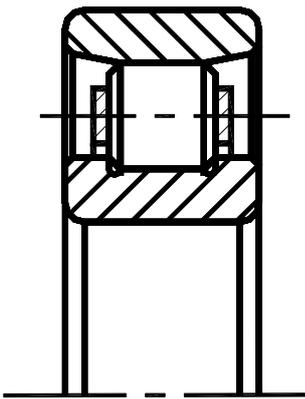


Содержание:

1. Роликовые подшипники.
2. Материалы в подшипниках качения.
3. Расчет подшипников на долговечность.
4. Приведенная нагрузка и подбор подшипников.
5. Контрольные вопросы.

### 1. Роликовые подшипники.

#### 1) Роликовые радиальные подшипники с короткими роликами.



Воспринимают только радиальные нагрузки (в 1,7 раз больше, чем у шариковые). Наружное кольцо – съемное. *Сепаратор* – типа беличьего колеса – склепанный. Подшипники допускают осевое взаимное смещение колец в значительных пределах. Устанавливают в случае больших температурных расширений вала и при самоустановке вала при шевронных колесах. Выполняются и с наличием буртов на наружном кольце, но осевую нагрузку воспринимают плохо. Обеспечивают лишь не силовую осевую

фиксацию (колеса на валу). Имеются и другие разновидности: с одним буртом, с упорной шайбой.

#### 2) Роликовые радиальные подшипники с длинными цилиндрическими роликами.

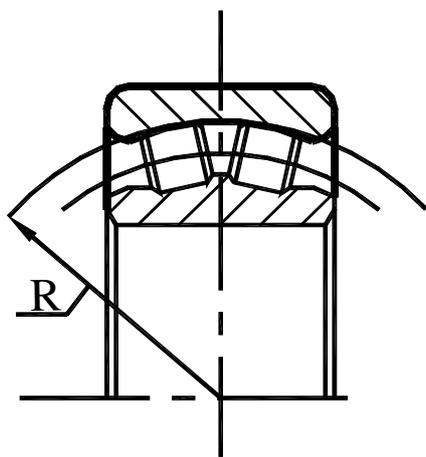


Воспринимают большие радиальные нагрузки в ограниченных радиальных габаритах.

#### 3) Двухрядный подшипник с короткими цилиндрическими роликами.

Применяются в шпинделях металлорежущих станков. Высокая точность в работе – за счет регулировки распора внутреннего кольца. Быстроходны.

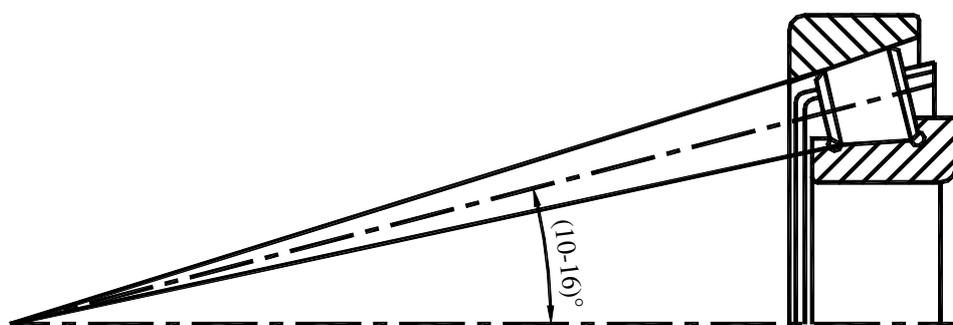
4) Роликовый радиальный двухрядный сферический подшипник. Воспринимает особо



большие радиальные нагрузки при значительных перекосах (до 2-3°). Ролики бочкообразные симметричные и несимметричные. Дорогие и технологически сложные подшипники.

5) Роликовый радиально-упорный конический подшипник.

Воспринимает значительные совместно действующие радиальные и осевые нагрузки при скоростях  $V \leq 15$  м/сек. В 1,9 раза выше грузоподъемность, чем у шарикоподшипников.

