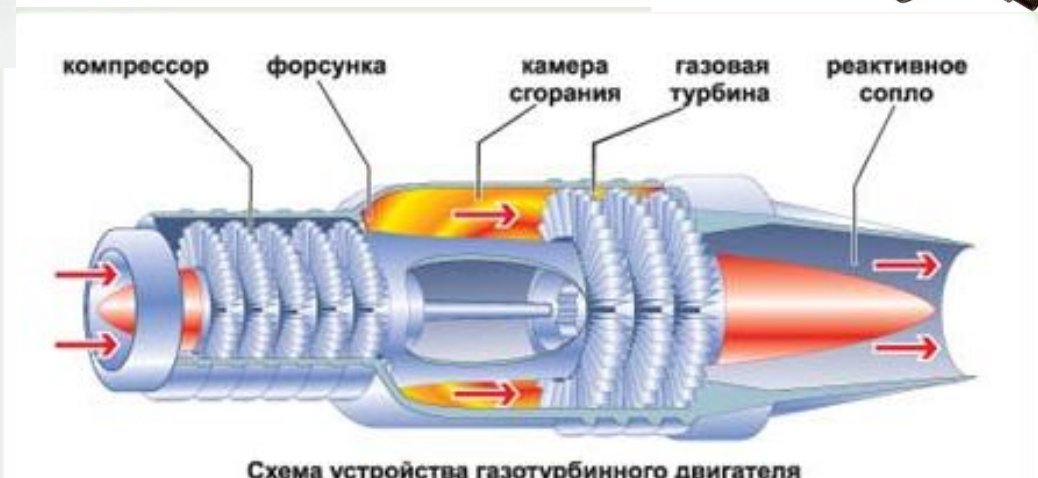
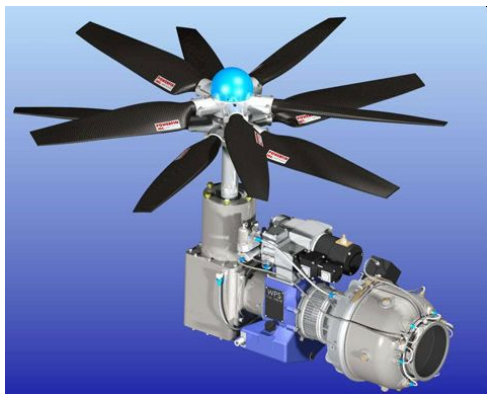
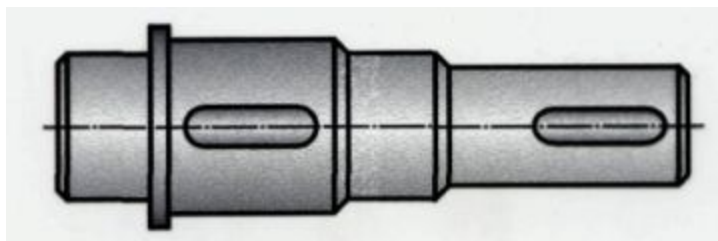


