в зависимости от выбранного взаимного расположения подшипников (табл. 11, рис. 9)

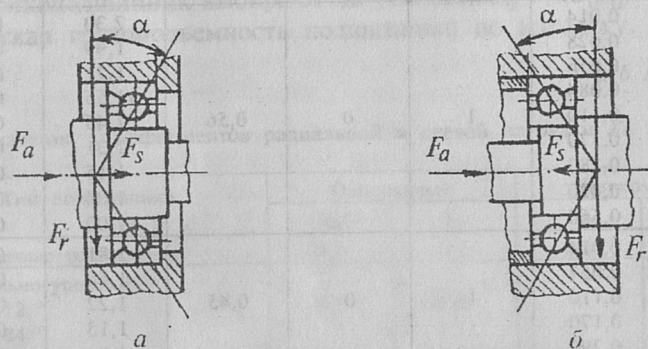


Рис. 9

Таблица 11

Формулы для расчета осевой нагрузки радиально-упорных шарикоподшипников

Условия нагружения	Осевая нагрузка
$F_{S1} > F_{S2}; F_a \geq 0$	$F_{a1} = F_{S1}$
или $F_{S1} < F_{S2}; F_a \geq F_{S2} - F_{S1}$	$F_{a2} = F_{S1} + F_a$
$F_{S1} < F_{S2}; F_a < F_{S2} - F_{S1}$	$F_{a1} = F_{S2} - F_a$
	$F_{a2} = F_{S2}$

Расчетную величину динамической грузоподъемности  $(C)_p$  определяют по формуле

$$(C)_p = 0,01 P \sqrt[3]{60 n L_h}$$

По каталогу выбирают подшипник соответствующей серии, для которого выполняется условие  $C > (C)_p$  (табл. 12 и 13).

В тех случаях, когда внутренний диаметр подшипника определяется размерами валика, для выбранного типоразмера подшипника проводят проверочный расчет на долговечность по значению  $L_H$ .

Параметры радиальных однорядных шарикоподшипников типа 0000 (ГОСТ 8338—75\*)

Условное обозначение	Основные размеры, мм					z	C, Н	C <sub>0</sub> , Н
	d	D	B	r	D <sub>w</sub>			
Сверхлегкая серия диаметров 8, ширины 1								
1000084	4	9	2,5	0,2	1,300	9	420	190
1000085	5	11	3	0,3	1,588	9	635	280
1000088	8	16	4	0,4	2,000	10	980	500
Сверхлегкая серия диаметров 9, ширины 1								
1000091	1	4	1,6	0,2	0,680	6	200	30
1000092	2	6	2,3	0,2	1,000	7	220	90
1000093	3	8	3	0,2	1,588	6	440	200
1000094	4	11	4	0,3	2,000	7	750	350
1000095	5	13	4	0,4	2,000	8	850	400
1000096	6	15	5	0,4	2,381	8	1160	570
1000097	7	17	5	0,5	3,000	7	1580	790
1000098	8	19	6	0,5	3,000	8	1750	900
1000099	9	20	6	0,5	3,500	7	2100	1070
1000100	10	22	6	0,5	3,969	7	2620	1380
Сверхлегкая серия диаметров 8, ширины 2								
2000154	1,5	4	1,7	0,1	0,680	7	140	39
2000083	3	7	2,5	0,3	1,300	7	450	147
2000087	7	14	4	0,3	2,000	9	1170	440
Особо легкая серия диаметров 1, ширины 0								
13	3	9	3	0,3	1,588	6	440	190
17	7	19	6	0,5	3,969	6	2240	1180
18	8	22	7	0,5	3,969	7	2260	1380
100	10	26	8	0,5	4,763	7	3600	2000
Легкая серия диаметров 2, ширины 0								
23	3	10	4	0,3	1,588	7	500	220
24	4	13	5	0,4	2,381	6	920	430
25	5	16	5	0,5	3,175	6	1500	760
26	6	19	6	0,5	3,969	6	2210	1180
27	7	22	7	0,5	3,969	7	2560	1380
28	8	24	7	0,5	3,969	7	2620	1380
29	9	26	8	1,0	4,763	7	3570	2000
Средняя серия диаметров 3, ширины 0								
34	4	16	5	0,5	1,588	7	1450	740
35	5	19	6	0,5	3,969	6	2170	1180

Конструктивные параметры радиально-упорных однорядных шарикоподшипников (ГОСТ 831—75\*)

