Подшипники.

Валы и оси поддерживаются специальными деталями, которые являются опорами. Название "подшипник" происходит от слова "шип" (*англ.* *shaft, нем. zappen, голл. shiffen – вал*). Так раньше называли хвостовики и шейки вала, где, собственно говоря, подшипники и устанавливаются.

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей, воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на корпус машины. При этом вал должен фиксироваться в определенном положении и легко вращаться вокруг заданной оси. Во избежание снижения КПД машины потери в подшипниках должны быть минимальными.

По характеру трения подшипники разделяют на две большие группы:

- подшипники скольжения (трение скольжения);

- подшипники качения (трение качения).

***Назначение, типы, область применения, разновидности конструкций подшипников скольжения и подпятников, материалы для их изготовления***

*Подшипником скольжения называют опору для поддержания вала (или вращающейся оси). В таком подшипнике цапфа вращающегося вала (или оси) проскальзывает по опоре.*

*Радиальные подшипники скольжения*(или просто подшипники скольжения) предназначены для восприятия радиальной нагрузки. В таких подшипниках поверхности цапфы вала (или оси) и подшипника находятся в условиях относительного скольжения. При этом возникает трение, кото­рое приводит к изнашиванию пары вал (ось) — подшипник.

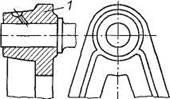
*Для уменьшения изнашивания необходимо рационально выбирать матери­ал трущихся пар и обеспечить нормальные условия смазывания рабочих по­верхностей.*

*Конструкции подшипников скольжения*

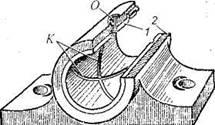
Подшипники бывают неразъемные и разъемные:

*Неразъемные подшипники*могут быть выполнены за одно целое со ста­ниной (рис. 1) или в виде втулки *1,*установленной в корпус подшипни­ка *2*(рис. 2).

В первом случае станину *1,*а во втором — втулку *1*изготовляют из ма­териалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами: анти­фрикционного чугуна; бронзы оловянной; латуни; баббитов; алюминиевых сплавов; порошковых материалов; текстолита; капрона; специально обра­ботанного дерева; резины (при смазывании водой); графита (в виде порош­ка, из которого прессуют вкладыши) и др.



**Рис. 1. Неразъемный подшип­ник скольжения: *1* — станина**



**Рис.2. Неразъемный подшипник скольжения: *1* — втулка; *2*— корпус**

*Разъемный подшипник*(рис.4) отличается от неразъемного тем, что в нем втулка заменена вкладышами *2*и*3,*корпус подшипника разъемный и состоит из собственно корпуса 7 и крышки *4,*соединенных болтами или шпильками *5.*Вкладыши изготовляют из антифрикционных материалов или двух металлов (тело вкладыша из стали, а рабочую часть толщиной 1—3 мм заливают баббитом или свинцовой бронзой). Во внутренней по­лости вкладышей делают канавку 1 (рис.5), в которую через отверстие *2*подводят смазочный материал.

Материал вкладышей выбирают с учетом условий работы, назначения и конструкции опор, а также стоимости и дефицитности материала и должен иметь:

1) малый коэффициент трения и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия режима жидкостного трения (пуски, торможение и т. п.);

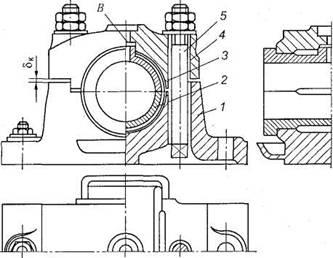
2) достаточную износостойкость наряду со способностью к при­работке. Износостойкость вкладыша должна быть ниже износо­стойкости цапфы, так как замена вала обходится значительно до­роже, чем замена вкладыша;

3) достаточно высокие механические характеристики и особенно высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок.

При невысоких скоростях скольжения (https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-RSnOLR.pngм/с) применяют чугуны.Чугун обладает хорошими антифрикционными свойствами бла­годаря включениям свободного графита, но прирабатывается хуже, чем бронзы, имеет высокую хрупкость и высокую стоимость

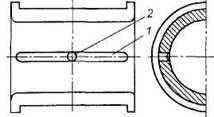
При значительных нагрузках (*р* до 15 МПа) и средних скоростях скольжения (https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-TZ0uic.pngдо 10 м/c) широки используют бронзу. Бронзы оловянные, свинцовые, кремниевые, алюминиевые и прочие обладают достаточно высокими механическими харак­теристиками, но сравнительно плохо прирабатываются и способ­ствуют окислению масла. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы.

Баббиты разных марок применяют для подшипников скольжения, работающих в тяжелых условиях; баббиты хорошо прирабатываются, стойки против заедания, мало изнашивают вал, не окисляет масло, но имеют невысокую прочность и низкую температуру плавления и поэтому их используют для заливки чугунных и бронзовых вкладышей.



**Рис. 4. Разъемный подшипник скольжения: *1* — станина;**

***2, 3 —*вкладыши (полукольца); *4 —*крышка; 5 — болт**



**Рис. 5. Вкладыш: *1* — канавка; *2 —*отверстие для подвода смазки**

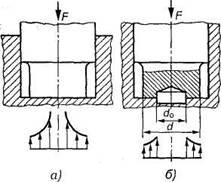
*Смазочные канавки*делают в верхнем вкладыше (в ненагруженной зоне подшипника), как показано на рис. 5. Для того чтобы вкладыши не имели осевых перемещений, их изготовляют с буртиками. Для удержания вкладышей от вращения вместе с валом предусматривают их закрепление с помощью штифтов и т. п. При укладке вкладышей в разъемный корпус ме­жду ними устанавливают регулировочные прокладки из тонколистовой ста­ли или латуни.

***Самоустанавливающиеся подшипники****? скольжения*

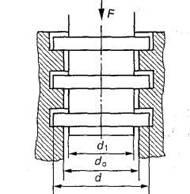
*Подпятники (опорные подшипники) служат для поддержания вра­щающихся осей и валов при действии нагрузки, направленной вдоль оси враще­ния (т. е. при осевой нагрузке).*

Подпятники могут быть с плоской пятой (рис. 7, *а),*с кольцевой пя­той (рис. 7, б) и с гребенчатой пятой (рис. 8).

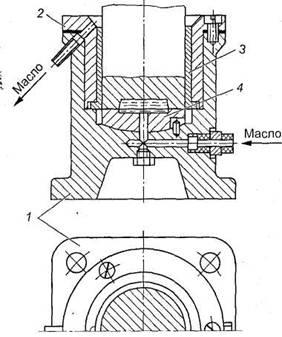
Подпятник (рис. 9) состоит из стального или чугунного корпуса 7, крышки *2*и опорного вкладыша *4.*Для возможности самоустановки опор­ный вкладыш *4*может опираться на сферическую поверхность. Опорные вкладыши изготовляют из тех же антифрикционных материалов, что и вкладыши радиальных подшипников. Деталь *3*— втулка радиального под­шипника.



**Рис. 7. Подпятники: *а —*с плоской пятой; *б*— с кольцевой пятой**



**Рис. 8. Подпятник с гребенчатой пятой**



**Рис. 9. Опора вала: / — корпус; *2 —*крышка;**

***3*— втулка радиального подшипника; *4*— опорный вкладыш**

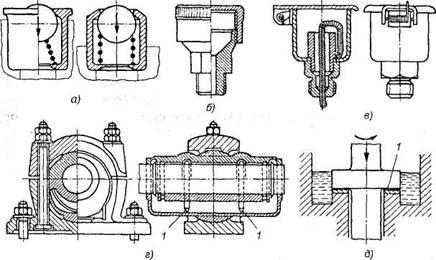
*Подвод смазочного материала к подшипникам и подпятникам сколь­жения осуществляется следующими способами:*

- периодическим смазыванием (через отверстие) жидким смазочным материалом (см. рис. 1);

- смазыванием набивкой (солидол и т. д.) с помощью масленки с ша­ровым клапаном (рис. 10**,**а);

- периодической заливкой жидкого смазочного материала или набив­кой консистентного смазочного материала с помощью колпачковой масленки (рис. 10,б);

- смазыванием жидким смазочным материалом с помощью масленки с фитилем (рис. 10, *в*)*;*



**Рис. 10. Способы смазывания подшипников: *а —*масленка с шаровым клапаном;**

***б—*колпачковая масленка; *в*— масленка с фитилем; *г —*смазывание кольцом; *д*— смазывание оку­нанием**

***Рекомендации по конструированию подшипников скольжения?***

***Подшипники качения. Общие сведения. Классификация и область применения***

*Подшипники качения, как и подшипники скольжения, предназначены для поддержания вращающихся осей и валов.*

Электродвигатели, подъемно-транспортные и сельскохозяйственные машины, летательные аппараты, локомотивы, вагоны, металлорежущие станки, зубчатые редукторы и многие другие механизмы и машины в на­стоящее время немыслимы без подшипников качения.