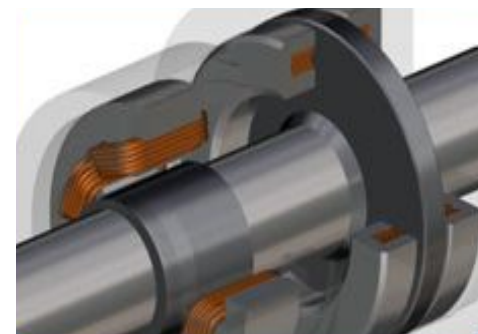
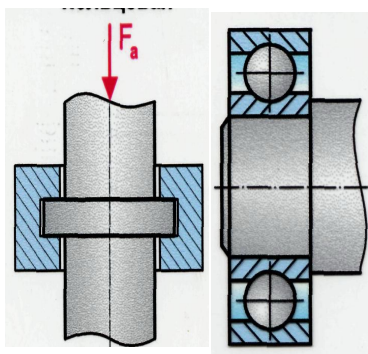
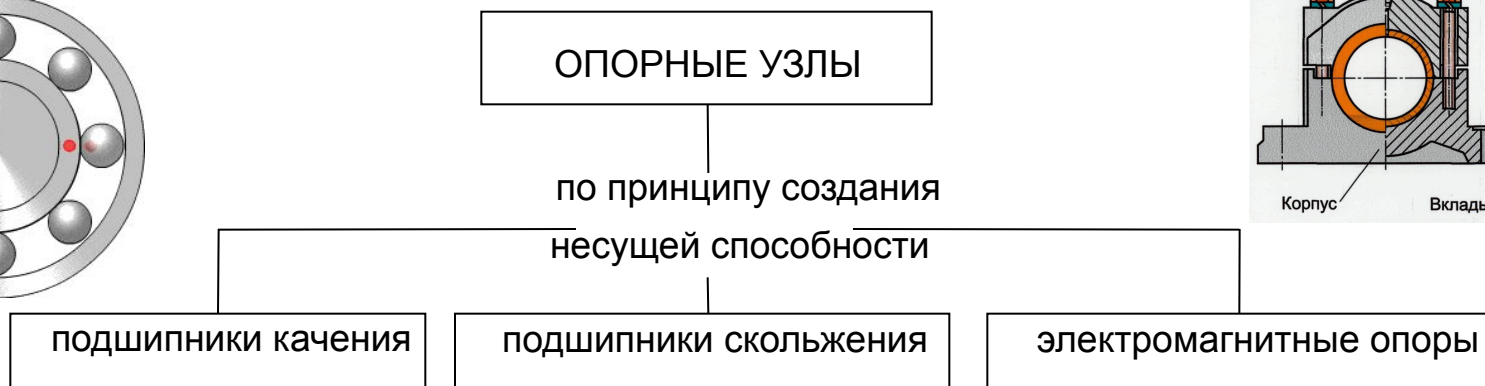
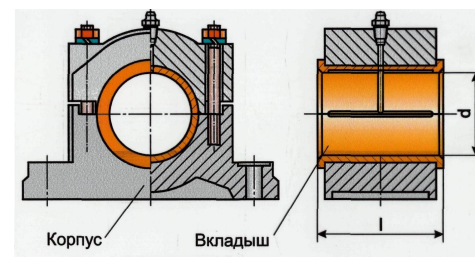
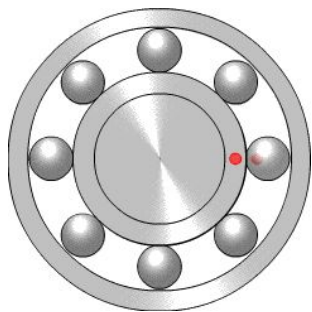


Валы. Передают вращательное движение (крутящий момент) от одного элемента передачи к другому с одновременной их взаимной фиксацией (удержание в заданном относительном положении посредством восприятия изгибающих моментов, поперечных и продольных сил, вызываемых рабочими нагрузками).

Ротор – это вал с насаженными на нем рабочими колесами (зубчатые колеса, полумуфты, лопатки турбин и т.д.).



Назначение подшипников – поддерживать вращающиеся валы и оси в пространстве, обеспечивая им возможность вращения или качения, и воспринимать действующие на них нагрузки. Подшипники могут также поддерживать детали, вращающиеся вокруг осей или валов, например, шкивы, шестерни и т.д.



