Ув. студенты! Ознакомиться с лекционным материалом и ответить на контрольные вопросы письменно. Ответы на контрольные вопросы предоставить до **07.06** на электронный адрес преподавателя vika-lnr@mail.ru

Если возникнут вопросы обращаться по телефону 072-106-54-33

ЛЕКЦИЯ

Тема: Опоры валов и осей

Цель: изучение опор валов и осей

План

1. Подшипники качения. Классификация, обозначение
2. Критерии работоспособности подшипников скольжения
3. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

Список использованных источников:

1 Гузенков П.Г. Детали машин. - Г.: Высшая школа, 1986

2 Олофинская В.П. Детали машин. Краткий курс и тестовые задания: учебное пособие.-2-е изд., исправленное. и дополненное- М.: ФОРУМ, 2008.- 208с.

3 Фролов М.И. Техническая механика. Детали машин. - М: Высшая школа, 1986

1 Подшипники качения. Классификация, обозначение

Подшипник качения (рисунок 31.4) - это готовый узел, который состоит из наружного *1* и внутреннего *3* колец, на которых выполнены дорожки качения *A,* тел качения *2* (шариков или роликов) и сепаратора *4*, разделяющего и направляющего тела качения. Внутреннее кольцо устанавливают на валу (оси), а наружное - в корпусе. Таким образом, цапфа вала и корпус разделяются телами качения. Это позволяет заменить трение скольжения трением качения и существенно снизить коэффициент трения. Основные стандартные размеры подшипника: *d* и. *D* - внутренний и наружный диаметры; *B* - ширина колец.

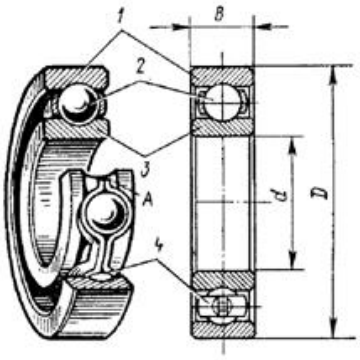

Рисунок 31.4 – Подшипник качения

Достоинства подшипников качения: малые потери на трение, высокий КПД (до 0,995) и незначительный нагрев; высокие надежность и нагрузочная способность; малые габаритные размеры в осевом направлении; невысокая стоимость вследствие массового производства; высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин; простота в эксплуатации и малый расход смазки.

Недостатки: пониженная долговечность при ударных и вибрационных нагрузках вследствие большой жесткости подшипника; ненадежность при работе в агрессивных средах (например, в воде); относительно большие радиальные размеры; неразъемность конструкции; шум при больших оборотах.

Применяют подшипники качения во всех отраслях машиностроения и приборостроения. Это самые массовые стандартизованные изделия. Их изготовляют на специализированных подшипниковых заводах с наружным диаметром 1,0... 2600 мм и массой 0,5 г… 3500 кг.

Классификация. По форме тел качения подшипники качения разделяют на шариковые и роликовые.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки различают: подшипники радиальные (рисунок 31.5, *а, б, г, е, ж*), радиально-упорные (рисунок 3.6, *в, д*) и упорно-радиальные, упорные (рисунок 31.5, *з*).

Подшипники *подразделяют* также на *самоустанавливающиеся* (см. рисунок 31.5, *б, е)* и несамоустанавливающиеся (не допускающие перекоса осей внутреннего и внешнего колец); *по числу рядов тел качения* - на одно-, двух- и четырехрядные; *по нагрузочной способности* (ширине и наружному диаметру) - семи серий от сверхлегкой до тяжелой; *по классам точности* - нормального класса (0), повышенного (6), высокого (5), особо высокого (4) и сверхвысокого (2). Класс точности подшипника назначают в зависимости от требований к сборочной единице. Чаще применяют наиболее дешевые подшипники класса 0.