Подшипники качения состоят из двух колец — внутреннего *1* и наруж­ного *3,*тел качения *2*(шариков или роликов) и сепаратора *4*(рис. 16, *а).*В зависимости от: формы тел качения различают подшипники шариковые (рис. 16, *д, б, ж,*и) и роликовые (рис. 16, *в, г, е, з, к).*Разновидностью роликовых подшипников являются игольчатые подшипники (рис. 16, *д).*

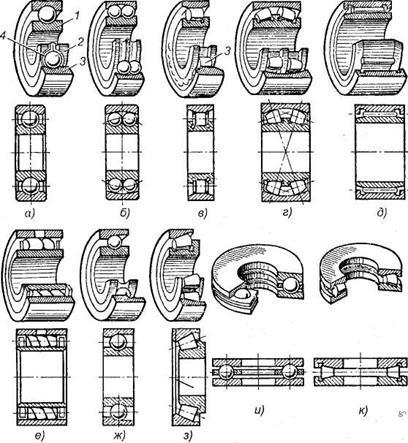
Основными элементами подшипников качения являются тела каче­ния — шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживае­мые сепаратором на определенном расстоянии друг от друга.

*Материалы.* Материалы подшипников качения назначаются с учётом высоких требований к твёрдости и износостойкости колец и тел качения. Здесь используются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементируемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А. Твёрдость колец и роликов обычно *HRC*60...65, а у шариков немного больше – *HRC*62... 66, поскольку площадка контактного давления у шарика меньше. Сепараторы изготавливают из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластмасс.

*Для обеспечения нормальной и долговечной работы*подшипников ка­чения к качеству их изготовления и термической обработке тел качения и колец предъявляют высокие требования.

Подшипники качения — это опоры вращающихся или качающихся де­талей. Подшипники качения в отличие от подшипников скольжения стан­дартизованы. Подшипники качения различных конструкций (диапазон на­ружных диаметров 1,0—2600 мм, масса 0,5—3,5 т, например, микроподшип­ники с шариками диаметром 0,35 мм и подшипники с шариками диаметром 203 мм) изготовляют на специализированных подшипниковых заводах.

Выпускаемые в СНГ подшипники качения классифицируют *по способности воспринимать нагрузку — радиальные, радиально-упорные, упор­но-радиальные и упорные.*



**Рис. 16. Подшипники качения: *а, б, в, г, д, е*— радиальные подшипники; *ж, з*— радиально-упорные подшипники;**

***и, к —*упорные подшипники; *1* — внутреннее кольцо; *2 —*тело ка­чения; *3 —*наружное кольцо; *4—*сепаратор**

Радиальные подшипники (см. рис. 16, *а—е)*воспринимают (в основ­ном) радиальную нагрузку, т. е. нагрузку, направленную перпендикулярно к геометрической оси вала.

Упорные подшипники (см. рис. 16, и, *к)*воспринимают только осе­вую нагрузку.

Радиально-упорные (см. рис. 16, *ж, з)*и упорно-радиальные подшип­ники могут одновременно воспринимать как радиальную, так и осевую на­грузку. При этом упорно-радиальные подшипники предназначены для пре­обладающей осевой нагрузки.

*В зависимости от соотношения размеров*наружного и внутреннего диа­метров, а также ширины *подшипники делят на серии:*сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю, тяжелую, легкую широкую, среднюю широкую.

В зависимости от серии при одном и том же внутреннем диаметре кольца подшипника наружный диаметр кольца и его ширина изменяются.

По классам точности подшипники различают следующим образом:

"0" – нормального класса;

"6" – повышенной точности;

"5" – высокой точности;

"4" – особовысокой точности;

"2" – сверхвысокой точности.

При выборе класса точности подшипника необходимо помнить о том, что "чем точнее, тем дороже".

*По форме тел качения подшипники делят на шариковые*(см. рис. 16, *а, б, ж, и), с цилиндрическими роликами*(см. рис. 16, *в), с кониче­скими роликами*(см. рис. 16, з, *к), игольчатые*(см. рис. 16, *д), с витыми роликами*(см. рис. 16, *е), с бочкообразными роликами*(сферическими) (см. рис. 16, *г).*Тела качения игольчатых подшипников тонкие ролики — иглы диаметром 1,6—5 мм. Длина игл в 5—10 раз больше их диаметра. Се­параторы в игольчатых подшипниках отсутствуют.

*По числу рядов тел качения различают однорядные*(см. рис. 16, *а, в, д—к)*и *двухрядные*(см. рис. 16, *б, г)*подшипники качения.

По конструктивным и эксплуатационным признакам *подшипники делят на самоустанавливающиеся*(см. рис. 16, *б, г)*и *несамоустанавливающиеся*(см. рис. 16, *а, в, д—к).*

Под типом подшипника понимают его конструктивную разновидность, определяемую по признакам классификации.

*Каждый подшипник качения имеет условное клеймо, обозначающее тип, размер, класс точности, завод-изготовитель.*

На неразъемные подшипники клеймо наносят на одно из колец, на разборные — на оба кольца, например, на радиальный подшипник с ко­роткими цилиндрическими роликами (см. рис. 16, *в),*где наружное коль­цо без бортов и свободно снимается, а внутреннее кольцо с бортами со­ставляет комплект с сепаратором и роликами.

На один и тот же диаметр шейки вала предусматривается несколько серий подшипников, которые отличаются размерами колец и тел качения и соответственно величиной воспринимаемых нагрузок.

В пределах каждой серии подшипники равных типов взаимозаменяемы в мировом масштабе. В стандартах указываются: номер подшипника, размеры, вес, предельное число оборотов, статическая нагрузка и коэффициент работоспособности.

*Первая и вторая цифры*справа условно обозначают *его номинальный внутренний диаметр d*(диаметр вала). Для определения истинного размера *d*(в миллиметрах) необходимо указанные две цифры умножить на пять. Например, подшипник ...04 имеет внутренний диаметр 04 • 5 = 20 мм. Это правило распространяется на подшипники с цифрами ...04 и выше, до ...99, т. е. для J=20h-495 mm. Подшипники с цифрами... 00 имеют *d-*10 мм; ...01 *d=*12 мм; ...02 *d=*15 мм; ...03 *d=*17 мм.

*Третья цифра справа обозначает серию подшипника,*определяя его на­ружный диаметр: 1 — особо легкая, 2 — легкая; 3 — средняя, 4 — тяжелая; 5 — легкая широкая, 6 — средняя широкая.

*Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника.*Если эта цифра 0, то это означает, что подшипник радиальный шариковый одно­рядный; шариковый однорядный (если левее 0 нет цифр, то 0 не указыва­ют); 1 — радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 — радиаль­ный с короткими цилиндрическими роликами; 3 — радиальный роликовый двухрядный сферический; 4 — игольчатый или роликовый с длинными ци­линдрическими роликами; 5 — роликовый с витыми роликами; 6 — радиально-упорный шариковый; 7 — роликовый конический (радиально-упорный); 8 — упорный шариковый; 9 — упорный роликовый.

Так, например, подшипник 7208 является роликовым коническим.

*Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особен­ности подшипника*(неразборный, с защитной шайбой, с закрепительной втулкой и т. п.). Например:

50312 — радиальный однорядный шарикоподшипник средней серии со стопорной канавкой на наружном кольце;

150312 — тот же подшипник с защитной шайбой;

36312 — радиально-упорный шариковый однорядный подшипник сред­ней серии, неразборный.

*Седьмая цифра справа характеризует серию подшипника по ширине.*

ГОСТом установлены следующие классы точности подшипников каче­ния: 0 — нормальный класс (как правило, 0 в обозначении не указывают); 6 — повышенный; 5 — высокий, 4 — особо высокий, 2 — сверхвысокий. Цифру, обозначающую класс точности, ставят слева от условного обозна­чения подшипника и отделяют от него знаком тире; например, 206 означа­ет шариковый радиальный подшипник легкой серии с номинальным диа­метром 30 мм, класса точности 0.

Кроме цифр основного обозначения слева и справа от него могут дополнительные буквенные или цифровые знаки, характеризующие специальные условия изготовления данного подшипника.

Так, класс точности маркируют цифрой слева через тире от основного обозначения. В порядке повышения точности классы точности обозначают: 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности, обозначаемой цифрой 0 и соответствующей нормальной точности, не проставляют. В общим машиностроение применяют подшипники классов 0 и 6. в изделиях высокой точности или работающей высокой частотой вращения (шпиндельные узлы скоростных станков, высокооборотный электродвигатели и др.) применяют подшипники класса 5 и 4. подшипники класса точности 2 используют в гироскопических приборах.

Так, например, подшипник 7208 — класса точности 0.

Помимо приведенных выше имеются и дополнительные (более высокие и более низкие) классы точности.

В зависимости от наличия дополнительных требований к уровню вибраций, отклонениям формы и расположения поверхностей качения, моменту трения и др. установлены три категории подшипников: А — повышенные регламентированные нормы; В — регламентированные нормы; С — без дополнительных требований.

Возможные знаки справа от основного обозначения: Е — сепаратор выполнен из пластических материалов; Р — детали подшипника из теп­лостойких сталей; С — подшипник закрытого типа при заполнении сма­зочным материалом и др.

Примеры обозначений подшипников: 311 — подшипник шариковый радиальный однорядный, средней серии диаметров 3, серии ширин 0, с внутренним диаметром *d* = 55 мм, основной конструкции (см. рис. 14.5, а), класса точности 0;

6-36209 — подшипник шариковый радиально-упорный однорядный, легкой серии диаметров 2, серии ширин 0, с внутренним диаметром *d* = 45 мм, с углом контакта *а* = 12°, класса точности 6;

4-12210 — подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами, легкой серии диаметров 2, серии ширин 0, с внутренним диаметром *d* = 50 мм, с одним бортом на наружном кольце (см. рис. 14.9, б), класса точности 4;

4-3003124Р — подшипник роликовый радиальный сферический двухрядный особолегкой серии диаметров 1, серии ширин 3, с внутренним диаметром *d*=120 мм, основной конструкции (см. рис. 14.8), класса точности 4, детали подшипника изготовлены из теплостойких сталей.

