

Подшипники

Доцент кафедры
самолетостроения
к.т.н. Мухин Д.В.

Подшипник – это опора или направляющая, которая воспринимает нагрузки и допускает относительное перемещение частей механизма в требуемом направлении.

Основное назначение подшипников – поддерживать вращающиеся детали в пространстве, воспринимая действующие на них нагрузки.

В зависимости от вида трения различают:

- подшипники качения;
- подшипники скольжения.

Достоинства подшипников качения (по сравнению с подшипниками скольжения):

- меньшие моменты трения;
- меньшие осевые габаритные размеры;
- простота обслуживания и малый расход смазочного материала;
- полная взаимозаменяемость;
- малая стоимость в связи с массовым производством;
- меньший расход цветных металлов.

Недостатки подшипников качения:

- большие радиальные габаритные размеры;
- значительные контактные напряжения, ограничивающие ресурс;
- переменная радиальная жесткость по углу поворота и повышенный шум из-за циклического прокатывания тел качения через нагруженную зону;
- меньшая способность демпфировать колебания и ударные нагрузки;
- ограниченная быстроходность.

Достоинства подшипников скольжения:

- легче и проще в изготовлении;
- бесшумны;
- постоянная радиальная жесткость;
- в режиме жидкостной или газовой смазки работают без износа;
- демпфируют колебания.

Недостатки подшипников скольжения:

- сложность системы смазки для обеспечения жидкостного трения;
- необходимость применения цветных металлов;
- повышенные пусковые моменты;
- увеличенные размеры в осевом направлении.

Подшипники качения являются основным видом опор валов в машиностроении и имеют международную стандартизацию.

Подшипники скольжения применяют в двигателях, паровых и газовых турбинах, насосах, компрессорах, центрифугах, тяжелых редукторах итд

Подшипники качения состоят из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора, удерживающего тела качения на определенном расстоянии друг от друга.

Подшипник скольжения состоит из корпуса, вкладыша и смазывающих и защитных устройств.

По форме тел качения подразделяют на шариковые и роликовые.

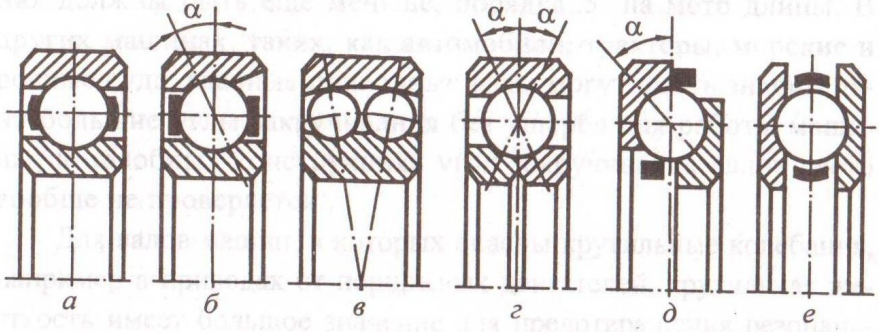


Рис. 1. Шарикоподшипники

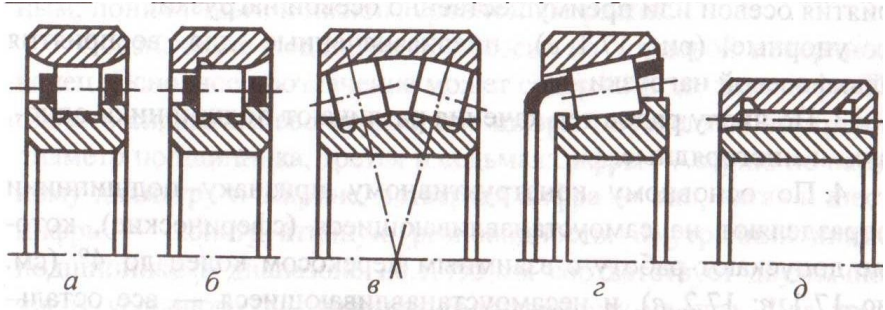


Рис. 2. Роликоподшипники

В зависимости от формы различают ролики: короткие, длинные, цилиндрические, конические, игольчатые, полые и витые.

