

13. Подшипники качения

Подшипники это опоры валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины.

В зависимости от рода трения между элементами подшипники делятся на подшипники качения и подшипники скольжения.

Подшипники качения это опоры вращающихся деталей, работающие на основе трения качения. В общем случае тела качения устанавливаются между внутренним и наружным кольцами (или верхним и нижним) подшипника. Тела качения удерживаются на определенном расстоянии друг от друга сепаратором.

Подшипники качения это готовые сборочные единицы, наиболее стандартизированные в машиностроении. Они изготавливаются централизованно в массовом порядке, обеспечивая взаимозаменяемость. В настоящее время это основной вид опор в машиностроении.

13.1. Достоинства и недостатки подшипников качения

Достоинства подшипников качения:

- сравнительно малая стоимость вследствие массового производства;
- малые потери на трение и незначительный нагрев;
- малые пусковые моменты, малая зависимость сил трения от скорости;
- высокая степень взаимозаменяемости;
- не требуют особого внимания при обслуживании, малый расход смазки.

Недостатки подшипников качения:

- высокие контактные напряжения между телами качения и кольцами и поэтому ограниченный срок службы при большом его рассеивании;
- высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции подшипника;
- сравнительно большие радиальные размеры;
- шум при больших скоростях.

13.2. Классификация подшипников качения

13.2.1. По форме тел качения:

- шариковые;
- роликовые.

При этом ролики могут быть (рис.13.1):

- а) цилиндрические;
- б) конические;
- в) бочкообразные;
- г) игольчатые;
- д) витые цилиндрические.

В последнем случае ролики изготавливаются навивкой цилиндра из пружинной ленты прямоугольного сечения. Ролики получают относительно податливые.

Шарикоподшипники в среднем более быстроходные и, в большинстве

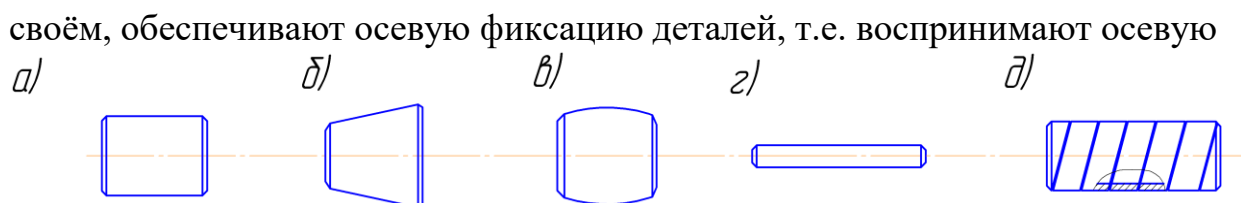


Рис.13.1. Разновидности роликов

нагрузку.

Роликоподшипники имеют более высокую грузоподъёмность. Однако, цилиндрические роликоподшипники близкие к шариковым по грузоподъёмности не могут воспринимать осевых нагрузок. Те же роликоподшипники, которые могут воспринимать осевые нагрузки, тихоходные.

13.2.2. По виду воспринимаемой нагрузки различают:

- радиальные подшипники: воспринимают только радиальную нагрузку;
- радиально-упорные подшипники: воспринимают в основном радиальную нагрузку и в меньшей степени осевую;
- упорно-радиальные подшипники: воспринимают осевую нагрузку и в меньшей степени радиальную;
- упорные подшипники: воспринимают только осевую нагрузку.

13.2.3. По числу рядов тел качения подшипники могут быть: однорядные и многорядные.

13.2.4. По способности самоустанавливаться: самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся. У самоустанавливающихся подшипников внутренняя поверхность наружного кольца выполнена по сфере. Это позволяет телам качения, перекатываясь по сферической поверхности, следовать за поворотом опорного сечения вала.

13.2.5. По габаритам: при одном и том же внутреннем (посадочном) диаметре для подшипников одного и того же типа имеются различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения.