Авиация

- ГТД
- газотурбинные двигатели
- топливные насосы



Схема устройства газотурбинного двигателя

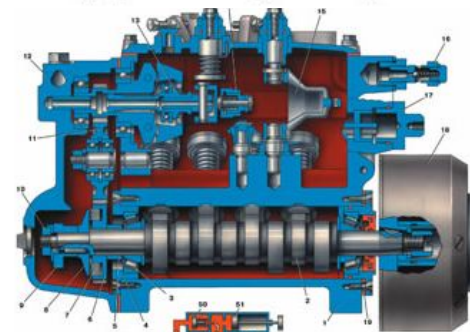
Ракетно-космическая техника

ЖРД
Турбонасосный агрегат
АПЛ

ВМФ

Энергетика

АЭС турбины
ГЭС генераторы
ГРЭС насосы

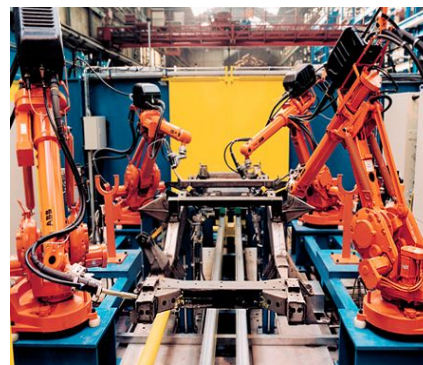


Автотранспорт

ДВС, ХТЭ

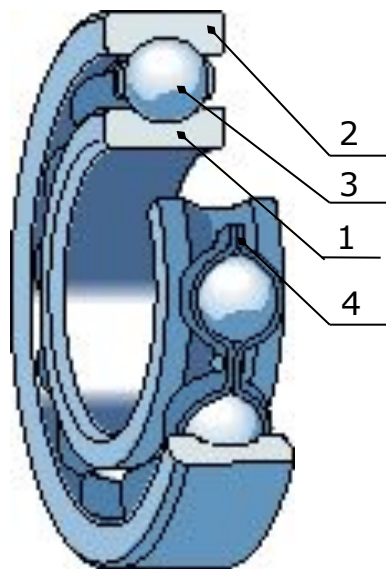
Технологическое оборудование

Роботы
Станки



Подшипники качения — это опоры вращающихся или качающихся деталей, использующие элементы качения (шарики или ролики) и работающие на основе трения качения.

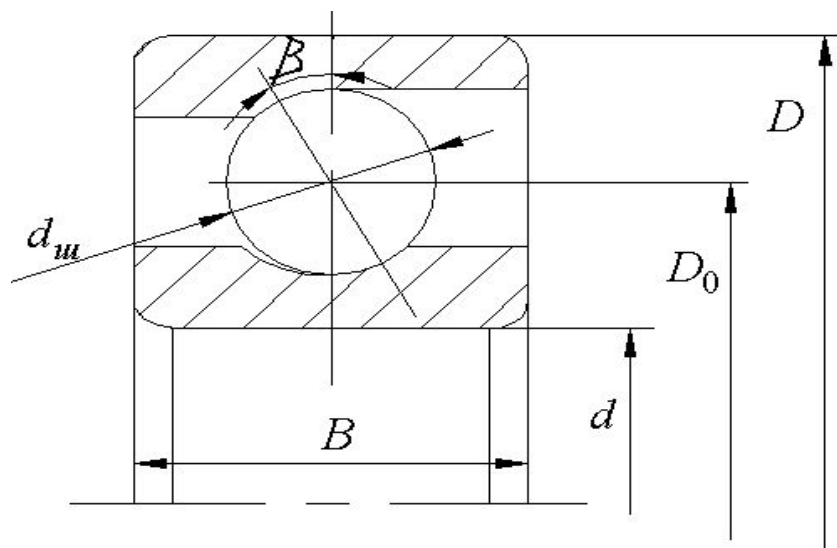
Подшипники качения состоят из следующих деталей: а) наружного и внутреннего колец с дорожками качения; б) тел качения (шариков или роликов) ; в) сепараторов, разделяющих и направляющих тела качения.