По направлению воспринимаемой нагрузки:

- радиальные (1 а,в; 2 а,б,в,д);
- радиально-упорные (1 б,г; 2 г);
- упорно-радиальные (1 д);
- упорные (1 е).

По числу рядов тел качения: одно- двух- и многорядные.

По основному конструктивному признаку: самоустанавливающиеся (допускающие работу с взаимным перекосом колец до 4^0 и несамоустанавливающиеся

По соотношению габаритных размеров разделяют на серии

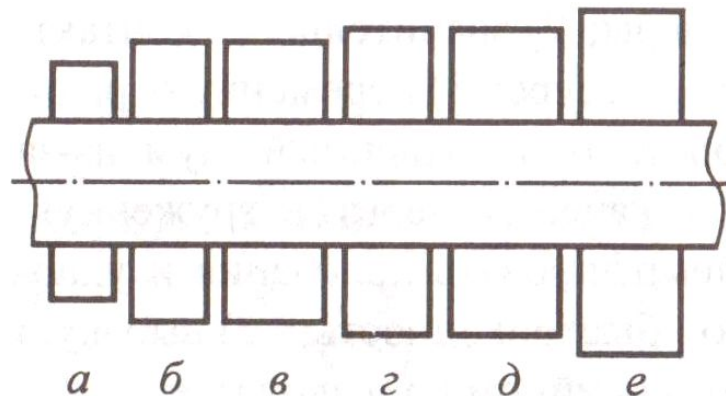


Рис. 3. Размерные серии подшипников качения:

а — особо легкая; *б* — легкая;
в — легкая широкая; *г* — средняя;
д — средняя широкая; *е* — тяжелая

По точности изготовления разделяются на классы (в порядке повышения):

8,7,0,6Х,6,5,4,2,Т.

Нормальный класс - 0

По специальным требованиям:

теплостойкие, высокоскоростные, малошумные, коррозионностойкие, немагнитные, самосмазывающиеся.

По уровню вибрации: с нормальным, пониженным и низким уровнем вибрации.

Обозначение – до 7 цифр, на торцевой поверхности, справа налево

первые 2 цифры – внутренний диаметр;

3 и 7 цифры – серия по наружному диаметру и ширине;

4 цифра – тип;

5 и 6 цифры – конструктивная разновидность.

Слева от обозначения - класс точности.

Для восприятия осевых нагрузок в обоих направлениях радиально-упорные подшипники сдвигают по схеме О или Х. Для восприятия больших осевых нагрузок – подшипники сдвигают по схеме «тандем».