По радиальным габаритным размерам промышленность выпускает (в порядке увеличения размеров):

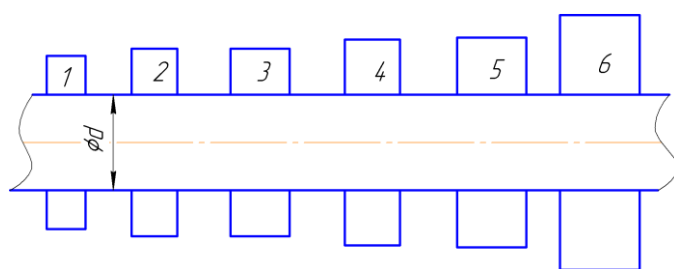
- сверхлёгкие серии две;
- особо лёгкие серии две;
- лёгкая серия;
- средняя серия;
- тяжёлая серия.

По ширине выпускаются подшипники:

- особо узкие;
- узкие;
- нормальные;
- широкие;
- особо широкие.

Основное распространение получили подшипники лёгкой и средней серий.

Соотношение размеров подшипников разных серий иллюстрируется рисунком 13.2.



- 1-особо лёгкая серия;
- 2 – лёгкая серия;
- 3 – лёгкая широкая серия;
- 4 – средняя серия;
- 5 – средняя широкая серия;
- 6 – тяжёлая серия

Рис.13.2. Соотношение габаритов серий для одного посадочного диаметра

13.3. Маркировка подшипников качения

Подшипники маркируют нанесением на торцы колец номера.

Номер подшипника в общем случае состоит из трёх групп (рис.13.3):

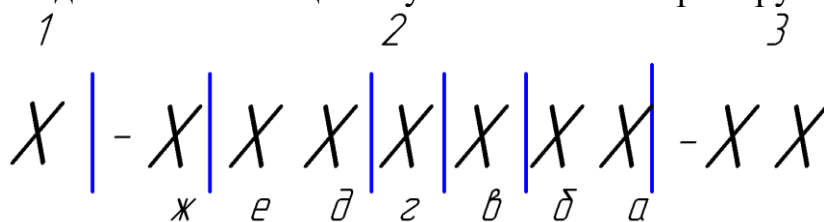


Рис.13.3. Марка подшипника

1 группа – класс точности подшипника;

2 группа – обозначение типа и размерных серий подшипника;

3 группа – дополнительная информация о подшипнике.

13.3.1. Классы точности подшипников

Класс точности регламентирует величины предельных отклонений размеров, формы и расположения деталей подшипника и точность вращения, которая определяется радиальными и боковыми биениями.

Стандартом установлены следующие основные классы:

- для шариковых радиальных и радиально-упорных, а также роликовых радиальных подшипников (в порядке возрастания точности): 0, 6, 5, 4, 2, Т;
- для упорных и упорно-радиальных: 0, 6, 5, 4, 2;
- для роликовых конических: 0, 6Х, 6, 5, 4, 2.

Кроме этого, предусмотрены также два дополнительных класса точности (8 и 7) более низкие, чем класс точности 0. Такие подшипники могут изготавливаться только по заказу потребителя и применяются в неответственных узлах.

В зависимости от требований к уровню допустимых для подшипника вибраций подшипники разделяют на три категории (в порядке снижения уровня требований):

категория	А	В	С
класс точности	5,4,2,Т	0,6Х,6,5	8,7,0,6

Обычно к категории С специальных требований не предъявляется.

С повышением точности стоимость подшипника возрастает, Так при увеличении точности от 0 до 2 класса стоимость подшипника увеличивается примерно в 10 раз.

Наибольшее распространение получили подшипники нормальной точно-

сти, т.е. 0 класса.

При применении таких подшипников в марке подшипника 0 обычно не ставится.

13.3.2. Обозначение типа и размерных серий подшипника

Если внутренний диаметр подшипника $d \leq 9$ мм, то на месте а марки (см. рис.13.3) указывается фактический размер внутреннего (посадочного) диаметра. В этом случае на втором месте справа (на месте б) указывается серия подшипника (об этом чуть погодя), а на третьем (место в) – ставится цифра 0.

Если посадочный диаметр $9 < d < 20$ мм, то в обозначении на первом и втором местах справа (аб) указывается:

00 при $d = 10$ мм;	02 при $d = 15$ мм;
01 при $d = 12$ мм;	03 при $d = 17$ мм.

Если посадочный диаметр подшипника $20 \leq d < 495$ мм, то в марке на этих местах (аб) указывается частное от деления посадочного диаметра на 5.