Основными деталями стандартных подшипников качения являются:
внутреннее кольцо 1,
наружное кольцо 2, тела качения 3
и сепаратор 4,
разделяющий и направляющий тела качения.

В совмещенных опорах одно или оба кольца могут отсутствовать. В них тела качения катятся непосредственно по канавкам вала или корпуса.

Подшипниковый узел, кроме собственно подшипников, включают корпуса с крышками, устройства для крепления колец (втулок) подшипников, защитные и смазочные устройства.



Основные геометрические параметры:

d – посадочный диаметр под вал;

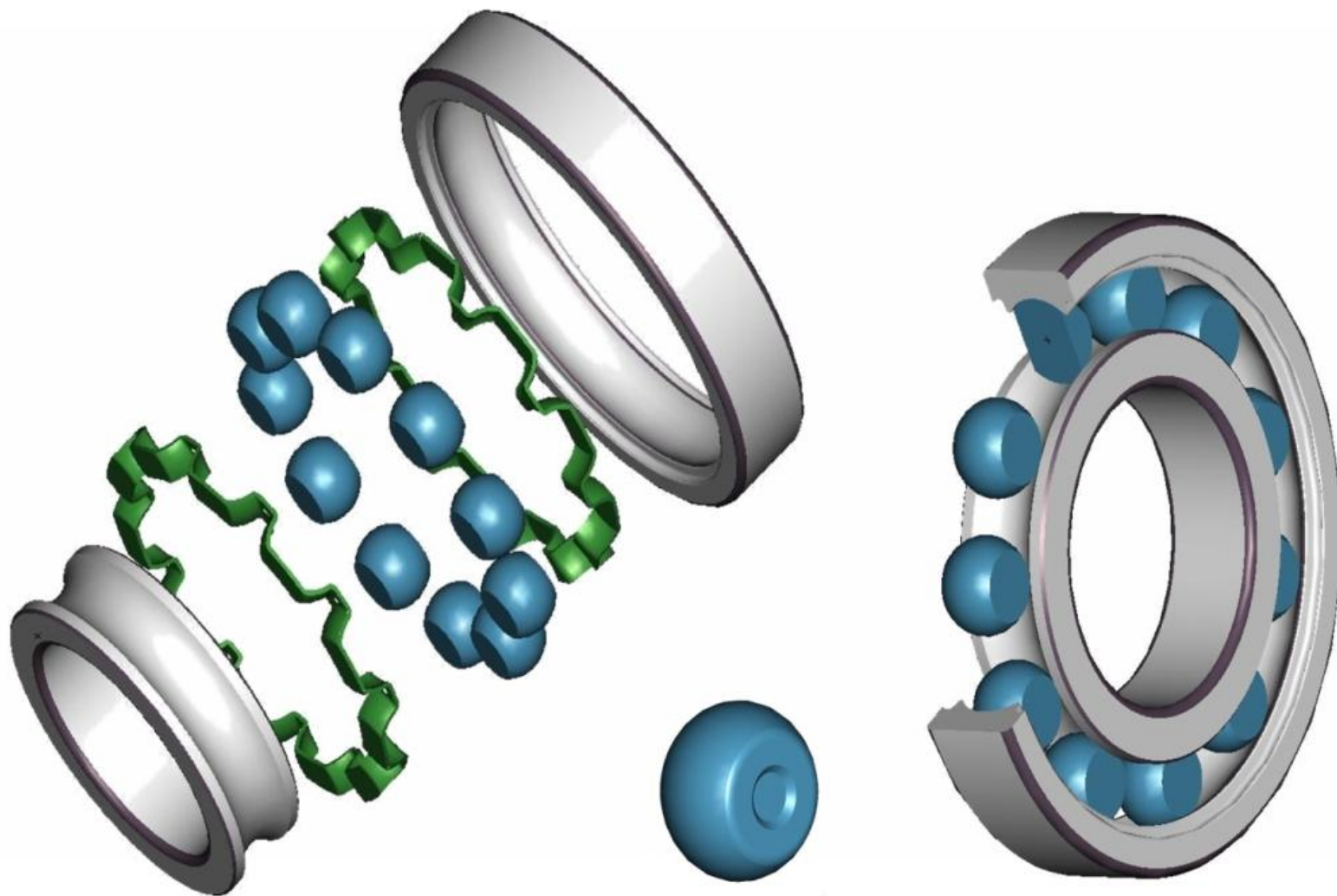
D – посадочный диаметр в корпус;