Обозначения. Условные обозначения подшипников необходимы для их

маркировки и соответствующих указаний в технической документации, чертежах, спецификациях, технической литературе. Условное обозначение состоит из ряда цифр и букв, нанесенных на торце одного из колец. В условных обозначениях приводят внутренний диаметр подшипника, его серию, тип, конструктивные особенности и класс точности.

Две первые цифры справа указывают внутренний диаметр *d* (см. рисунок 31.5, *а*). Для подшипников с *d* = 20... 495 мм диаметр определяют умножением двух крайних цифр в обозначении на 5. Третья цифра справа указывает серию: подшипник особо легкой серии - 1, легкой - 2, средней - 3, средней широкой - 6, тяжелой - 4 и т. д.

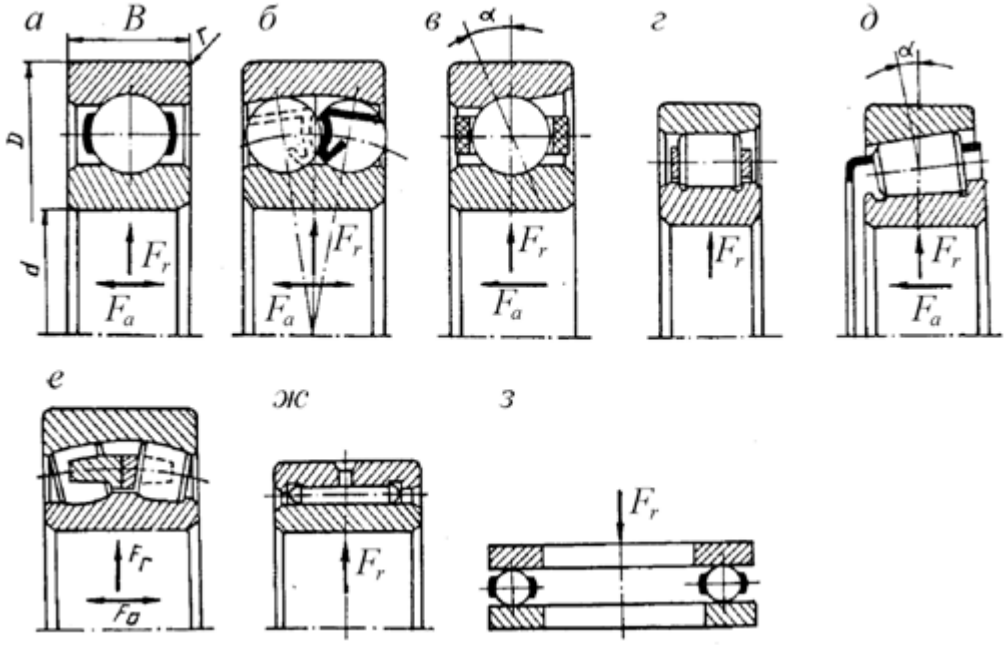

Рисунок 31.5 – Виды подшипников качения

Четвертая цифра справа характеризует тип подшипника: радиальный шариковый - 0 (в обозначении нуль опускают), радиальный шариковый сферический - 1, роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами - 2, роликовый радиальный со сферическими роликами - 3, шариковый радиально-упорный - 6, роликовый конический - 7 и т.д. Например, подшипник 305 - шариковый радиальный средней серии с *d* = 25 мм; подшипник 7215 - роликовый конический легкой серии с *d* = 75 мм. Пятая или пятая и шестая цифры в обозначении подшипника отражают его конструктивные особенности (наличие защитных шайб, упорных буртов или канавок на наружном кольце и др.). Цифры 6**,** 5, 4, 2, указывающие класс точности подшипников, ставят через тире перед обозначением, нуль не пишут.