На третьем месте справа (в, рис.13.3) указывается серия подшипника по радиальным размерам:

- | | |
|---------------------------------|----------------------------|
| - 8 или 9 – сверхлёгкие серии; | - 3 или 6 – средние серии; |
| - 1 или 7 – особо лёгкие серии; | - 4 – тяжёлая серия; |
| - 2 или 5 – лёгкие серии; | |

На четвёртом месте справа (г, рис.13.3) указывается тип подшипника:

- 0 – радиальный шариковый;
- 1 – радиальный шариковый сферический;
- ...
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – конический роликовый радиально-упорный;
- 8 – упорный шариковый;
- ...

Пятая и шестая цифры справа (д и е, рис.13.3) обозначают конструктивные особенности подшипника: угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений с одной или с двух сторон, наличие упорного буртика и т.п. Эти обозначения вводятся только для тех подшипников, которые имеют отклонения от конструкции основного типа.

Седьмая цифра справа (ж, рис.13.3.) обозначает серию подшипника по ширине:

- 1 или 0 – нормальные;
- 2 – широкие ;
- 3, 4, 5, 6 – особо широкие;
- 7 – узкие.

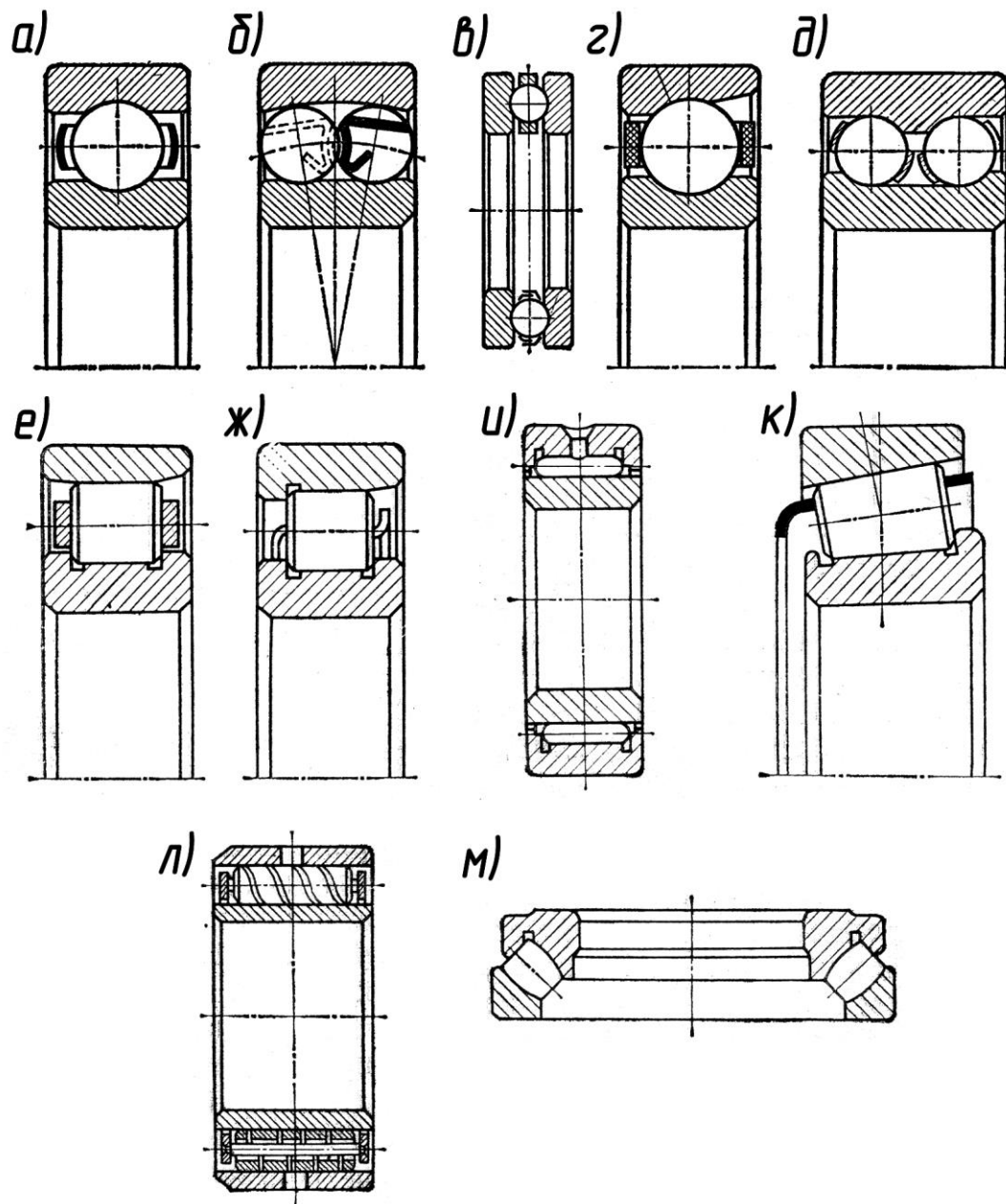
Общее правило: если подшипник радиальный шариковый (т.е. его обозначение 0) и левее все остальные цифры обозначения нули, то эти все нули