D_0 – средний диаметр;

B – ширина подшипника

$d_{ш}$ – диаметр тела качения;

β – угол контакта.



Сравнительные характеристики опор роторов

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ	
Достоинства	Недостатки
• Малые моменты сил трения и теплообразование; малая зависимость моментов сил трения от скорости; значительно меньшие (в 5–10 раз) пусковые моменты. • Значительно меньшие требования по уходу, меньший расход смазочных материалов. • Большая несущая способность на единицу ширины подшипника. • Значительно меньший расход цветных металлов, меньшие требования к материалу и термической обработке валов. • Стандартные узлы. Взаимозаменяемость. • Относительно низкая стоимость при серийном производстве.	• Повышенные диаметральные размеры. • Высокая стоимость уникальных подшипников при мелкосерийном производстве. • Малое демпфирование колебаний; • Повышенный шум. • Ограниченность по параметру предельной быстроходности $D_0 \times n$ [мм×об/мин] вследствие недопустимых значений контактных напряжений из-за центробежных нагрузок со стороны тел качения на наружное кольцо подшипника. • Требуют достаточно сложного монтажа и не допускают разбора.

Сравнительные характеристики опор роторов

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ	
Достоинства	Недостатки
•Возможность разъемной конструкции. •Значительная демпфирующая способность смазочного слоя. •Малые диаметральные размеры. •Практически неограниченная предельная быстроходность.	•Подверженность износу на режимах пуска – останова машины. •Неустойчивость движения вала, связанная с автоколебаниями из-за нелинейности гидродинамических реакций. •Нестандартные элементы, требующие дополнительных расчетов и доводки в каждом конкретном случае.
ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ ОПОРЫ	
•Возможность точного позиционирования вала. •Отсутствие механического трения. •Отсутствие системы подачи смазочного материала.	•Сложная система управления. •Дороговизна.

Радиальные, радиально-упорные подшипники качения



Шариковый однорядный радиальный



Шариковый двухрядный радиальный



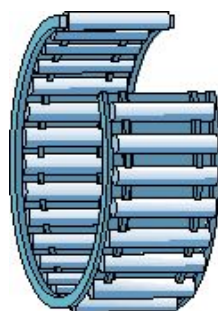
Шариковый двухрядный сферический



Шарикоподшипник с четырехточечным контактом



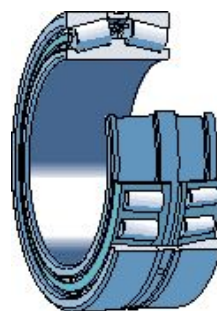
Роликовый однорядный радиальный



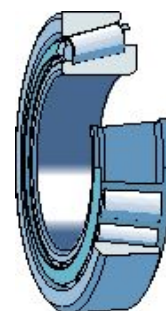
Радиальный игольчатый подшипник



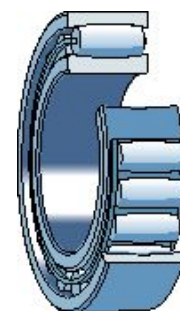
Сдвоенный радиально-упорный со сферическими роликами