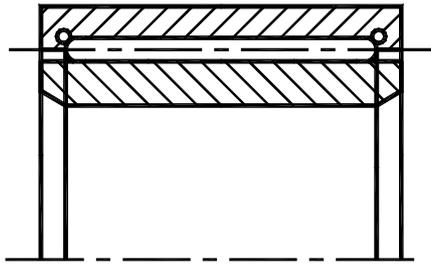


Очень широко применяется в машиностроении. Удобен в сборке разборке и регулировке. Угол конусности роликов  $\approx 1,5-2^\circ$ .

*Сепаратор* чашечный штампованный. Обеспечивается чистое качение благодаря совпадению вершин конусов. Ролики выполняются немного бочкообразными (бомбиной). Это снимает концентрацию напряжений у краев ролика – ресурс повышается в 2 раза и снижается чувствительность к перекосам. Применяются также *многорядные конические роликовые подшипники* (например, в прокатных станах). Сфероконические подшипники с коническими бочкообразными роликами. Воспринимают большие радиальные и осевые нагрузки и самоустанавливаются. Применяются в наиболее ответственных конструкциях: в буровых установках, в гидротурбинах. Дорогие и сложные в изготовлении.

б) Упорные роликоподшипники. Воспринимают большие осевые нагрузки при небольших частотах вращения. Во избежание вредного скольжения при работе имеют либо короткие цилиндрические, либо конические ролики.

## 7) Игольчатый роликоподшипник.



Применяются при очень стесненных радиальных габаритах, скоростях  $V < 5$  м/сек и при качательных движениях. Обладают высокой радиальной грузоподъемностью. Осевых нагрузок не воспринимают. Подшипник обычно работает в режимах качения в нагруженной зоне, и скольжения в ненагруженной. Долговечность игл относительно невелика. Поверхность качения должна быть закалена до высокой твердости, отшлифована и отполирована. Стоимость подшипников зависит от размера, типа, класса точности, типа сепаратора, массовости выпуска.

## 2. Материалы в подшипниках качения.

Кольца и тела качения в основном изготавливают из сталей ШХ15 и ШХ15СГ (1,5% хрома, С кремний 1,0-1,1% , Г – марганец до 1%). Иногда применяют также стали 18ХГТ и 20Х2Н4А. Твердость колец и тел качения – 60-66HRC. *Сепараторы*: сталь 10 – мягкая штамповка. Скоростные подшипники имеют массивные сепараторы из антифрикционной бронзы (центровка по наружному кольцу); из анодированного дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластифицированной древесины, полиамидов. В специальных случаях – пластмассовые сепараторы с металлическим каркасом. Начато применение тел качения из пластмасс (хорошо работают в условиях ударной нагрузки) и бесшумны. Кольца в этом случае выполняются из легких сплавов (невысокие требования к твердости).

## 3. Расчет подшипников на долговечность.

При расчете учитывается:

1. Величина и направление действующих нагрузок (радиальная, осевая, комбинированная).
2. Характер нагрузки (постоянная, переменная, ударная).
3.  $n$  – число об/мин вращения ПК.
4. Ресурс в часах или миллионах оборотов.

5. Требования предъявляют к конструктивной особенности узла подшипника (посадка, какое кольцо вращается, температурные условия, регулировка предварительного натяга и т.п.).

Подшипники качения не могут служить бесконечно долго даже в идеальных условиях (отсутствие износа, коррозии и т.п.). Критерием их работоспособности в этом случае является усталостное выкрашивание поверхностных слоев дорожек и тел качения.

На основе больших экспериментальных работ была установлена следующая зависимость между нагрузкой  $Q$  и ресурсом подшипника качения – суммарным числом  $L$  миллионов оборотов до появления признаков усталости:

$$\left(\frac{C}{Q}\right)^{\alpha} = L,$$

где  $\alpha$  - показатель степени:

$\alpha=3$  – для шарикоподшипников;

$\alpha=3,33$  – для роликоподшипников.

$C$  – динамическая грузоподъемность – постоянная радиальная нагрузка (а для упорных и упорно-радиальных подшипников – постоянная осевая нагрузка), которую подшипник может выдержать в течении  $10^6$  оборотов, в кН.

По этой формуле производится проверочный расчет подшипников качения.