не ставятся.

13.3.3. Дополнительная информация о подшипнике

Дополнительная информация о подшипнике это буквенно-цифровая комбинация, обозначающая особенности применённых материалов, термообработки и т.п.

Конструкции основного типа некоторых подшипников качения приведены на рис.13.4.



а-радиальный шариковый однорядный; б-радиальный сферический двухрядный; в-упорный шариковый однорядный; г-радиально-упорный шариковый однорядный; д-радиальный шариковый двухрядный; е-радиальный роликовый однорядный; ж-радиально-упорный роликовый однорядный; и-игольчатый радиальный; к-конический радиально-упорный роликовый; л-радиальный с витыми роликами; м-упорно-радиальный с бочкообразными роликами

Рис.13.4. Конструкции некоторых типов подшипников

13.4. Материалы элементов подшипников качения

Тела качения и кольца изготавливают из высокопрочных подшипниковых сталей (например, ШХ9, ШХ15) с термической обработкой, обеспечивающей высокую твёрдость (HRC, 61...66).

Большинство сепараторов штампуют из мягкой листовой стали. При повышенных скоростях (более 10...15 м/с) применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, пластмассы.

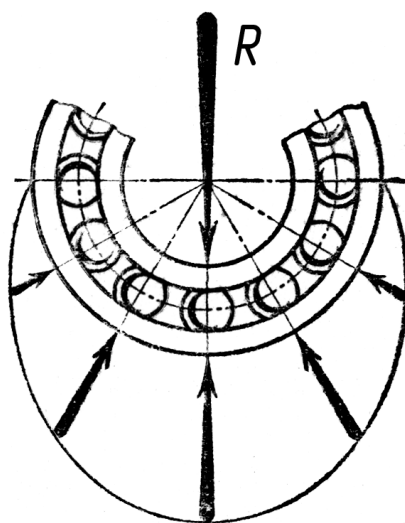
13.5. Распределение нагрузки между телами качения

13.5.1. Осевая нагрузка

Осевая нагрузка распределяется равномерно по всем телам качения.

13.5.2. Радиальная нагрузка

Вследствие радиального зазора между кольцами и телами качения в вос-



приятии радиальной нагрузки участвуют только тела качения, расположенные на дуге не более 180° со стороны, противоположной действию нагрузки (рис.13.5). Наибольшая величина нагрузки на тело качения

$$F_{\max} = \frac{KR}{Z}$$

где $K = 4...6$ в зависимости от вида подшипника;

R - радиальная нагрузка на подшипник;

Z - число тел качения подшипника.

Рис.13.5. Действие радиальной нагрузки

13.6. Причины выхода из строя подшипников качения:

- вмятины на рабочих поверхностях дорожек качения: результат больших статических нагрузок;
- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей: следствие действия больших переменных контактных напряжений, обычно выкрашиваться начинают беговые дорожки внутренних колец;
- скалывание буртиков, раздавливание колец: следствие погрешностей монтажа, больших динамических нагрузок;
- абразивный износ колец и тел качения: следствие работы в абразивной среде, возможно плохой защищённости от действия этой среды;
- разрушение сепаратора: следствие действия на него тел качения и центробежных сил, характерно для быстроходных подшипников.