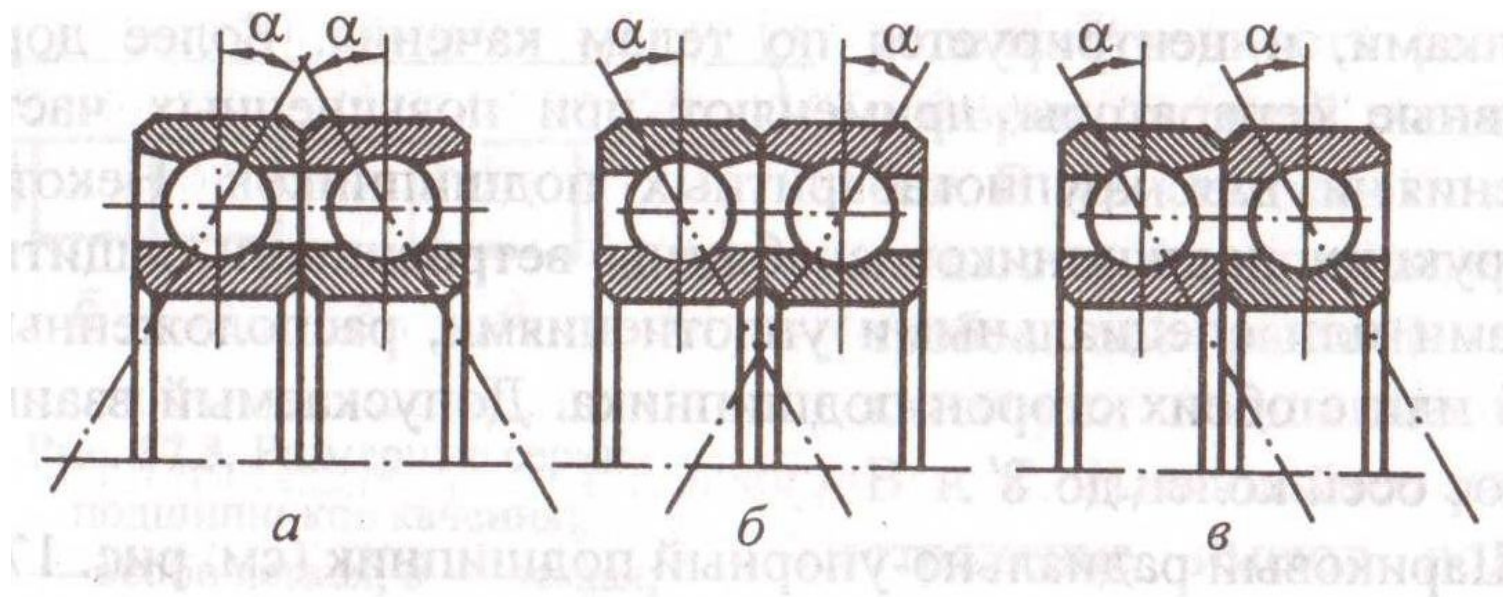


Рис. 4. Сдвоенные шариковые радиально-упорные подшипники:
а — по схеме О; *б* — по схеме Х; *в* — по схеме Т «тандем»

Материалы деталей подшипников

Кольца и тела качения – специальные подшипниковые стали: ШХ15; ШХ15-Ш; ШХ15-В; ШХ15СГ, ШХ15СГ-В. Твердость колец и роликов 58...65 HRC_э, шариков – 63...67 HRC_э.

Сепараторы – из мягкой углеродистой стали, бронзы, латуни, алюминиевых сплавов, металлокерамики, текстолита.

Критерии работоспособности

Основной причиной выхода из строя подшипников качения, работающих в условиях хорошего смазывания без загрязнений, является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения. Это связано с циклическим изменением контактных напряжений при вращении колец подшипника.

Для подшипников машин, работающих в абразивной среде часто причиной разрушения является износ.

Разрушение сепаратора характерно для быстроходных подшипников. Из-за неизбежной разноразмерности тел качения даже в пределах допуска происходит набегание части тел качения на сепаратор и отставание другой части, что приводит к дополнительным нагрузкам на сепаратор и его износу.

При ударах и перегрузках появляются вмятины, сколы бортов, происходит раскалывание колец и тел качения.

Иногда отказы подшипников качения связаны с повышением температуры, которое вызывает потерю необходимых свойств смазочного материала.

Расчет подшипников качения ведут по динамической грузоподъемности (критерий усталостного выкрашивания), по статической грузоподъемности (критерий максимальных контактных напряжений) и проверяют подшипник по предельной частоте вращения.

Распределение нагрузки между телами качения. Статическая грузоподъемность подшипника.

При решении этой статически неопределимой задачи полагают, что подшипник изготовлен идеально, зазоры, натяги и силы трения отсутствуют. Собственными деформациями колец, тел качения, вала и корпуса пренебрегают. Из условия равновесия следует:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma$$