Сдвоенный радиально-упорный с коническими роликами



Радиально-упорный с коническими роликами



Радиально-упорный с тороидальными роликами

Упорные подшипники качения



Шариковый сдвоенный упорный



Игольчатый упорный



Упорный с коническими роликами



Упорно-радиальный со сферическими роликами



Роликовый однорядный упорный

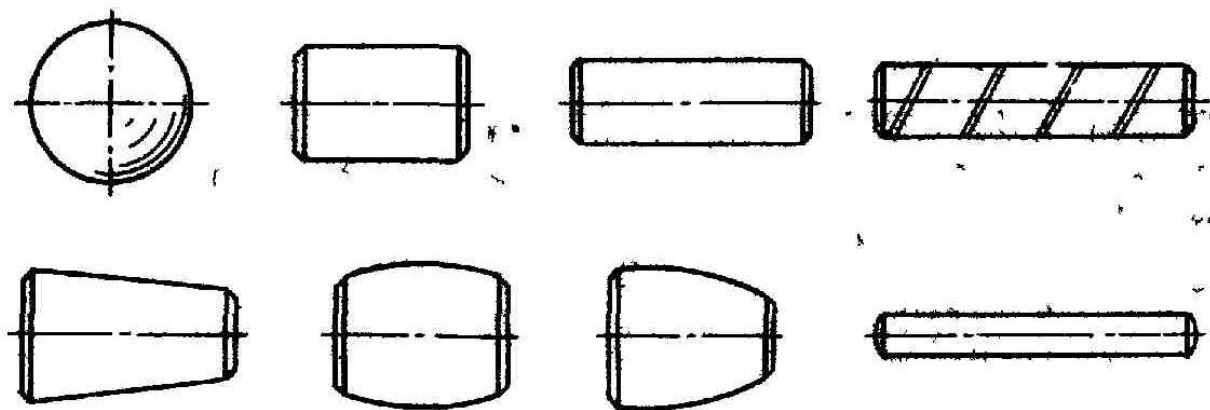


Шариковый однорядный упорный

Классификация подшипников качения (в соответствии с ГОСТ 3395-75)

1. **По форме тел качения** делят подшипники на шариковые и роликовые.

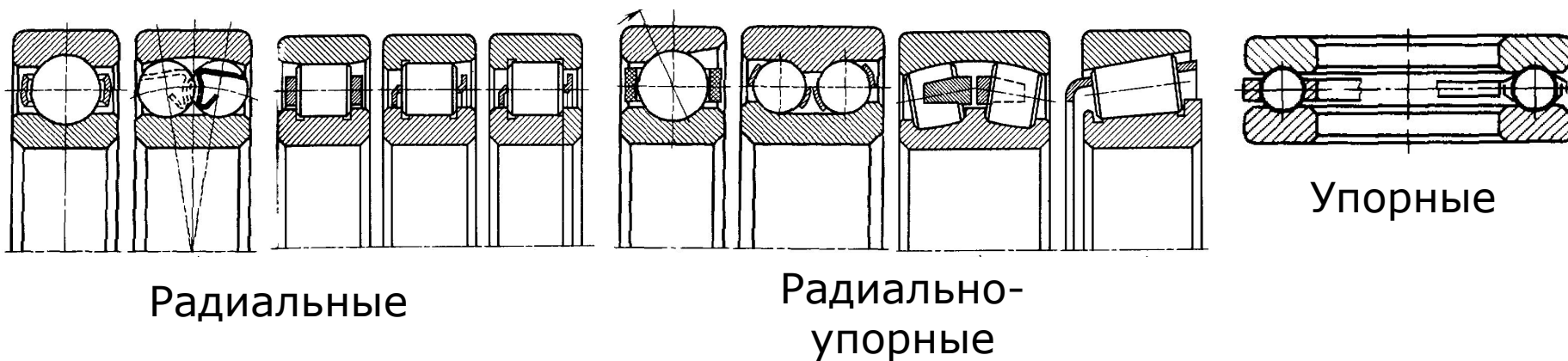
Роликовые, в свою очередь, делят по форме роликов на подшипники: с короткими цилиндрическими роликами; с длинными цилиндрическими; с витыми роликами, с коническими; с бочкообразными; с игольчатыми.