Подбор подшипников при проектировании сборочных единиц производится по усталостной прочности рабочих поверхностей колец.

13.7. Основные характеристики подшипников качения

13.7.1. Статическая грузоподъёмность C_0 : это такая постоянная нагрузка на подшипник, при которой общая деформация тел качения и колец не превышает $10^{-4}d$. Здесь d - диаметр тела качения. Деформация определяется по контактным напряжениям, которые приняты для шарикоподшипников 3000 МПа, для роликоподшипников 5000 МПа.

13.7.2. Динамическая грузоподъёмность

Это такая радиальная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевая для упорных и упорно-радиальных, которую подшипник выдерживает в течение одного миллиона оборотов. При этом у радиальных и радиально-упорных подшипников вращается внутреннее кольцо, а у упорных и упорно-радиальных – одно из колец.

Обозначается эта нагрузка C .

При определении динамической грузоподъёмности C приняты такие значения контактных напряжений, при которых один миллион оборотов без признаков усталости должны отработать не менее 90% подшипников данной группы. Таким образом, вероятность безотказной работы для подшипников качения принята 0.9.

13.7.3. Эквивалентная динамическая нагрузка

Так как в реальных условиях на подшипник действуют и радиальная, и осевая нагрузки в каком-то сочетании, необходимо ввести ещё один параметр: эквивалентная (приведённая) нагрузка P . Это такая постоянная радиальная (осевая для упорных и упорно-радиальных подшипников) нагрузка, которая, будучи приложена к радиальному или радиально-упорному подшипнику с вращающимся внутренним кольцом, обеспечит такую же долговечность, как и реальная нагрузка.

В общем случае эквивалентная нагрузка

$$P = (XVR + YF)K_\epsilon K_T$$

где X, Y - коэффициенты, характеризующие долю радиальной и осевой нагрузок; определяются по данным каталога для выбранного подшипника;

R, F - радиальная и осевая нагрузки на подшипник; определяются из расчёта передач и валов;

V - коэффициент вращения: если вращается внутреннее кольцо, то $V=1$, если вращается наружное кольцо $V=1.2$;

K_ϵ - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки: спокойная $K_\epsilon=1$; умеренные толчки $K_\epsilon=1.3 \dots 1.5$; сильные толчки $K_\epsilon=2.5 \dots 3$;

K_T - температурный коэффициент; если рабочая температура подшипника не превышает 100°C , то $K_T=1$; при $t=125 \dots 250^\circ\text{C}$

$$K_T = 1.05 \dots 1.4.$$

Так как для упорных подшипников радиальная нагрузка $R = 0$, то для них эквивалентная нагрузка будет равна

$$P = F K_6 K_T$$

Ещё одно обстоятельство: вследствие радиального зазора в подшипнике (см. п. 13.6.2) при отсутствии осевой силы радиальная нагрузка на тела качения распределена неравномерно. При небольшой осевой силе зазор выбирается и все тела качения оказываются под нагрузкой, поэтому нагрузка на одно тело качения уменьшается. Так происходит до тех пор, пока выполняется

соотношение $\frac{F}{VR} \leq e$. В этом случае принимают $X=1$, $Y=0$.

Значения e находятся из таблиц каталога для соответствующего подшипника по соотношению $\frac{F}{C_0}$.

13.7.4. Связь между основными характеристиками подшипника

Исходным для расчёта подшипников на долговечность является уравнение кривой контактной выносливости. В этом уравнении число циклов нагружения измеряется числом миллионов оборотов L , которое сделал подшипник

$$\sigma_H^m L = \text{const} \quad (\text{рис. 13.6}).$$

Исходя из определения динамической грузоподъёмности, можно записать

$$\sigma_H^m L = \sigma_c^\alpha 1 \text{ млн.} = C^\alpha$$

Здесь принято, что $\sigma_c^\alpha = C^\alpha$.