*Характеристики подшипников качения.*

Наибольшее распространение получили *шариковые радиальные одноряд­ные подшипники*(см. рис. 16, *а).*Эти подшипники допускают сравнительно большую угловую скорость, особенно с сепараторами из цветных металлов или из пластмасс, допускают небольшие перекосы вала (от 15' до 30') и могут воспринимать незначительные осевые нагрузки. Допустимая осевая нагрузка для радиальных несамоустанавливающихся подшипников не должна превы­шать 70% от неиспользованной радиальной грузоподъемности подшипника.

*Роликовые радиальные*подшипники с короткими роликами (см. рис. 16, *в)*по сравнению с аналогичными по габаритным размерам шари­коподшипниками обладают увеличенной грузоподъемностью, хорошо вы­держивают ударные нагрузки. Однако они совершенно не воспринимают осевых нагрузок и не допускают перекоса вала (ролики начинают работать кромками, и подшипники быстро выходят из строя).

*Роликовые радиальные подшипники с витыми роликами*(см. рис. 16, *е)*применяют при радиальных нагрузках ударного действия; удары смягчают­ся податливостью витых роликов. Эти подшипники менее требовательны к точности сборки и к защите от загрязнений, имеют незначительные ради­альные габаритные размеры.

*Игольчатые подшипники*(см. рис. 16, *д)*отличаются малыми радиаль­ными габаритными размерами, находят применение в тихоходных (до 5 м/с) и тяжелонагруженных узлах, так как выдерживают большие ради­альные нагрузки. В настоящее время их широко используют для замены подшипников скольжения. Эти подшипники воспринимают только радиальные нагрузки и не допускают перекоса валов. Для максимального уменьшения размеров применяют подшипники в виде комплекта игл, не­посредственно опирающихся на вал, с одним наружным кольцом.

*Самоустанавливающиеся радиальные двухрядные сферические*шариковые (рис. 16, *б)*и роликовые (см. рис. 16, *г)*подшипники применяют в тех слу­чаях, когда перекос колец подшипников может составлять до 2—3°. Эти под­шипники допускают незначительную осевую нагрузку (порядка 20% от не­использованной радиальной) и осевую фиксацию вала. Подшипники имеют высокие эксплуатационные показатели, но они дороже, чем однорядные.

*Конические роликоподшипники*(см. рис. 16, *з)*находят примене­ние в узлах, где действуют одновременно радиальные и односторонние осевые нагрузки. Эти подшипники могут воспринимать также и ударные нагрузки. Радиальная грузоподъемность их в среднем почти в 2 раза выше, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников. Их рекомендуется ус­танавливать при средних и низких угловых скоростях вала (до 15 м/с).

*Аналогичное использование имеют радиально-упорные шарикоподшипники*(см. рис. 16, *ж),*применяемые при средних и высоких угловых скоростях. Радиальная грузоподъемность у этих подшипников на 30—40 % больше, чем у радиальных однорядных. Их выполняют разъемными со съемным на­ружным кольцом и неразъемными.

*Шариковые и роликовые упорные подшипники*(см. рис. 16, *и. к)*предназначены для восприятия односторонних осевых нагрузок. Применя­ются при сравнительно невысоких угловых скоростях, главным образом на вертикальных валах. Упорные подшипники радиальную нагрузку не вос­принимают. При необходимости установки упорных подшипников в узлах, где действуют не только осевые, но и радиальные нагрузки, следует допол­нительно устанавливать радиальные подшипники.

В некоторых конструкциях, где приходится бороться за уменьшение радиальных габаритов, применяются т.н. "бескольцевые" подшипники, когда тела качения установлены непосредственно между валом и корпусом. Однако нетрудно догадаться, что такие конструкции требуют сложной, индивидуальной, а, следовательно, и дорогой сборки-разборки.

*Достоинства подшипников качения:*

*-*низкое трение, низкий нагрев;

- экономия смазки;

- высокий уровень стандартизации;

- экономия дорогих антифрикционных материалов.

*Недостатки подшипников качения:*

*-* высокие контактные напряжения, и поэтому ограниченный срок службы;

*-*высокие габариты (особенно радиальные) и вес;

- высокие требования к оптимизации выбора типоразмера;

- большая чувствительность к ударным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции;

- повышенный шум;

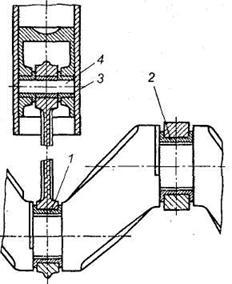
- слабая виброзащита, более того, подшипники сами являются генераторами вибрации за счёт даже очень малой неизбежной разноразмерности тел качения.

***Сравнительная характеристика подшипников качения и скольжения***

*При проектировании узла вал—подшипник перед конструктором стоит задача выбора типа опоры скольжения или качения.*При возможности обеспечения жидкостного режима смазывания в узле можно рекомендовать опоры с подшипниками скольжения, имеющими следующие преимущества по сравнению с подшипниками качения: простота конструкции и компо­новки; незначительные габаритные размеры; способность выдерживать большие радиальные и ударные нагрузки; возможность ремонта и низкая стоимость подшипника скольжения, особенно при больших диаметрах. Увеличение угловой скорости вала, имеющего подшипники качения, резко снижает их долговечность. Вследствие малой площади поверхности рабо­чих элементов подшипников качения эти опоры называются более жестки­ми, что является одной из причин шума, а иногда и вибрации узла, осо­бенно при больших угловых скоростях.

*Кольца подшипников качения*— *цельные*(неразъемные). Это делает их *непри­годными*в некоторых случаях, например, *для установки на коленчатые валы.*

Заменить подшипники скольжения *1*, *2*(рис. 17) на подшипники качения нельзя. Кольца подшипников качения — цельные (неразъемные). Это делает их непригодными для монтажа в некоторых случаях, например, на шатунных и коренных (промежуточных) шейках неразборных коленчатых валов и др



**Рис. 17. Установка подшипни­ков на коленчатом валу**

Замена подшипника скольжения *3*на игольчатый подшипник принципиально воз­можна. Игольчатый подшипник имеет мень­ший наружный диаметр, чем шариковые и роликовые подшипники, и выдерживает большие ударные нагрузки. При установке пальца шатуна *4*с высокой поверхностной прочностью можно использо­вать игольчатый подшипник без внутренней обоймы. Это позволит умень­шить габаритные размеры подшипникового узла.

По сравнению с подшипниками качения подшипники скольжения тре­буют повышенного расхода смазочного материала, который должен посту­пать непрерывно, так как иначе происходит быстрый нагрев и заклинива­ние подшипникового узла.

*Подшипники качения по сравнению с подшипниками скольжения*требуют, как правило, меньшего расхода энергии, удобнее в эксплуатации, не требуют постоянного ухода (смазывание их производится периодиче­ски), имеют незначительный рабочий радиальный зазор, значительно меньший расход цветных материалов; более высокая точность и меньшая стоимость вследствие стандартизации и централизованного массового производства.

Вследствие незна­чительной ширины колец подшипников качения достигается компактность узла, что важно при стесненных габаритных размерах в осевом направле­нии. По этим и многим другим причинам подшипники качения имеют са­мое широкое применение в современном машиностроении, и в большин­стве случаев они вытеснили подшипники скольжения.

*Общие тенденции применения подшипников качения.*

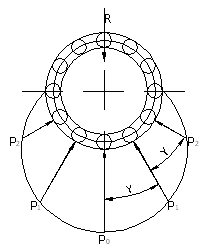
1. Для слабонагруженных подшипниковых узлов применяют радиаль­ные однорядные шариковые подшипники (как наиболее дешевые).

2. Расширяется применение радиально-упорных подшипников в узлах с осевыми нагрузками.

3. Расширяется применение роликовых подшипников, что связано, в свою очередь, с тенденцией повышения жесткости машин.

4. Расширяется применение подшипников качения в специальных об­ластях благодаря выпуску антимагнитных, коррозионностойких, жаростой­ких, малошумных и других специальных подшипников.

***Распределение нагрузки на теле качения подшипника***



Задача распределения нагрузки на тела качения статически неопределимая и решается на основе совместности деформации системы:

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-RmrsSu.png

Для шарикоподшипника:

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-Hv5q7D.png

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-3L7GWx.png

. . . . . . . . . . . .

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-obwx7j.png

Для роликоподшипника:

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-EDvT1y.png

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-WbPu1H.png

. . . . . . . . . . .

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-x5ohon.png

Из вышеприведенных соображений можно сделать выводы:

1. Нагрузку воспринимают только нижние тела качения, a верхние и боковые - не воспринимают.

2. Наибольшая нагрузка приходится на центральный шарик или ролик; решение задачи показывает, что он несет нагрузку в 4 - б раз большую средней, которая имела бы место, если бы все тела качения воспринимали нагрузку поровну.

Равномерное нагружение возможно лишь при симметричной (безмоментной) чисто осевой нагрузке https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-lX3hPz.pngв упорном подшипнике:

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-s966cs.png,

где коэффициент 0,8 учитывает возможные перекосы и неравномерность нагружения, *z* – число тел качения.https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-G9pRxz.png

Для шарикоподшипников радиальных однорядных при радиальном нагружении, при зазорах средней величины нагрузка на наиболее нагруженное тело качения составляет

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-qlJXZD.png,

где https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-QwvW7e.png- радиальная нагрузка.