Эта зависимость является уравнением наклонной ветви кривой усталости подшипника. Горизонтальная ветвь в рабочем диапазоне циклов нагружения не обнаруживается.

Подшипники одного типоразмера имеют существенно различный ресурс. Рассеивание ресурса подшипников значит больше, чем образцов, т.к. подшипник состоит из многих деталей, термически обработанных до высокой твердости и собранных с несколько различным качеством (шероховатая поверхность, местные дефекты и т.п.). Рассеивание ресурса доходит до 30% и более. За расчетный принято принимать гарантированный ресурс, который имеют 90% всех подшипников, т.е. 10% выбранных по ниже-следующей методике могут проработать меньше расчетного срока. *Средний ресурс* превышает в 3-5 раз расчетный. А 1% подшипников может иметь всего-навсего только 20% от расчетного.

#### 4. Приведенная нагрузка и подбор ПК.

Подшипники часто подвергаются действию совместных радиальной и осевой нагрузок. Нагрузка может быть постоянной, переменной, ударной. Вращаться может наружное или внутреннее кольцо. Температура может быть нормальной, повышенной, пониженной. Все эти факторы влияют на работоспособность подшипника качения.

1) Приведенная радиальная нагрузка для радиальных и радиально-упорных, шариковых и роликовых подшипников определяется по формуле:

$$Q = (XV_K F_r + YF_a) K_\delta K_T,$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка, кН;

$F_a$  – осевая нагрузка, кН;

$X, Y$  – коэффициенты, соответственно, радиальной и осевой нагрузок (выбираются по таблице в зависимости от типа подшипника, угла контакта тел качения  $\beta$  и соотношения радиальной и осевой нагрузок);

$V_K$  – коэффициент вращения, равный 1 при вращении внутреннего кольца подшипника и 1,2 при вращении наружного;

$K_\delta$  – коэффициент безопасности, учитывающий динамичность нагрузки (от 1 до 3 – по таблице, в зависимости от перегрузок и ударов);

$K_T$  – температурный коэффициент, вводимый только при повышенной температуре  $>100^\circ\text{C}$  для подшипников, изготовленных из обычных подшипниковых сталей (лучше применять в этом случае подшипники изготовленные из теплостойких сталей).

	до $100^\circ\text{C}$	$125^\circ\text{C}$	$150^\circ\text{C}$	$200^\circ\text{C}$
$K_T =$	1,0	1,05	1,1	1,25

Расчетная формула для  $Q$  – упрощена, на самом деле она значительно сложнее связывает  $F_a$  и  $F_r$ , т.к. из-за радиального зазора в подшипниках при отсутствии осевой нагрузки  $F_a$ , имеет место повышенная неравномерность нагружения тел качения. С увеличением же осевой нагрузки  $F_a$  происходит выборка зазора, увеличивается рабочая дуга в подшипнике и нагрузка на тела качения распределяется более равномерно.

До некоторого значения  $\frac{F_a}{VF_r} = e$  это компенсирует увеличение общей нагрузки и принимают  $X=1$ , а  $Y=0$ . Значения величины  $e$  приведены в таблицах в зависимости от отношения  $\frac{F_a}{C_0}$ , где  $C_0$  – статическая грузоподъемность – берется по каталогу подшипников.

При значениях  $\frac{F_a}{VF_r} > e$  величины коэффициентов  $X$  и  $Y$  берутся по таблицам ( причём для однорядных подшипников  $X \leq 1$  и  $Y \geq 1$ ).

2) Приведенная нагрузка  $Q$  для подшипников с короткими цилиндрическими роликами определяется по формуле:

$$Q = F_r K_\delta K_T V_K, \text{ т.к. } F_a = 0.$$

3) Приведенная нагрузка  $Q$  для упорных подшипников определяется по формуле:

$$Q = F_a K_\delta K_T, \text{ т.к. } F_t = 0.$$

4) Приведенная нагрузка для упорно-радиальных подшипников определяется по формуле:

$$Q = (XF_r + YF_a) K_\delta K_T, \text{ то есть } V_K = 1, \text{ так как неважно какое кольцо вращается.}$$

При расчете радиально-упорных подшипников необходимо учитывать, что в них при радиальном нагружении и отсутствии осевого зазора и натяга возникает осевая сила, принимаемая для радиально-упорных шарикоподшипников:

$$S = eF_r,$$

а для радиально-упорных роликоподшипников:

$$S = 0.83eF_r,$$

где коэффициент 0,83 учитывает иной, чем у шарикоподшипников, закон распределения между телами качения у роликоподшипников.