2 Критерии работоспособности и расчет подшипников качения

Повреждения подшипников. Подшипники выходят из строя вследствие усталостного выкрашивания, абразивного изнашивания при попадании пыли или пластических деформаций при перегрузках. Наиболее распространенным видом разрушения подшипников является усталостное выкрашивание. Оно проявляется в виде раковин или отслаивания (шелушения) и происходит вследствие действия на подшипник циклического контактного напряжения. Наблюдается у подшипников после длительной их работы в нормальных условиях при n >10 об/мин и сопровождается повышенным стуком и вибрациями. Поэтому *основным критерием работоспособности подшипников, работающих в нормальных условиях при n >10 об/мин, является расчет на базовую долговечность по усталостному выкрашиванию.*

Абразивное изнашивание наблюдается при недостаточной защите подшипников от пыли, грязи (абразивных частиц). Интенсивность абразивного изнашивания можно уменьшить за счет применения совершенных уплотнителей и надлежащей очистки масла.

*Пластические (остаточные) деформации***.** Пластические деформации в виде вмятин (лунок) на дорожках качения колец, нарушающие работоспособность подшипника, наблюдаются в невращающихся и тихоходных подшипниках ($n \leq 1$ об/мин) при действии на них больших статических или ударных нагрузок. *Поэтому основным критерием работоспособности невращающихся и тихоходных подшипников является расчет на базовую статическую грузоподъемность* по остаточным деформациям.

Наблюдается также разрушение сепараторов от центробежных сил и действия тел качения (особенно у быстроходных подшипников). Раскалывание колец и тел качения происходит при их работе с сильными ударами, при перекосах.

3 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

Основы расчета на долговечность. Исходным для расчета подшипников на долговечность по усталостному выкрашиванию является уравнение

$$L_{10} = (C_r / P_v)^p, \qquad (4)$$

где L_{10} - базовая долговечность в миллионах оборотов (термином «базовая» названа долговечность подшипника, *соответствующая 90%-ной надежности*, а «долговечностью» отдельного подшипника - число оборотов, которое одно из колец подшипника делает относительно другого кольца до

начала усталостного разрушения материала на одном из колец или тел качения); C_r - базовая динамическая грузоподъемность, кН, т.е. - постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник качения может воспринимать при базовой долговечности, составляющей 1 млн. оборотов.

Значения C_r устанавливают на основании теоретических и экспериментальных исследований для каждого данного типа подшипника и приводят в каталогах; P_v - эквивалентная динамическая нагрузка, кН, или, - постоянная радиальная нагрузка, под действием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки; p - показатель степени, зависящий от формы контактирующих тел: для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников p = 3 (точечный контакт тел качения); для роликовых радиальных цилиндрических и роликовых конических подшипников p = 10/3 = 3,33 (линейный контакт тел качения).

Базовая долговечность подшипника, ч,

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n}\left(\frac{C_r}{P_v}\right)^p, \qquad (5)$$

где n - частота вращения подшипника, об/мин.

Определение приведенной нагрузки и подбор подшипников по динамической грузоподъемности. Подшипники качения часто подвергаются совместному действию радиальной и осевой нагрузок; нагрузка может быть постоянной или сопровождаться толчками и ударами; вращаться может внутреннее или наружное кольцо; температура может быть нормальной, повышенной или пониженной. Все эти факторы влияют на работоспособность подшипников и должны учитываться при выборе приведенной нагрузки.

Приведенную радиальную нагрузку для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяют по формуле

$$P_v=(X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_Б \cdot K_T, \qquad (6)$$

где F_r , F_a - радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник, кН; X и Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, указываются в каталоге; V - коэффициент вращения колец подшипника относительно вектора нагрузки; $K_Б$ - коэффициент безопасности, учитывающий динамичность нагрузки; K_T - температурный коэффициент, вводимый только при повышенной рабочей температуре t > 100 °С для подшипников, изготовленных из обычных подшипниковых сталей.