Для радиальных сферических двухрядных шарико- и роликоподшипников

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-X8i4ca.png.

Для роликоподшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами и конических

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-bt8_cn.png.

Для беззазорных радиально-упорных шарикоподшипников при номинальном угле контакта https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-OjgHvN.png

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-pAMG7N.png.

При комбинированном действии нагрузок https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-FHEDk3.pngиhttps://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-n4QS7t.pngв условиях статического приложения для однорядных радиальных, радиально-упорных шариковых и конических подшипников осевая нагрузкаhttps://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-HG1BAZ.pngне влияет на нагрузку на одно тело качения до тех пор, покаhttps://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-18QbgN.pngне превысит некоторой принятой величины е, составляющей порядка 1/3.

***Методика подбора подшипников качения***

Опытный проектировщик может назначать конкретный тип и размер подшипника, а затем делать проверочный расчёт. Однако здесь требуется большой конструкторский опыт, ибо в случае неудачного выбора может не выполниться условие прочности, тогда потребуется выбрать другой подшипник и повторить проверочный расчёт.

Во избежание многочисленных "проб и ошибок" можно предложить методику выбора подшипников, построенную по принципу проектировочного расчёта, когда известны нагрузки, задана требуемая долговечность, а в результате определяется конкретный типоразмер подшипника из каталога.

*При проектировании подшипники качения подбирают по каталогу в зависимости от: диаметра d цапфы вала; величины, направления и характера нагрузки (спокойная, ударная, переменная); назначения узла; угловой скорости вращающегося кольца (с учетом того, какое из колец вращается); требуемой долговечности подшипника (числа часов работы).*

**Подбор подшипников практически сводится к следующей схеме:**

1. По назначению узла выбирают тип подшипника. Так, например, если на подшипник действует только радиальная нагрузка, то можно выби­рать любой радиальный подшипник.

2. Если подшипник находится под действием комбинированной на­грузки (значительной осевой и радиальной), то применяют радиально-упорные подшипники типов 6 и 7. Если же осевая нагрузка больше ра­диальной, то устанавливают упорный подшипник в комбинации с радиаль­ным или упорно-радиальный подшипник. При действии одной осевой нагрузки устанавливают упорные подшипники типов 8 и 9.

3. Основным критерием для выбора подшипника служит его динамиче­ская грузоподъемность. Если подшипник воспринимает нагрузку в непод­вижном состоянии или его вращающееся кольцо имеет частоту вращения не более 1 об/мин, то подшипник выбирают по статической грузоподъем­ности без проверки его долговечности.

Грузоподъёмность это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идёт о статической грузоподъёмности *C0*, а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъёмности *C*. Величина грузоподъёмности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

*Расчет по динамической грузоподъемности.*

*Под динамической грузоподъемностью для радиальных и радиально-упорных подшипников понимают постоянную радиальную нагрузку, которую может выдержать группа идентичных подшипников с неподвижным наружным и вра­щающимся внутренним кольцом до возникновения усталостного разрушения рабочих поверхностей колец и тел качения в течение 1 млн. об. без появления повреждений не менее 90 % из числа подшипников, подвергшихся испытаниям.*

Условие для выбора подшипников качения:

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-i7_aKS.png, (7)

где https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-fqbbjv.png— требуемая динамическая грузоподъемность, Н;https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-atKfeL.png— табличное (каталожное паспортное) значение динамической грузоподъемности под­шипника выбранного типоразмера, Н.

Требуемое значение динамической грузоподъемности определяют по формулам:

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-lXiAMY.png, (8)

где https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-offT_P.png*—*приведенная (эквивалентная) нагрузка (должна быть подставлена в тех же единицах, что и параметр Q; *L —*требуемая долговечность вра­щающегося подшипника, млн. об., (принимается 0,5—30 000 млн. об.); https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-1fWfty.png*—*то же, ч; https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-Q7RXOT.png— коэффициент, зависящий от характера кривой усталости (для шариковых подшипниковhttps://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-deaUt6.png= 3,0; для роликовыхhttps://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-4jmx7H.png= 10/3);*п —*частота вращения кольца, об/мин; *а1* — коэффициент надежности, https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-PvKytZ.png(безотказ­ная работа);*а23*— коэффициент качества, обычно https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-jx_lSs.png(шарико­вые),https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-0ZlGSz.png(роликовые конические).

Эквивалентную динамическую нагрузку https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-EQTnwH.pngвычисляют по формуле

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-2AsQ8T.png (9)

где *X*— коэффициент радиальной нагрузки; *Y —*коэффициент осевой на­грузки; *V*— коэффициент вращения (при вращении относительно вектора нагрузки внутреннего кольца *V>*1, наружного кольца *V=*1,2); *Fr, Fa*— радиальная и осевая нагрузки, Н; *Кб*— коэффициент безопасности (для редукторов *K*б= 1,3...1,5); *КT —*температурный коэффициент (при*t* до 100 °С, KT= 1) (см. рис. 18, *А).*

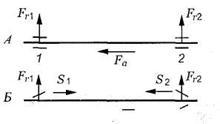
Расчет *Рэ*по формуле (9) для цилиндрических подшипников *Fa*= 0, *Х=*1; для упорных подшипников *Fr =*0,*Y=*1; для шариковых радиальных, радиально-упорных и конических роликовых подшипников *Х=*1*, Y=*0, если https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-AflkAE.png, где*е —*вспомогательный коэффициент, указанный в каталоге [10], то расчет ведется только по радиальной нагрузке, если https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-vHi1Ly.png*—*значения коэффициентов *Х*и*Y* определяются по таблице 2.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Таблица 2.Значение коэффициентов радиальных и осевых нагрузок *Х*и*Y* | | | | | | | | | | |
| https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-liy2Zu.png | https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-kqAmWc.png | Подшипники однорядные | | Подшипники двухрядные | | | | | | *е* |
| https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-FoEv32.png | | https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-CJgh4s.png | | | https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-emGwk9.png | | |
| *X* | *Y* | *X* | *Y* | *X* | | *Y* |  | |
|  | 0,014 | 0,56 | 2,30 | 1,0 | 0 | 0,56 | | 2,30 | 0,19 | |
|  | 0,028 | 1,99 | 1,99 | 0,22 | |
|  | 0,056 | 1,71 | 1,71 | 0,26 | |
|  | 0,084 | 1,55 | 1,55 | 0,28 | |
| 0 | 0,110 | 1,45 | 1,45 | 0,30 | |
|  | 0,170 | 1,31 | 1,31 | 0,34 | |
|  | 0,280 | 1,15 | 1,15 | 0,38 | |
|  | 0,420 | 1,04 | 1,04 | 0,42 | |
|  | 0,56 | 1,00 | 1,00 | 0,44 | |
|  | 0,014 |  | 1,81 |  | 2,08 |  | | 2,94 | 0,30 | |
|  | 0,028 |  | 1,62 |  | 1,84 |  | | 2,63 | 0,34 | |
|  | 0,056 |  | 1,46 |  | 1,69 |  | | 2,37 | 0,37 | |
|  | 0,084 |  | 1,34 |  | 1,52 |  | | 2,18 | 0,41 | |
| 12 | 0,11 | 0,45 | 1,22 | 1,0 | 1,39 | 0,74 | | 1,98 | 0,45 | |
|  | 0,17 |  | 1,13 |  | 1,30 |  | | 1,84 | 0,48 | |
|  | 0,28 |  | 1,04 |  | 1,20 |  | | 1,69 | 0,52 | |
|  | 0,42 |  | 1,01 |  | 1,16 |  | | 1,64 | 0,54 | |
|  | 0,56 |  | 1,00 |  | 1,16 |  | | 1,62 | 0,54 | |
| 26 | — | 0,41 | 0,87 | 1 | 0,92 | 0,67 | | 1,41 | 0,68 | |
| 36 | — | 0,37 | 0,66 | 1 | 0,66 | 0,60 | | 1,07 | 0,95 | |

*Примечание.*Коэффициенты *X*, *Y, e*для промежуточных отношений *Fa/COr*определя­ют интерполяцией.

При определении осевых нагрузок *Fa,*действующих *на радиально-упорные подшипники, помимо внешней осевой силы А следует учитывать осевые составляющие реакцией подшипников, возникающие под действием радиальных нагрузок Fr*. Эти составляющие вычисляются по формулам:

для радиально-упорных шарикоподшипников https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-b7spNn.png;для конических роликоподшипников https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-7VSaaf.png(рис. 18*, Б*).



**Рис. 18*.*Схемы силв подшипниках**

*Расчет по статической грузоподъем­ности.* Подшипники грузовых крюков, дом­кратов, нажимных устройств прокатных станов и других машин периодически подвержены нагрузкам при очень медленном вращении. «Невращающиеся» подшипники рассчитывают только по статической гру­зоподъемности.

У подшипников, работающих при резко переменной нагрузке, при вращательном движении (*n*> 10 об/мин) следует проверять статическую грузоподъемность. Значительные перегрузки могут вызвать неоднородную остаточную деформацию, которая приводит к нарушению плавности хода подшипника.

У подшипников, которые работают при малых числах оборотов и рассчитаны на небольшой срок службы, необходимо также проверять статическую грузоподъемность. Но в этих условиях рассчитанная по формуле долговечности допустимая нагрузка может превышать статическую грузоподъемность.

Для подшипников, работающих в режиме качательного движения, могут быть допущены большие нагрузки, чем статическая грузоподъемность подшипника. В этом случае остаточные деформации колец и тел качения могут превосходить значения, допустимые для подшипника, эксплуатирующегося при вращательном движении.