Таким образом, расчетная осевая нагрузка  $F_a$  на подшипник складывается из внешней осевой нагрузки на вал и осевой составляющей  $S_i$  от другого радиально-упорного подшипника (от напарника).

$S_1$  и  $S_2$  – возникают от действия радиальных реакций подшипников  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$ . Все силы  $F_a$ ,  $S_1$ ,  $S_2$  приложены к валу.

Рассмотрим как определяются осевые расчетные силы на подшипниках.

$F_{a1}$  и  $F_{a2}$  – это окончательные реакции в осевом направлении на опорах.

Обязательное условие:

$$F_a + F_{a1} - F_{a2} = 0 \quad (*)$$

Рассмотрим все случаи соотношения  $F_a$ ,  $S_1$  и  $S_2$  и определим для них величины  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$ .

1)  $S_1 > S_2$ . В этом случае опора (2) должна будет воспринять силы  $F_a$  и  $S_1$ , т.е. из уравнения (\*) найдем:

$$F_{a2} = F_a + S_1; \quad F_{a1} = S_1$$

2)  $S_2 > S_1$ , но  $S > S_2 - S_1$ . В этом случае точно также опора (2) воспримет силы  $S$  и  $S_1$

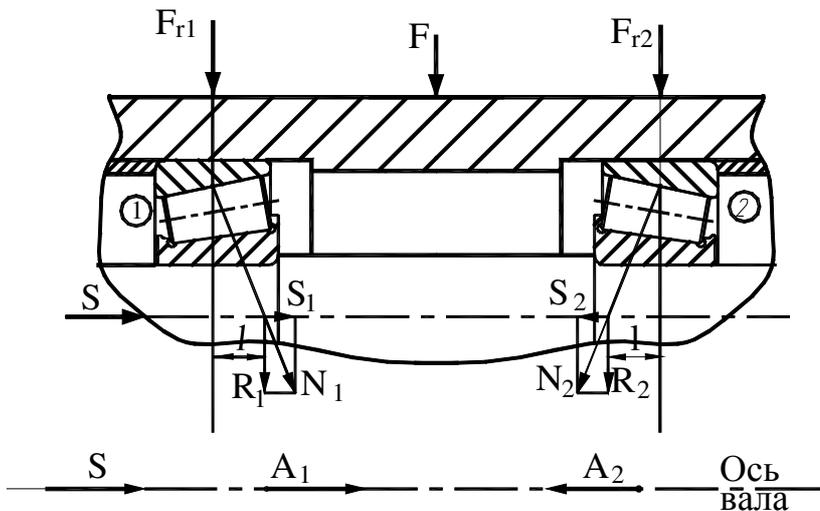


Рис. 17.1 Схема определения осевой силы на подшипники

$$F_{a2} = F_a + S_1$$

$$F_{a1} = S_1 \text{ из уравнения } (*)$$

3)  $S_2 > F_a$ , но  $F_a < S_2 - S_1$ . В этом случае опора (1) воспримет разность сил  $S_2 - S$ , т.е.

$$F_{a1} = S_2 - F_a$$

$$F_{a2} = S_2 \text{ из уравнения } (*)$$

В справочниках имеются схемы установки подшипников, а также даются формулы для определения  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  в зависимости от соотношения внешней осевой нагрузки и осевых составляющих от радиальной нагрузки на подшипниках.

## 5. Контрольные вопросы.

1. Классификация роликоподшипников.
2. Какие применяются материалы в подшипниках ?
3. Что такое динамическая грузоподъемность ?
4. Как влияет форма тела качения на долговечность подшипников ?
5. Как определить приведенную нагрузку на подшипник ?
6. Как определить осевую нагрузку на подшипник ?