Расчетная зависимость приведенной нагрузки от радиальной F_r и осевой F_a нагрузок принята в простой форме, аппроксимирующей

действительную сложную зависимость. Из-за радиального зазора в подшипнике при отсутствии осевой нагрузки имеет место повышенная неравномерность нагружения тел качения. С увеличением осевой нагрузки при постоянной радиальной происходит выборка зазора, увеличивается рабочая дуга в подшипнике и нагрузка на тела качения распределяется более равномерно. До некоторого значения $F_a / V \cdot F_r = e$ это компенсирует увеличение общей нагрузки на подшипник с ростом осевой нагрузки F_a. Поэтому при $F_a / V \cdot F_r \le e$ ведут расчет на действие как бы одной радиальной нагрузки, т. е. принимают $X = 1$ и $Y = 0$. Значения e приведены в каталоге в зависимости от отношения осевой нагрузки F_a к статической грузоподъемности подшипника C_0 .

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных.

Подбор подшипников по динамической грузоподъемности выполняют по условию

$$C_r\,(\textit{требуемая}) \le C_r\,(\textit{паспортная}). \qquad (7)$$

Значение C_r *(требуемая)* определяет величину динамической грузоподъемности, необходимую для заданных условий работы подшипника, т.е. расчетном ресурсе L_{10h} в часах и приведенной нагрузке P_v.

Расчетный ресурс в миллионах оборотов составит

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n}{10^6} \cdot L_{10h}. \qquad (8)$$

На основе исходной зависимости (3.9) определяют требуемую динамическую грузоподъемность

$$C_{r(\textit{требуемая})} = P_v \sqrt[p]{L_{10}}\ . \qquad (9)$$

C_r (*паспортная*) приведена в каталогах или справочниках.

Часто подшипники предварительно подбирают по конструктивным соображениям. Тогда расчетом проверяют их ресурс по формуле (3.10).

Расчетный ресурс подшипников в машинах определяется технико-экономическими показателями. Его выбирают тем большим, чем важнее бесперебойная работа машины, чем труднее разборка машины для замены подшипников и т. д. Средние значения расчетного ресурса, характерные для машин, работающих с перерывами, составляют 2500… 10000 ч. Для непрерывно работающих машин и для машин тяжелого машиностроения расчетный ресурс подшипников выбирают выше.

Подбор подшипников по базовой статической грузоподъемности

По уравнению нагрузка P_v растет с уменьшением ресурса L_{10} и теоретически не имеет ограничения. Практически нагрузка ограничена потерей статической прочности, или в данном случае статической грузоподъемностью. Невращающиеся подшипники и вращающиеся с частотой $n \leq 1$ об/мин (например, домкраты, нажимные устройства и др.) подбирают по базовой статической грузоподъемности.

Базовая статическая грузоподъемность подшипника - статическая радиальная нагрузка, которая соответствует общей остаточной деформации шарика (ролика) и дорожки качения, равной 0,0001 диаметра шарика (ролика) в наиболее нагруженной зоне контакта. Такая остаточная деформация не оказывает заметного влияния на работу подшипника. Значения C_0 (кН) приводятся в каталогах для каждого типоразмера подшипника.

Условие подбора и проверки

$$P_0 \leq C_0. \qquad (10)$$

Эквивалентная статическая грузоподъемность P_0

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a, \qquad (11)$$

но не меньше чем $P_0 = F_r$,

где X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок.

Контрольные вопросы:

1 Какое служебное назначение подшипников качения?
2 Какие преимущества и недостатки подшипников качения?
3 По каким признаками классифицируют подшипники качения?
4 В каком порядке составляется условное обозначение подшипника качения?
5 Какие материалы используют для изготовления подшипников качения?
6 Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
7 Какую нагрузку называют эквивалентной динамической?
8 Назовите принципы подбора подшипников качения.
9 Как рассчитывают подшипники качения на долговечность?
10 Объясните маркировку подшипников качения. Определите тип и размеры подшипников, имеющих условные обозначения: 208, 2208 и 36208.