Под статической грузоподъемностью понимают такую нагрузку на «невращающийся» подшипник *(п <*1 об/мин), под действием которой в нем не возникает остаточных деформаций, ощутимо влияющих на дальнейшую ра­боту подшипника.

Условие для выбора подшипников:

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-inkz_g.png, (10)

где *РОr*— эквивалентная статическая нагрузка; *СОr*— базовая статическая радиальная грузоподъемность; *Сr —*базовая динамическая радиальная гру­зоподъемность (см. табл. 4). Значение приведенной статической нагруз­ки для радиальных; и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяют:

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-5E8PBF.png (11)

где *Хо, Yo*— коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок (табл. 2); *Fr —*радиальная нагрузка; *Fa —*осевая нагрузка.

*Расчет подшипников на долговечность.* Часто подшипники пред­варительно выбирают по конструктивным соображениям. Тогда расчетом проверяют их долговечность (ресурс). Под номинальной долговечностью (расчетным сроком службы) понимают срок службы подшипников, в тече­ние которого не менее 90% из данной группы при одинаковых условиях должны проработать без появления признаков усталости металла.

Долговечность подшипника https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-kpo0OR.pngзависит от величины и направления дей­ствия нагрузки, частоты вращения, смазки и т. д., а также и от его динами­ческой грузоподъемности С. Из формулы (8) долговечность подшипника

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-npJRlz.png;

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-cGOzJs.png,

здесь https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-qNprHb.pngпринимают по каталогу,*Рэ*определяют по формуле 9.

*Оценка предельной быстроходности подшипников качения*

Для стандартных подшипников обычно указывают значения предельных частот вращения. Под предельной частотой вращения понимают такую частоту вращения, при превышении которой не обеспечивается номинальная долговечность (расчетный срок службы) подшипника. Максимально допустимая частота вращения для каждого типоразмера подшипника зависит в первую очередь от нагрузки, способа смазки, условий охлаждения, конструкции и материала сепаратора.

Предельная частота вращения, (об/мин), может быть ориентировочно определена по формуле

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-9j6Eua.png

где https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-8r5a4c.png- скоростной параметр, значения которого приведены в табл. 3;*d*m - диаметр окружности, проходящей через центры тел качения; https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-VjJ3CO.png- коэффициент, учитывающий снижение долговечности при предельной частоте вращения;https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-mY5pEK.png= 0,3 – 1,0.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Таблица 3. Значения скоростного параметра https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-soc4Xs.pngдля различных типов подшипников | | |
| Тип подшипника | Скоростной параметр https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-8tE96z.png10 -5,  для смазочного материала | |
| пластичного | жидкого |
| Шариковый (радиальный и радиально-упорный однорядный, радиальный сферический двухрядный) | 4 - 4,5 | 5,5 - 6,0 |
| Роликовый:  радиальный с короткими цилиндрическими роликами | 3,5 - 4 | 4 4,5 |
| конический однорядный | 2,5 | 3,0 |
| конический двухрядный | 2,0 | 3,0 |

При использовании подшипников с большой нагрузкой верхний предел частоты вращения должен быть снижен. Предельную частоту вращения необходимо снизить и у сферических роликоподшипников, воспринимающих комбинированную нагрузку, когда осевая нагрузка высока https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-UOW3UP.png. В этом случае*n* должно быть умножено на коэффициент 0,8.

При использовании подшипников с массивным точеным сепаратором из цветного металла или полимерных материалов в сочетании с улучшенными условиями смазки и охлаждения предельные частоты вращения могут быть увеличены.

Для шарикоподшипников радиальных и радиально-упорных однорядных предельная частота вращения может быть увеличена в 2,5 - 3 раза, для цилиндрического роликоподшипника - в 2 - 2,2 раза.

*Расчет потерь на трение в подшипниках качения*

При вращении деталей подшипников качения в местах контактов всегда возникают трение качения и трение скольжения. Каждая составляющая потерь на трение сложным образом зависит от условий эксплуатации (частоты вращения, нагрузки, температурного режима и смазки) и конструктивного исполнения, определяющего контактные взаимодействия. Поэтому точный расчет составляющих можно выполнить при условии накопления достаточного экспериментального материала.

На практике потери на трение в подшипниках качения характеризуются моментом трения https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-6Sq25b.png, эквивалентным моменту вращения при данных эксплуатационных условиях (трение качения, скольжения, а также трение в смазочном слое). Момент трения в подшипниках зависит от многих факторов и, прежде всего, от нагрузки, частоты вращения, смазки, конструктивных особенностей, класса точности подшипника и др. При рекомендуемых условиях эксплуатации, когда результирующая нагрузка не превышает 10 - 20 % динамической грузоподъемности*С*, момент трения может быть ориентировочно определен по формуле

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-9T8jgD.png,

где https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-j8r_xu.png- приведенный коэффициент трения;*Q* - результирующая нагрузка на подшипник;

*d*- диаметр отверстия в подшипнике. С учетом типа подшипника и условий эксплуатации приведенный коэффициент трения может принимать значения https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-zRtv5H.png.

На основе экспериментальных данных для приближенных расчетов можно принять следующие средние значения приведенного коэффициента трения для подшипников, эксплуатирующихся при нормальных режимах работы и пластичном смазочном материале:

Шарикоподшипники:

радиальные однорядные………..0,002;

сферические двухрядные……….0,0015;

радиально-упорные……………..0,003;

упорные………………………….0,003.

Роликоподшипники:

с короткими цилиндрическими роликами………………0,002;

с длинными цилиндрическими роликами……………….0,004;

двухрядные сферические с бочкообразными роликами..0,004;

игольчатые…………………………………………………0,008;

конические…………………………………………………0,008.

Следует отметить, что трение, вызываемое наличием контактов скольжения уплотнений, может превысить трение в самом подшипнике без уплотнений при одинаковых условиях эксплуатации.

Мощность (Вт), расходуемая на трение в подшипнике, определяется из уравнения

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-yTv2B6.png

где https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-CSOoFB.png- момент трения, Нсм;*n* - частота вращения, об/мин.

*Гидродинамический режим смазки подшипника качения*

Работоспособность подшипника зависит не только от нагрузки и частоты вращения, но и от относительной толщины смазочной пленки.

Рекомендуется производить проверку параметра режима смазки https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-16LSIY.pngдля подшипников по формуле

https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-ajKaXb.png,

где https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-0Ybb3T.png- конструктивный коэффициент, зависящий от типа подшипника (см. табл. 4);https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-dKnny9.pngиhttps://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-c8eTqZ.png- средние арифметические значения параметров шероховатости трущихся поверхностей, мкм, зависящие от типа и класса точности подшипника;https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-vN3oMS.pngопределяется по рис. 19;*n* - частота вращения внутреннего кольца подшипника, об/мин; https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-JRBuPy.pngопределяется по рис. 20;https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-Z1Rpch.png- параметр масла; определяется в зависимости от температуры подшипника (рис. 21);*Q*0 - эквивалентная статическая нагрузка, Н.

Рекомендуется выбирать https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-orG_b8.png. Этот параметр пригоден в первую очередь для оценки влияния минеральных и синтетических масел на работоспособность подшипников качения. При использовании пластичных смазочных материалов параметрhttps://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-qZAmgq.pngчастично пригоден для оценки вязкости того масла, на базе которого изготавливается соответствующий пластичный смазочный материал.

|  |  |
| --- | --- |
| Таблица 4. Значение конструктивного коэффициента *k*0 | |
| Тип подшипника | Коэффициент *k*0 |
| Шарикоподшипник радиальный однорядный, сферический двухрядный | 70 |
| Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный (всех серий), https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-MYkDq1.png | 75 |
| Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, роликоподшипник конический | 100 |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-DBQmM5.png |  | https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-V3fnuv.png |
| **Рис.19. График для определения https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-knGyqw.pngпо величинеhttps://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-L3A_Ag.pngмм** |  | **Рис. 20. График для определения**  https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-tdNC9R.png**по величине https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-QLvlm5.png** |
| https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-gmsnRF.png | | https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-1zYgCe.png |
| **а** | | **б** |
| **Рис.21. Зависимость параметр масла γ от его рабочей температуры t:**  **а – для основных масел: (1 - МС-20; 2-75% МС-20+25% трансформированного; 3 - 50% МС-20+50% трансформированного; 4 - 25% МС-20+75% трансформированного; 5 -**  **веретенное-2; 6 - МК-8 трансформированное); б - для авиационных масел (1 - МН-7,5;**  **2 – ВНИИ НП-7; 3 - Б-3В; 4 - Л3-240; 5 и 6 - КУА 36/1 и ВНИИ НП 50-1-49)** | | |

***Виды разрушения подшипников качения и критерии работоспособности***

Главная особенность динамики подшипника – знакопеременные нагрузки.

Основные причины потери работоспособности подшипников качения следующие:

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и дорожек качения колец в виде раковин или отслаивания (шелушения) вследствие циклического контактного нагружения. Циклическое перекатывание тел качения может привести к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в эту микротрещину смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к усталостному выкрашиванию и, в конце концов, к поломке кольца. Чаще всего ломается внутреннее кольцо, т.к. оно меньше наружного и там, следовательно, выше удельные нагрузки. Усталостное выкрашивание является основным видом разрушения подшипников при хорошем смазывании и защите от попадания абразивных частиц. Обычно наблюдается после длительной работы и сопровождается повышенным шумом и вибрациями.