С учётом определения эквивалентной нагрузки можно продолжить

$$\sigma_H^m L = \sigma_c^\alpha 1 \text{ млн.} = C^\alpha = P^\alpha L.$$

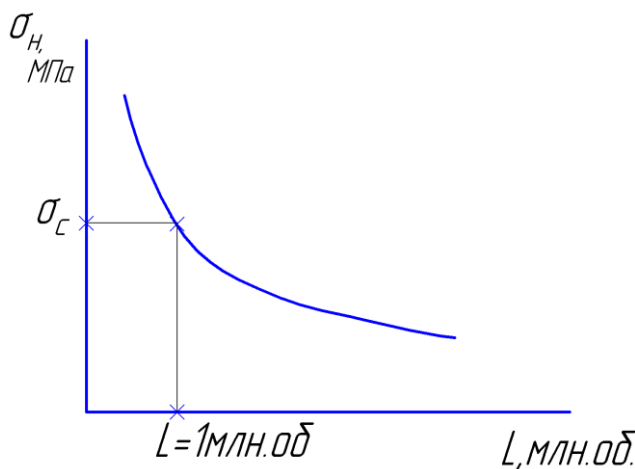


Рис. 13.6. Кривая выносливости подшипников качения

Отсюда $L = \left(\frac{C}{P} \right)^\alpha$, где P – эквивалентная нагрузка на подшипник.

На основании теоретических и экспериментальных исследований установлено, что показатель степени в этом выражении $\alpha = 3$ для шарикоподшипников и $\alpha = 10/3 \approx 3.33$ для роликоподшипников.

От числа миллионов оборотов можно перейти к часам работы

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}, \text{ часов.}$$

Здесь размерность частоты вращения вала n - об/мин.

Формула работает при $10 \leq n \leq n_{\text{пред}}$, где $n_{\text{пред}}$ - максимальная для данного подшипника частота вращения.

13.8. Особенность определения осевой нагрузки для радиально-упорных подшипников

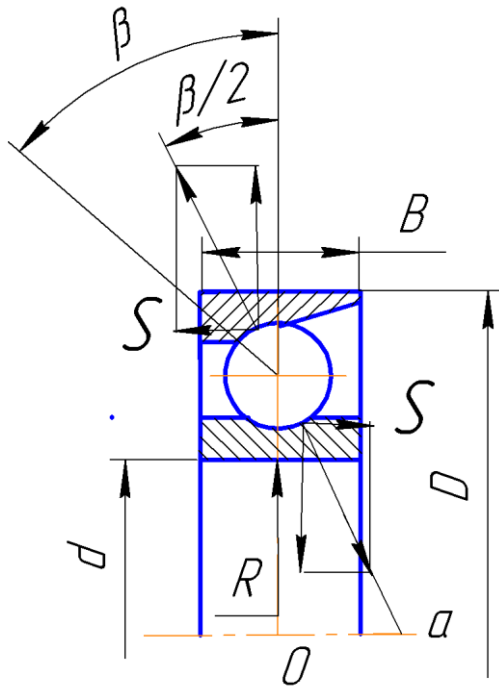


Рис.13.7. Схема действия силы S

Предположим, что шариковый радиально-упорный подшипник нагружен только радиальной силой R со стороны вала (рис.13.7). Эта нагрузка передаётся внутреннему кольцу подшипника, от кольца – телу качения, от тела качения - наружному кольцу и от наружного кольца на корпус сборочной единицы. Угол контакта наружного кольца и тела качения β . Равнодействующую сил взаимодействия кольца и тела качения можно приложить по биссектрисе этого угла.

Но каждому действию есть равное и противоположно направленное противодействие. Поэтому, в результате действия только радиальной нагрузки R на подшипник, в нём появляются силы, расталкивающие тела качения и кольца. Осевая составляющая этих сил $S=eR$

для шарикоподшипников и $S=0.83eR$ для роликоподшипников.

Точка приложения опорных реакций к валу в этом случае это точка пересечения нормали к поверхности тела качения с осью вала (a на рис.13.7).

Величина Oa зависит от геометрических размеров и типа подшипника. Например, для шариковых радиально-упорных подшипников (см. рис.13.7)

$$Oa = 0.5[B + 0.5(D+d)\text{tg}\beta]$$

Для нормальной работы подшипника необходимо, чтобы кольца были прижаты к телу качения. Поэтому на радиально-упорный подшипник всегда должна действовать осевая сила $F_{\text{хп}} \geq S$ независимо от осевой нагрузки, возникающей вследствие работы передач F .