Сближение кольца и тела качения

$$\delta = cF^{2/3} \text{ — шарикоподшипники}$$

$$\delta = c_1 F \text{ — роликоподшипники}$$

Из геометрических соотношений

$$\delta_1 = \delta_0 \cos \gamma; \delta_2 = \delta_0 \cos 2\gamma; \dots$$

$$\delta_i = \delta_0 \cos i\gamma; \gamma = 2\pi / Z.$$

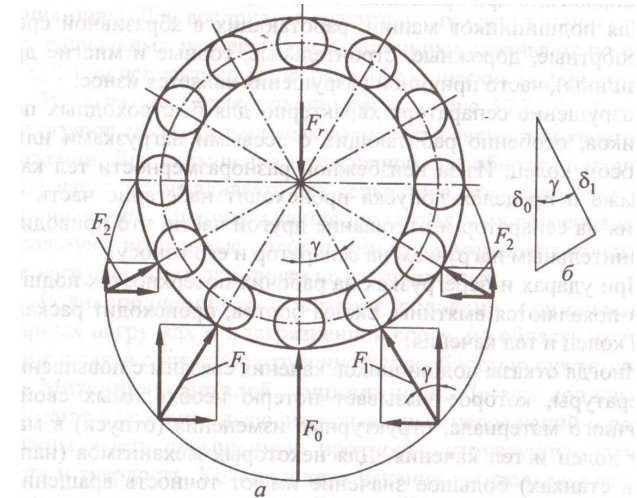


Рис. 5. К определению наибольшей нагрузки на тело качения: а — схема распределения сил между телами качения; б — схема перемещения внутреннего кольца в направлении действия силы \$F_1\$

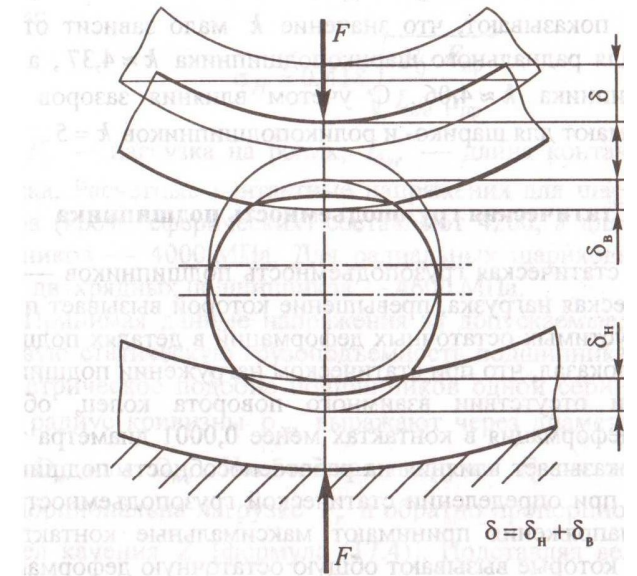


Рис. 6. Схема сближения колец подшипника в результате контактных деформаций

Для шарикового подшипника:

$$\delta_0 = cF_0^{2/3}; \delta_1 = cF_1^{2/3}; \delta_2 = cF_2^{2/3}; \dots \delta_i = cF_i^{2/3};$$

Отсюда

$$F_1 = F_0^{3/2} \cos \gamma; F_2 = F_0^{3/2} \cos 2\gamma; \dots F_i = F_0^{3/2} \cos i\gamma;$$

Подставляя в уравнение равновесия

$$F_r = F_0 \left[1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma \right]$$

Обозначим

$$k = \frac{Z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma} \Rightarrow F_0 = kF_r / Z$$

Значение k мало зависит от Z . Например, для радиального шарикоподшипника $k=4,37$, а для роликоподшипника $k=4,06$

Статическая грузоподъемность подшипника

Базовая статическая грузоподъемность подшипников — это такая статическая нагрузка, превышение которой вызывает появление недопустимых остаточных деформаций в деталях подшипника.

При определении статической грузоподъемности за расчетные напряжения принимают максимальные контактные напряжения, которые вызывают общую остаточную деформацию кольца и тела качения в наиболее нагруженной зоне, равную 0,0001 диаметра шарика D_w или расчетного диаметра ролика D_{we} . Для конических роликов D_{we} равен среднему диаметру ролика, а для бочкообразных — наибольшему.

В шарикоподшипниках начальный контакт между шариком и кольцами происходит в точке, которая в общем случае под нагрузкой превращается в небольшую площадку эллиптической формы. По формуле Герца наибольшее контактное напряжение

$$\sigma_H = B_3 \sqrt{F_0 \frac{E_{пр}^2}{\rho_{пр}^2}}$$

где F_0 — нагрузка на шарик; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны; B — коэффициент, зависящий от геометрии контактирующих тел и коэффициентов Пуассона.