Смятие рабочих поверхностей дорожек и тел качения (образование лунок и вмятин) вследствие местных пластических деформаций под действием ударных или больших статических нагрузок.

Задиры рабочих поверхностей качения при недостаточном смазывании или слишком малых зазорах из-за неправильного монтажа.

Абразивное изнашивание вследствие плохой защиты подшипника от попадания абразивных частиц (строительные, дорожные, сельскохозяйственные машины, ткацкие станки). Совершенствованием конструкций уплотнений подшипниковых узлов можно уменьшить износ рабочих поверхностей подшипника.

Разрушение сепараторов от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор разноразмерных тел качения. Этот вид разрушение является основной причиной потери работоспособности быстроходного подшипников.

Разрушение колец и тел качения из-за перекосов колец при монтаже или действия больших динамических нагрузок (скалывание бортов, раскалывание колец и др.).

Внешними признаками нарушения работоспособности подшипников являются: потеря точности вращения, повышенный шум, повышенное сопротивление вращению.

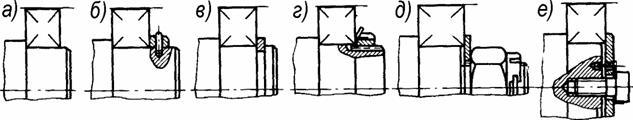
*Критерии работоспособности.* Основными критериями работоспособности подшипников качения являются долговечность по усталостному выкрашиванию и статическая грузоподъемность по пластическим деформациям.

Расчет на долговечность выполняют для подшипников, вращающихся с частотой вращения *n* > 10 мин-1. Невращающиеся подшипники или медленно вращающиеся (с частотой вращения *n* < 10 мин-1) рассчитывают на статическую грузоподъемность.

***Особенности проектирования подшипниковых узлов ?***

***Крепление подшипников на валу и в корпусе***

Для восприятия осевых нагрузок кольца подшипника закрепляют на валу и в корпусе (рис. 22).



**Рис. 22. Закрепление внутренних колец подшипников на валу**

Для закрепления внутренних колец на валу (рис. 22) применяются различные средства, наиболее используемые из них:

- уступы вала или посадка с натягом (*а*);

- стопорные кольца с натягом и штифтом (*б*);

- пружинные стопорные кольца (*в*);

- гайки и стопорные шайбы (*г*);

- упорные гайки с торцовыми шайбами (*д*);

- плоской торцовой шайбой с витом (*е*).

Для фиксации наружных колец (рис. 20) применяют:

- "заплечики" – уступы в корпусе и стакане (*а*);

- крышки (*б*);

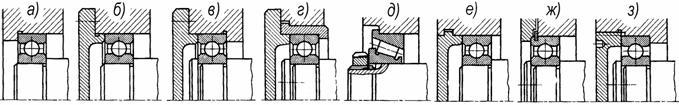
- сочетание крышки и уступа в корпусе или стакане (*в*,*г*);

- упорные бурты на наружных кольцах (*д*);

- врезные крышки при разъёмных корпусах (*е*);

- пружинные кольца, устанавливаемые в корпус (*ж*);

- гайки с наружной резьбой (*з*).



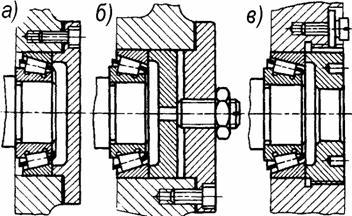
**Рис. 23. Закрепление наружных колец подшипников в корпусе**

Радиально-упорные подшипники требуют *осевого регулирования*, которое делается смещением наружного кольца (рис. 24):

- прокладками из металла (*а*);

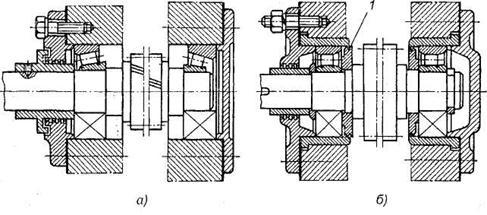
- крепёжным винтом (*б*) при малых осевых силах;

- резьбовой крышкой или кольцом (*в*).



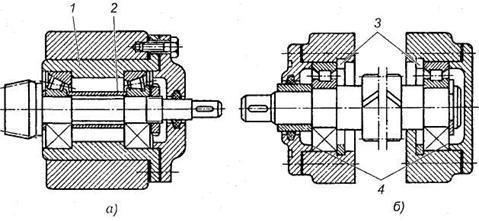
**Рис. 24. Осевое регулирование подшипников**

Внутренние кольца обоих подшипников могут упираться в буртики вала (рис. 25, *а)*или же в мазеудерживающее кольцо *1* (рис. 25, *б).*



**Рис. 25. Конструкции подшипниковых узлов**

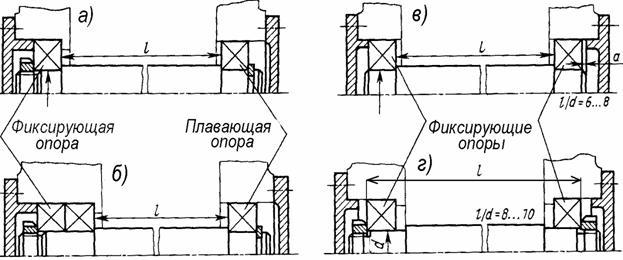
В некоторых случаях (например, при установке вала шестерни кониче­ского редуктора) внутренние кольца упираются в распорную втулку *2,*как показано на рис. 26, *а.*



**Рис. 26. Конструкции подшипниковых узлов**

Наружные кольца подшипников фиксируют пружинным стопорным кольцом *3,*выступом крышки подшипника *4*(рис. 26, б) и буртиком ста­кана *1*(рис. 26, *а).*

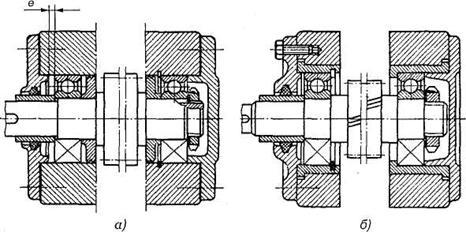
Подшипники применяют, как фиксирующие или плавающие опоры. В плавающих (рис. 27, *а,б*) внешнее кольцо может перемещаться в осевом направлении за счёт установки подшипника в специальном стакане с зазором. Плавающей обычно делают ту опору, где меньше радиальная нагрузка. При большом расстоянии между опорами (вал червяка) фиксирующая опора для жёсткости имеет два подшипника. Для свободных температурных перемещений подходят радиальные роликоподшипники с цилиндрическими роликами и радиальные шарикоподшипники с незакреплёнными наружными кольцами.



**Рис. 27. Схемы установки подшипников**

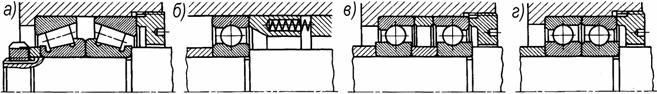
В фиксирующих опорах (рис. 27, *в,г*) внутренние и наружные кольца неподвижны в осевом направлении.

Короткие валы при слабом нагреве можно устанавливать на фиксирующие опоры *враспор*, когда один подшипник фиксирует осевое смещение вала в одну сторону, а другой – в другую. Схема с подшипниками враспор удобна в монтаже, но требует жёстких допусков на линейные размеры и опасна возможным защемлением тел качения при нагреве. При установке враспор для радиальных подшипников оставляют осевой зазор *е*(т. е. для осуществления плавающей опо­ры) один подшипник (например, правый, рис. 28, *а)*, а для радиально-упорных предусматривают осевую регулировку.



**Рис. 28. Конструкции подшипниковых узлов**

***Жёсткость подшипников и их предварительный натяг***



**Рис. 29. Способы предварительного натяга подшипников**

Деформации подшипников качения примерно равны деформациям валов. Поддержание высокой жёсткости подшипниковых узлов обеспечивает точность вращения системы. Максимальную жёсткость имеют точные роликоподшипники.

Жёсткость увеличивается предварительным натягом (рис. 29), суть которого в выборке зазоров и начальном сжатии тел качения. Это достигается взаимным осевым смещением колец посредством:

- затяжки резьбы (*а*);

- пружинами (*б*);

- установкой втулок (*в*);

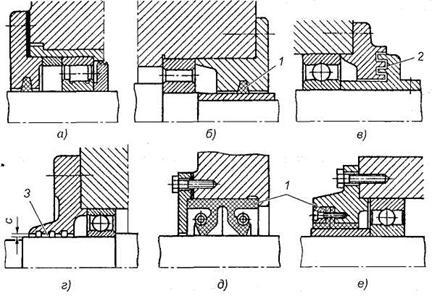
- шлифовкой торцов колец (*г*).

**Излишний преднатяг приводит к усилению износа сепаратора из-за набегания на него части тел качения и отставания другой части в связи с разными их диаметрами.**

***Уплотнения в подшипниковых узлах***

*Надежность подшипников качения во многом зависит от типа уп­лотняющих устройств.*Уплотнения в подшипниковых узлах должны не до­пускать утечки смазочного материала из корпуса, где установлены под­шипники, а также защищать подшипники от попадания в них пыли, грязи и абразивных частиц, вызывающих их преждевременное изнашивание. Это специальные детали, выполненные из мягких упругих материалов (мягкие металлы, резина, пластмасса, войлок и т.п.).

Уплотнения, применяемые в машиностроении, подразделяют на: кон­тактные, щелевые, лабиринтные и защитные мазеудерживающие кольца и маслоотражательные шайбы.