2. По направлении действия воспринимаемых нагрузок

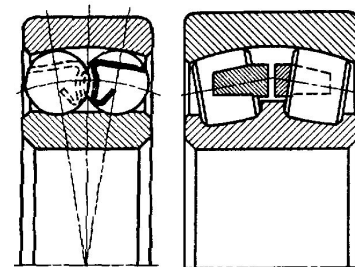
подшипники делят на:

- радиальные, способные воспринимать радиальную нагрузку, но способные в то же время передавать некоторую осевую нагрузку;
- упорные, предназначенные для восприятия только осевых нагрузок; радиально-упорные, предназначенные для восприятия комбинированной радиальной и осевой нагрузок.



3. **По признаку самоустанавливаемости** подшипники делят на:

а) несамоустанавливающиеся – все шарико- и роликоподшипники, кроме сферических; б) самоустанавливающиеся сферические.

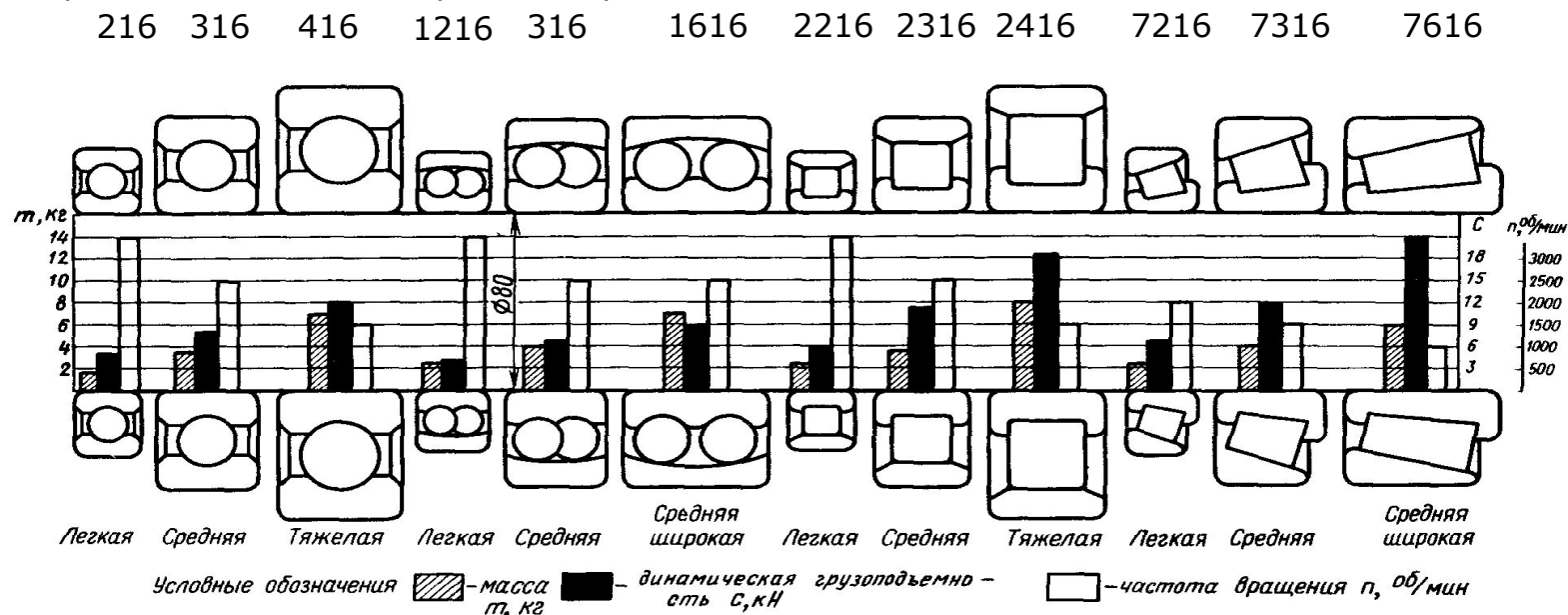


4. **По габаритным размерам** подшипники делят на размерные серии:

по наружному диаметру – 7 серий: сверхлегкие (2 серии), особолегкие (2 серии), легкая, средняя и тяжелая;

по ширине – 4 серии: узкая, нормальная, широкая, особо широкая.