Так как вал устанавливается на двух подшипниках, то для определения составляющих $F_{\text{хп1}}$ и $F_{\text{хп2}}$ имеем только одно уравнение ($\Sigma x=0$)

$$F - F_{\text{хп1}} + F_{\text{хп2}} = 0,$$

где за ось X принята ось вала.

Кроме этого принимаем, что в одном из подшипников осевая сила равна минимально возможной по условию нераздвижения колец, то есть принимаем, что $F_{\text{хп}i} = S_i$. Так как неизвестно, в каком из подшипников выполняется это условие, задачу определения составляющих $F_{\text{хп}1}$ и $F_{\text{хп}2}$ решаем методом подбора. Например, полагаем, что на опоре один $F_{\text{хп}1} = S_1$. Тогда должно быть

$$F_{\text{хп}2} = S_1 - F \geq S_2.$$

Если это неравенство выполняется, то осевые силы определены правильно. Если же $F_{\text{хп}2} < S_2$, то этот вариант отбрасываем, принимаем $F_{\text{хп}2} = S_2$ и находим

$$F_{\text{хп}1} = S_2 + F.$$

В этом случае должно быть $F_{\text{хп}1} \geq S_1$.

Полученные осевые нагрузки используются при определении эквивалентной нагрузки P .

13.9. Подбор подшипников

Невращающиеся или медленно вращающиеся подшипники с частотой вращения $n \leq 10$ об/мин подбирают по статической грузоподъёмности C_0 , так чтобы $P_0 \leq C_0$. Эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 = X_0 R + Y_0 F_x.$$

Коэффициенты X_0 и Y_0 определяются по каталогам.

Подшипники, вращающиеся с частотой $1 < n \leq 10$ об/мин, рассчитывают по частоте вращения $n = 10$ об/мин. При этом рекомендуется следующий порядок работы.

13.9.1. Выбрать тип подшипника по характеру и соотношению нагрузок. Рекомендации здесь такие:

- если $F_x < 0.3 R$, можно принять шариковый радиальный подшипник;
- если $0.3R = F_x \leq 1.5R$, можно принимать шариковый радиально-упорный подшипник с углом контакта β тем большим, чем ближе F_x к 1.5 ;
- если $F_x > 1.5R$, то нужно принимать роликовый радиально-упорный подшипник.

13.9.2. По диаметру вала установить размеры подшипника выбранного типа и выписать для него габаритные размеры и параметры C_0 и C .

13.9.3. Найти соотношение F_x / C_0 и по этому соотношению найти в каталоге e .

13.9.4. Определить $\frac{F_x}{VR}$ и сравнить с e .

13.9.5. В зависимости от выполнения неравенства $\frac{F_x}{VR} \leq e$ определить эквивалентную нагрузку с учётом осевой силы или без неё.

Примечания:

- для радиально упорных подшипников предварительно найти необхо-

димую осевую нагрузку;

- все расчёты вести для наиболее нагруженного подшипника.

13.9.6. Определить требуемую динамическую грузоподъёмность

$$C_{\text{тр}} = P \sqrt[\alpha]{L_{\text{тр}}} ,$$

где $L_{\text{тр}}$ - требуемое число миллионов оборотов подшипника, определяется по заданному сроку службы.

13.9.7. Сравнить полученные значения динамической грузоподъёмности, должно быть $C_{\text{тр}} \leq C$.

Если это неравенство выполняется, то задача решена.

Если $C_{\text{тр}} > C$, то нужно либо брать подшипник более тяжелой серии, либо переходить к валу большего диаметра и повторять подбор подшипников.

Если $C_{\text{тр}} \ll C$, то можно применить в рассматриваемой конструкции подшипники более лёгкой серии или меньшего диаметра.

Контрольные вопросы

- 13.1. Назначение, достоинства и недостатки подшипников качения.
- 13.2. Классификация подшипников качения.
- 13.3. Маркировка подшипников качения.
- 13.4. Точность подшипников качения.
- 13.5. Распределение нагрузки между телами качения.
- 13.6. Статическая и динамическая грузоподъёмности подшипника, эквивалентная динамическая нагрузка.
- 13.7. Связь между основными характеристиками подшипника.
- 13.8. Алгоритм подбора подшипников качения.
- 13.9. Особенности подбора радиально-упорных подшипников.