**Рис. 30. Уплотнения подшипниковых узлов: *а, б —*фетровые и войлочные уплотнения;**

***в, г —*лабиринтные и щелевые уплотнения; *д, е —*манжетное армированное уплотнение**

*Работа контактных уплотнений*зависит от выбора материалов, устанавливаемых в крышках корпуса подшипника и контактирующих с ва­лом, на котором находится подшипник.

Наибольшее распространение получили контактные уплотнения из войлочных, фетровых и кожаных колец (рис. 30, *а, б).*Основное достоин­ство уплотнений этого типа — простота и дешевизна изготовления.

Этот тип уплотнений рекомендуется применять при незначительных окружных скоростях (до 4, 5 м/с) и температуре окружающей среды до 90°С. Вал (или промежуточная втулка) должен быть обработан с достаточ­ной точностью.

Для того чтобы уплотняющий материал лучше прилегал к вращающе­муся валу, в конструкцию включают браслетную пружину. Такие уплотне­ния называют манжетными (рис. 30, *д).*Пружина должна прижимать уп­лотняющий материал к валу с незначительной силой (для уменьшения из­нашивания и нагрева вала).

Манжету устанавливают открытой стороной внутрь корпуса, что обеспечивает подход масла. Но если смазочный материал подается шприцом, то манжету устанавливают открытой стороной наружу, т.к. увеличенное давление отогнет кромку манжеты и избыток вытечет наружу. Если уровень масла высок или при работе в загрязненной среде, то ставят две манжеты.

Манжетные уплотнения работают при окружных скоростях до 10 м/с, с температурой узла до 100 °С.

*Торцевые уплотнения* имеют сложную конструкцию, большие размеры, высокую стоимость, но и он является очень хорошим уплотнителем по торцевой поверхности. Торцовый уплотнитель состоит из двух колец и пружины, одно кольцо имеет дополнительный статический уплотнитель.

*Щелевые и лабиринтные уплотнения*устраняют недостатки, имею­щие место в уплотнениях контактного типа.

*Щелевые уплотнения* (рис. 30, *г*) имеют две-три кольцевые канавки в крышке корпуса подшипника (зазор *с*= 0,1 - 0,4 мм). Канавки и зазор ока­зывают значительное гидравлическое сопротивление вытекающему из кор­пуса смазочному материалу. Зазор щелевых уплотнений заполняют пластинчатым смазочным материалом, который защищает подшипник от попадания в него пыли и влаги. Но данные уплотнителя применяются в сочетании с другими, т.к. не обеспечивают полной герметичности.

Аналогично устроено лабиринтное уплотнение. В уплотнении этого типа радиальные и осевые щели делают сложной формы, напоминающей лабиринт (рис. 30,*в*). Оно препятствуют протеканию жидкостей и даже газа через каскад щелей и камер, так, типовая букса грузового вагона имеет четырёхкамерное лабиринтное уплотнение с зазором 0,8 мм;

Лабиринтные и щелевые уплотнения работают при окружных скоро­стях до 30 м/с.

Недостатком этих уплотнений является ненадежная защита смазочного материала от пыли и невозможность их применения при высокой темпе­ратуре.

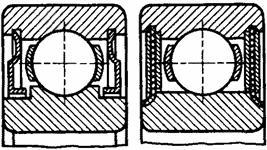
Центробежные, действующие за счёт центробежной силы, неэффективны при остановке машины.

Известны конструкции подшипников со встроенными уплотнениями, (рис. 31), в которых имеются защитные шайбы, а смазочный материал вносится при монтаже подшипников.

*Упругие стальные шайбы*применяются при скорости скольжения до 6 м/с и смазывании подшипников любым смазочным материалом.

*Центробежные комбинированные уплотнения.* Конструкция центробежных уплотнений проста. Они применяются если скорость вала > 0,5 м/с. Они эффективны, если вал расположен выше уровня масла.

Для увеличения уплотняющего эффекта используют комбинированные уплотнители.



**Рис. 31. Встроенные уплотнения**

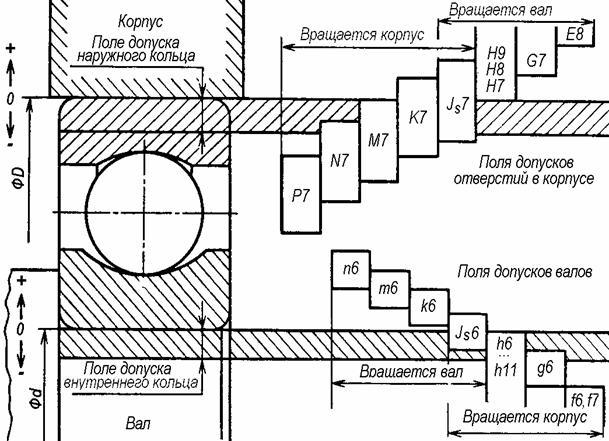
***Посадки подшипников на вал и в корпус***

При проектировании подшипниковых узлов принципиальное значение имеет сопряжение (посадка) внутренних колец с валом и наружных с корпусом. Поскольку подшипники являются стандартными узлами, то валы и корпуса следует приспосабливать к ним. Внутренние кольца сажают на вал по системе отверстия, а наружные в корпус по системе вала (рис. 32) . При том, что поле допусков внутреннего кольца направлено не в тело, а к центру, посадки на вал получаются более плотными, чем обычно в системе отверстия.

При выборе посадки необходимо обеспечить неподвижное соединение того кольца подшипника, которое сопрягается с вращающейся частью машины, передающей внешнее усилие на подшипник. В противном случае оно будет обкатываться и проскальзывать по посадочному месту, что приведет к его износу и выходу из строя подшипника. В то же время посадка должна быть с минимальным натягом, чтобы зазоры между кольцами и телами качения не претерпевали значительных изменений. Второе кольцо подшипника, сопрягающееся с неподвижной частью машины, устанавливают с небольшим зазором или с очень небольшим натягом для облегчения осевых перемещений кольца при монтаже, температурных деформациях вала и при регулировке зазоров в подшипниках. Кроме того, такой вид сопряжения позволяет кольцу под действием толчков и вибраций периодически поворачиваться вокруг оси подшипника, вследствие чего в работе участвует не ограниченный участок кольца, а вся дорожка качения.

В зависимости от режима работы машины, чем больше нагрузка и сильнее толчки, тем более плотными должны быть посадки. Чем быстроходнее машина (меньше нагрузки, выше температуры), тем посадки должны быть свободнее.

Посадки роликоподшипников требуются более плотные в связи с большими нагрузками. Посадки радиально-упорных подшипников плотнее, чем у радиальных, у которых посадочные натяги искажают зазоры. Посадки крупных подшипников из-за больших сил назначают плотнее, чем у средних и мелких.



**Рис. 32. Поля допусков вала и корпуса при посадке подшипника**

Рекомендации по выбору посадок по мере роста нагрузок в опорах можно сформулировать следующим образом:

- допуски валов при вращающемся вале – *js6*; *k6*; *m6*; *n6*;

- допуски валов при вращающемся корпусе – *g6*; *h6*;

- допуски корпуса при вращающемся вале – *H7*; *H6*; *Js7*; *Js6*; *K7*;

- допуски корпуса при вращающемся корпусе – *K7*; *M7*; *N7*; *P7*.

***Монтаж и демонтаж подшипников*?**

***Смазка подшипников качения***

*Смазывание подшипников качения предохраняет их от коррозии,*уменьшает шум при работе и потери на трение скольжения между кольца­ми и телами качения, между сепаратором и телами качения, улучшает от­вод тепла.

Для смазывания подшипников качения применяют жидкие и пластич­ные смазывающие материалы.

*Жидкие смазочные материалы*(масла) применяют при больших частотах вращения подшипника в условиях высоких и низких температур. Обеспечивают минимальные потери на трение. Обычный способ в случае нижнего расположения червяка – организация масляных ванн (например, картер двигателя и т.п.), в которых масло налито до уровня нижнего тела качения.

При картерном смазывании передач подшипники смазывают брызгами масла. Разбрызгивание масла внутри корпуса механизмов происходит с помощью специальных лопастей-крыльчаток либо зубчатых колёс и применяется для создания масляного тумана, который способствует выравниванию температуры и теплоотводу от механизма. Если скорость >1 м/с брызгами покрыты все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее масло попадает в подшипник. Иногда в масло опускают быстроходную шестерню или червяк вместе с подшипником. Для того чтобы подшипник не засорился используют маслозащитные шайбы. Если подшипник конической шестерни находится далеко от масляной ванны, то на фланце корпуса в разъеме делают канавки, а на крыше корпуса скосы. Со стенок крышки корпуса в канавки стекают брызги масла и через отверстия попадают в подшипник.

Если маслу тяжело пробраться в подшипник, то в редуктор встраивается насос, который подает масло в распределительное устройство и потом уже по трубкам масло попадает в подшипник.

К подшипникам качения масло подводится так, что оно стекает в картер через подшипник. Масло может подводиться либо снаружи корпуса либо изнутри. Если применение насоса нежелательно, то применяют пластичные смазочные материалы, для подачи которого применяются пресс-масленки. Смазочный материал подается специальным шприцом.

Однако проектировщику не следует надеяться на то, что разбрызгиванием будут достаточно смазаны подшипники, находящиеся выше уровня масляной ванны.

Достоинства применения жидких смазочных материалов: возможность централизованного смазывания с автоматизацией процесса подачи смазоч­ного материала. Применение жидкого смазочного материала допускает полную его смену без разборки узла, хорошо отводит тепло. Периодич­ность замены масла — 3—6 месяцев, пополнение — 1—2 раза вмесяц.