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_0}{L_{we}} \frac{E_{\text{ПР}}}{\rho_{\text{ПР}}}}$$

где F_0 — нагрузка на ролик; L_{we} — длина контактной линии ролика.

Расчетные контактные напряжения для шарикоподшипников (кроме сферических) составляют 4200, а для роликоподшипников — 4000 МПа. Для радиальных шариковых сферических двухрядных подшипников — 4600 МПа.

Принимая данные напряжения за допускаемые, вычисляют базовую статическую грузоподъемность подшипника.

Базовая радиальная статическая грузоподъемность C_{0r} и базовая осевая статическая грузоподъемность C_{0a} вычислены для всех стандартных подшипников и указаны в каталогах.

Кинематика подшипников качения

Для решения задач динамики, определения числа повторных контактов при расчете контактной выносливости необходимо знать соотношения частот вращения деталей подшипника. С кинематической точки зрения подшипник (рис. 7, а) можно рассматривать как планетарный механизм (рис. 7, б), в котором роль водила выполняет сепаратор, а тела качения являются сателлитами. В соответствии с теоремой Виллиса

$$\frac{n_B - n_c}{n_H - n_c} = - \frac{D_H}{D_B}$$

где n_B , n_H и n_c — частоты вращения внутреннего кольца, наружного кольца и сепаратора; D_H , D_B — диаметры окружностей расположения точек контактов тел качения на наружном и внутреннем кольцах (см. рис. 7, а). Учитывая,

$$\text{что } D_H = D_{pw} + D_w \cos \alpha$$

$$D_B = D_{pw} - D_w \cos \alpha$$

находим частоту вращения сепаратора

$$n_c = \left(1 - f_g\right) \frac{n_B}{2} + \left(1 + f_g\right) \frac{n_H}{2}$$

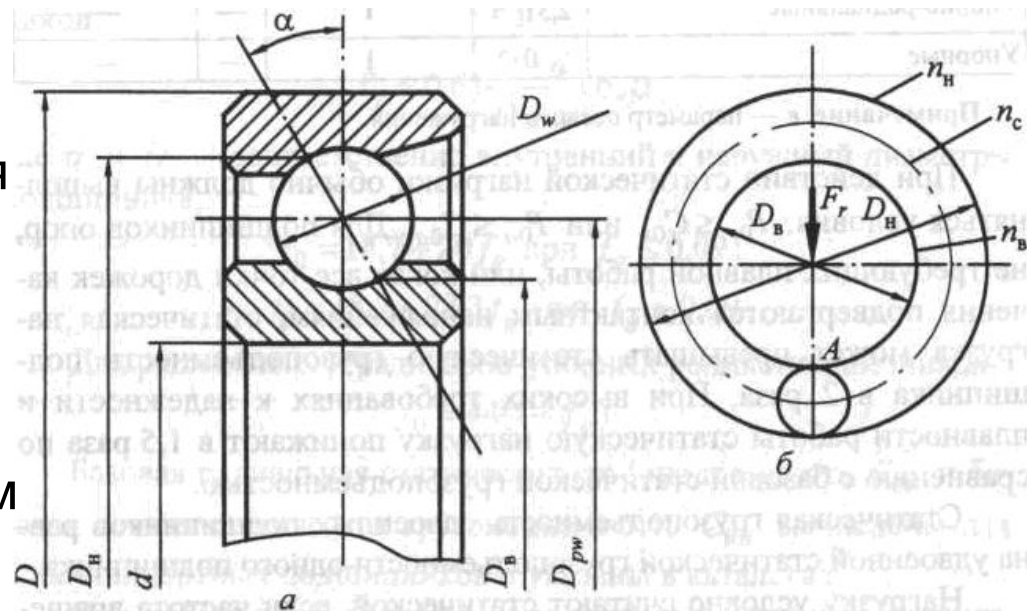


Рис. 7. К определению чисел циклов повторных контактных нагружений: а — радиально-упорный шариковый подшипник; б — кинематическая схема подшипника