Условное обозначение	Основные размеры, мм					z
	d	D	B	r	D <sub>w</sub>	
Тип 1006000. Серия диаметров 9						
1006094	4	11	4	0,3	2,000	6
1006095	5	13	4	0,4	2,000	7
1006096	6	15	5	0,4	2,381	8
Тип 6000. Серия диаметров 1						
6017	7	19	6	0,5	3,969	6
6100	10	26	8	0,5	4,763	9
Тип 36000. Серия диаметров 1						
36100	10	26	8	0,5	4,763	8
Тип 46000. Серия диаметров 1						
46100Ю	10	26	8	0,5	4,763	8
Тип 6000. Серия диаметров 2						
6023	3	10	4	0,3	1,588	7
6025	5	16	5	0,5	3,175	8
6026	6	19	6	0,5	3,969	6
6027	7	22	7	0,5	4,763	7
6028К	8	24	7	0,5	4,763	8

### Моменты трения в шарикоподшипниках

Шарикоподшипник представляет собой кинематически сложный узел, в котором трение складывается из нескольких составляющих. Точный расчет момента трения для шарикоподшипников невозможен, поэтому его рассчитывают на основании эмпирических данных.

При одновременном действии на радиальный или радиально-упорный подшипник приборного типа радиальной и осевой нагрузки момент трения в инженерных расчетах определяют по формуле

$$M_{\text{тр}} = M_0 + (1,25 F_r + 1,5 F_a) f_k \frac{D_0}{D_w},$$

где  $M_0$  — начальный момент трения ненагруженного подшипника, Н·мм, который определяют по эмпирической зависимости  $M_0 = 0,04 D_0$ ;  $f_k$  — коэффициент трения качения, который принимают равным 0,01 ... 0,02 мм при радиальной нагрузке и 0,03 ... 0,04 мм при осевой нагрузке;  $D_0$  — диаметр окружности

0,03 ... 0,04 мм при осевой нагрузке;  $D_0$  — диаметр окружности центров шариков ( $D_0 = (d + D)/2$ ), мм;  $D_w$  — диаметр шариков, мм.

### ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ И ПРИМЕНЕНИЮ ОПОР

Выбор опор производят с учетом многих факторов: скорости, значения и направления нагрузки, условий эксплуатации, требований к моментам сил сопротивления, точности центрирования, долговечности, стоимости, габаритным размерам и т. д.

Общие рекомендации по применению опор состоят в следующем. При отсутствии в техническом задании ограничений на момент сопротивления и точность центрирования при низких и средних скоростях вращения выбирают опоры с трением скольжения, отличающиеся высокой прочностью, износоустойчивостью, простотой конструкции и работоспособностью при нагрузках различного направления в условиях вибрации и тряски. При повышенных требованиях к точности центрирования в радиальном и осевом направлениях к значению момента сопротивления вращению, особенно при трогании, в условиях работы при средних и высоких скоростях вращения рекомендуется выбирать шариковые подшипники.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атлас конструкций элементов приборных устройств / Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: Машиностроение, 1982. 116 с.
2. Веселова Е.В., Нарыкова Н.И. Расчет и конструирование подшипников скольжения приводов: Учеб. пособие по курсовому проектированию по курсу "Элементы приборных устройств" / Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1982. 32 с.
3. Велищанский А.В., Климов В.Н., Котов А.Н. Конструкционные материалы в приборостроении: Учеб. пособие по курсовому проектированию по курсу "Элементы приборных устройств" / Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1987. 46 с.
4. Виляевская Т.И., Веселова Е.В. Методические указания по выполнению домашнего задания "Проектирование опор вала передач" по курсу "Элементы приборных устройств" / Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1979. 32 с.
5. Материалы в приборостроении и автоматике: Справ. / Под ред. Ю.М. Пятина. М.: Машиностроение, 1982. 528 с.
6. Приборные шариковые подшипники: Справ. / Под ред. К.Н. Явленского, В.Н. Нарышкина, Е.Е. Чаадаевой. М.: Машиностроение, 1981. 351 с.
7. Справочник конструктора точного приборостроения / Под ред. К.Н. Явленского, Б.П. Тимофеева, Е.Е. Чаадаевой. Л.: Машиностроение, 1989. 792 с.
8. Элементы приборных устройств. Основной курс / Под ред. О.Ф. Тищенко. М.: Высш. шк., 1982. Ч.1. 304 с.; Ч.2. 263 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение . . . . .	3
Рекомендации по выбору материалов для валов . . . . .	4
Расчет валиков . . . . .	5
Составление расчетной схемы валика и построение эпюр изгибающих и крутящих моментов . . . . .	7
Опоры скольжения . . . . .	9
Рекомендации по выбору материалов для опор скольжения . . . . .	14
Расчет цилиндрических опор скольжения . . . . .	15
Моменты трения в цилиндрических опорах скольжения . . . . .	17
Опоры качения . . . . .	17
Подшипниковые узлы приборных редукторов . . . . .	19
Расчет и подбор шарикоподшипников . . . . .	25
Моменты трения в шарикоподшипниках . . . . .	30
Общие рекомендации по выбору и применению опор . . . . .	31
Список литературы . . . . .	32