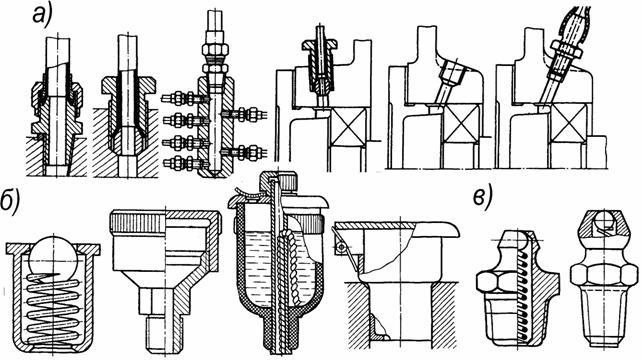
*Пластичный смазочный материал*представляет собой тонкую механическую смесь минерального масла и мыла. Его набивают в корпус подшипника при сборке узла и пополняют один раз в два—четыре месяца. Полную за­мену смазочного материала производят не реже одного раза в год.

Их недостаток в том, что в конструкции требуется предусматривать специальные полости. Эту полость первоначально заполняют на 2/3 объёма при *nhttps://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-mLmhkv.png*1500 об/мин или на 1/2 объёма при *n* > 1500 об/мин. В дальнейшем обычно через каждые три месяца через пресс-маслёнки добавляют свежую смазку, а через год её меняют с предварительной разборкой и промывкой узла. Также они имеют чувствительность к изменению температуры, повышенное внутреннее трение; возможность применения только при сравнительно низких угловых скоростях вращающихся колец.

При консистентной смазке необходимо применение щелевых, лабиринтных и центробежных уплотнений.

*Пластичные смазочные материалы по сравнению с жидкими*имеют сле­дующие преимущества: не вытекают из узлов при нормальных условиях работы; лучше защищают подшипники от коррозии; могут работать в узле без пополнения в течение продолжительного времени (до одного года) и без особого надзора; требуют менее сложных конструкций уплотнительных устройств.

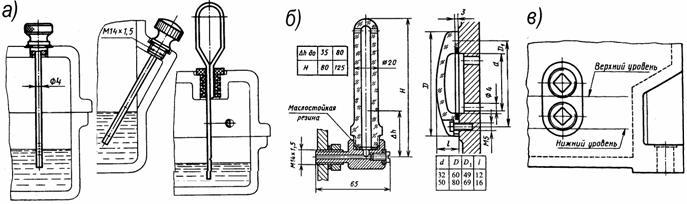
В зависимости от условий работы применяют различные способы подачи смазочного материала к зоне трения деталей (рис. 34).



**Рис. 34. Конструкции смазочных устройств**

***а* – трубки и ниппеля; *б* – маслёнки; *в* – пресс-маслёнки**

Чтобы проверять уровень масла в корпусе устанавливают пробки с конической резьбой и маслоуказатели (крановые, круглые и др.). Круглые маслоуказатели используются если корпус расположен высоко над полом (рис. 35).



**Рис. 35. Конструкции маслоуказателей**

***а* – жезловые; *б* – стеклянные; *в* – крановый**

Смазочное устройство имеет свойство старения в связи с загрязнением масла. Признаками являются: увеличенное содержание воды, механических примесей, увеличенное кислотное число. Приходится менять масло. Для этого в корпусе делают сливные отверстия, которые закрываются пробкой. Если пробка имеет коническую резьбу (применяемую чаще), то она создает герметичное соединение. Если же цилиндрическую, то требуется устанавливать уплотняющие прокладки, кольца из резины. Давление в корпусе может повышаться из-за повышения температуры. Тогда масло может просочиться через уплотнения. Чтобы этого не произошло устанавливают отдушины.

**Основные принципы конструирования узлов трения, содержащих подшипники качения**

Если конструктор на основании расчета выбрал необходимый типоразмер подшипника качения для узла трения с учетом требований долговечности, теплоотвода и способа смазки, то перед ним возникает новая задача - правильно сконструировать подшипниковый узел. Для широкого диапазона габаритных размеров, нагрузок и скоростей механизмов транспортных машин можно выделить следующий комплекс общих требований, которым должен удовлетворять любой подшипниковый узел для обеспечения надежной работы установленных в нем опор качения:

1. Конструктивное и технологическое обеспечение соосности посадочных мест подшипников каждого из валов, достигаемое, как правило, расточкой, а если возможно, шлифовкой на проход двух или нескольких гнезд под подшипники для каждого вала.

2. Возможное снижение числа стыков в элементах узла (например, использование стаканов и переходных втулок, в которых вмонтированы подшипники, лишь в тех случаях, когда конструктивное решение без них было бы невозможным. Таким образом улучшаются соосность и отвод тепла от подшипника).

3. Обеспечение удобства монтажа-демонтажа подшипников и узла в целом.

4. Выбор посадок внутренних колец на вал и наружных колец в корпус с обеспечением жесткой связи за счет посадочного натяга для того кольца, которое вращается вместе с валом или корпусом. При этом посадки с большими натягами допустимы лишь при очень больших и особенно при ударных нагрузках.

В малогабаритных приборах оптимальными являются натяги 0 - 3 мкм. Для невращающихся колец натяг заменяется небольшим зазором. В приборах зазоры равны 2 - 5 мкм, иногда они несколько больше.

5. При сравнительно длинных валах (https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-8uxbIn.png) монтаж одной из опор с фиксацией в осевом направлении, а остальные - "плавающие", т.е. без осевой фиксации. "Плавающий" подшипник, жестко фиксированный своим вращающимся кольцом, должен иметь посадку для второго кольца, позволяющую ему с малым сопротивлением перемещаться при тепловых деформациях вала или корпуса. Фиксируется, как правило, более нагруженный подшипник, на который передаются возможные двусторонние осевые усилия, что должно быть учтено при его выборе. Легко нагруженная опора, естественно, легче "плавает" в осевом направлении.

6. В узлах с радиально-упорными подшипниками (несдвоенного типа и немногоконтактными) обычно фиксируются односторонне оба подшипника, причем предпочтителен заранее рассчитанный натяг, осуществляемый пружинами или жесткими крышками с прокладками. При отсутствии особых требований к точности и жесткости узла допустима регулировка осевой игры парного комплекта подшипников в узких пределах.

7. Если перекос вала вследствие смещения осей гнезд под подшипники превосходит 15′ - 20′, лучше использовать самоустанавливающиеся (сферические) подшипники. В этом случае схема установки с фиксированной опорой обязательна.

8. Отклонения от перпендикулярности заплечников вала и корпуса относительно оси вращения должны быть минимальны. В зависимости от точности узла они находятся в пределах 2 - 20 мкм, причем для крупных подшипников допустимы несколько большие отклонения.

9. Исключение (по возможности) регулировки осевого смещения подшипников резьбовыми деталями, так как даже при мелкой резьбе определенный перекос упорного торца неизбежен.

10. Использование упорных подшипников на горизонтальных валах, несмотря на их повышенную осевую жесткость, нежелательно, а при повышенных частотах вращения вообще недопустимо из-за возникновения возможности смещения комплекта шариков с сепаратором относительно колец при разгрузке подшипника, а также вследствие гироскопических эффектов и нагружения краев колец центробежными силами шариков. В этом случае используются упорно-радиальные или радиально-упорные подшипники.

11. Осевое крепление концевых подшипников на валах обязательно при значительных и особенно при ударных нагрузках. Легкие приборные подшипники, как правило, не требуют осевого крепления при наличии правильно выбранных посадок. При этом осевая фиксация должна обеспечиваться крышкой или заплечником корпуса.

12. Установка радиально-упорных подшипников враспор с фиксацией и регулировкой торцевыми крышками допустима при длине валов https://studfile.net/html/2706/279/html_77rxxT9kmE.O75e/img-p7zM30.png. При большей длине валов лучше устанавливать сдвоенный радиально-упорный шарико- или роликоподшипник, а прочие опоры выполнять "плавающими".

13. При вращающихся наружных кольцах и установке двух радиально-упорных подшипников на оси неизбежна регулировка гайкой, навинчивающейся на резьбовой хвостовик этой оси. Гайка и хвостовик должны иметь мелкую резьбу и надежный замок против саморазвинчивания.

14. Для осевой фиксации подшипников допустимо использование пружинных колец, вставляемых в проточки на валу или в корпусе. При больших осевых усилиях установка стопорных колец недопустима.

15. Безбортовые кольца плавающих роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами должны иметь двустороннюю фиксацию, поскольку "плавание" обеспечивается небольшим осевым смещением роликов по неподвижной (в осевом направлении) дорожке качения безбортового кольца.

16. Пластичные смазочные материалы должны закладываться в корпуса в объемах не более 1/3 свободного пространства, не занятого подшипником.

17. Жидкие масла заливаются в корпус до уровня центра тела качения, расположенного в подшипнике ниже всех других тел качения.

18. При фитильном смазывании рекомендуется, чтобы фитиль упирался в маслоподъемный корпус, примыкающий к внутреннему кольцу подшипника на уровне зазора плавания сепаратора.

19. При вращающихся уплотнениях и маслоотбойных шайбах необходимы гарантированные зазоры их относительно корпусных гнезд в пределах 0,3-1,5 мм (в зависимости от точности изготовления и сборки узла).

Эффективность приведенных выше конструкторских приемов подтверждена как отечественной, так и зарубежной практикой.