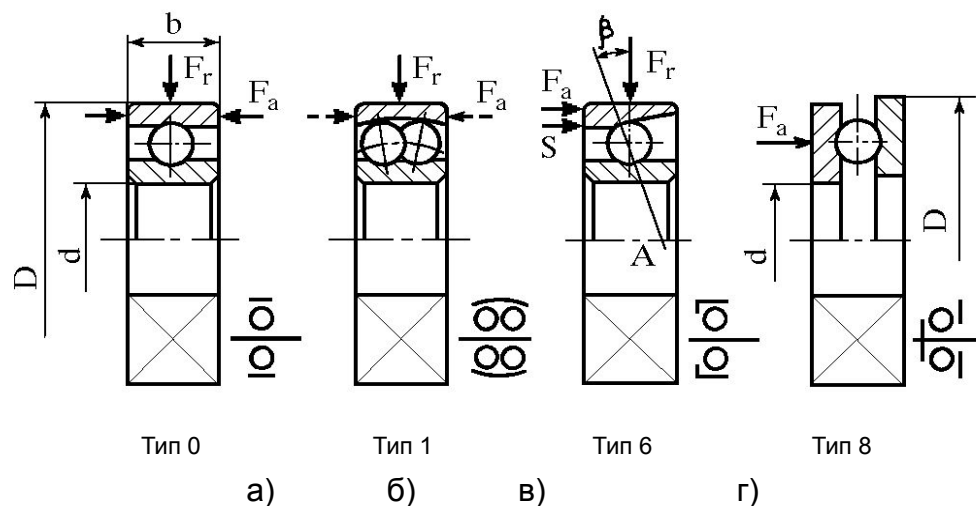
“Утяжеление” серии подшипника повышает его нагрузочную способность, но и увеличивает массу и стоимость, снижает быстроходность (предельную частоту вращения). Наиболее распространены подшипники средней серии.



5. **По количеству рядов тел качения** подшипники делят на одно- двух- и четырехрядные.

Шариковый радиальный однорядный подшипник (рис. а, номер обозначения типа – 0). Это наиболее распространенный и дешевый тип подшипников. Он предназначен для преимущественного восприятия радиальных нагрузок (на рисунке – F_r), но может воспринимать и осевые нагрузки (F_a), фиксируя вал в обоих осевых направлениях. Предельно допустимый перекос оси внутреннего кольца относительно оси наружного кольца не должен превышать **20 минут**. При большем перекосе, а также при приложении чрезмерных осевых сил подшипник заклинивается, т.е. его проворот становится очень трудным либо невозможным. Предельно допустимая линейная скорость качения шариков (на среднем диаметре) составляет **20м/с**. При составлении расчетной схемы, в опоре за точку приложения радиальной реакции принимается середина подшипника.

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (рис. б, номер обозначения типа – 1). Это – самоустанавливающаяся опора, хорошо воспринимающая радиальные нагрузки при перекосе осей колец до **3°** (возможен и больший перекос, но тогда должна снижаться величина воспринимаемой нагрузки). Такие перекосы возникают в конструкциях с недостаточно жесткими валами (когда увеличение их жесткости не целесообразно), а также у гибких валов. Подшипник может воспринимать и двустороннюю осевую нагрузку (пунктирные вектора на рисунке), но она затрудняет отслеживание перекосов, и поэтому нагружать его подшипник не рекомендуется.



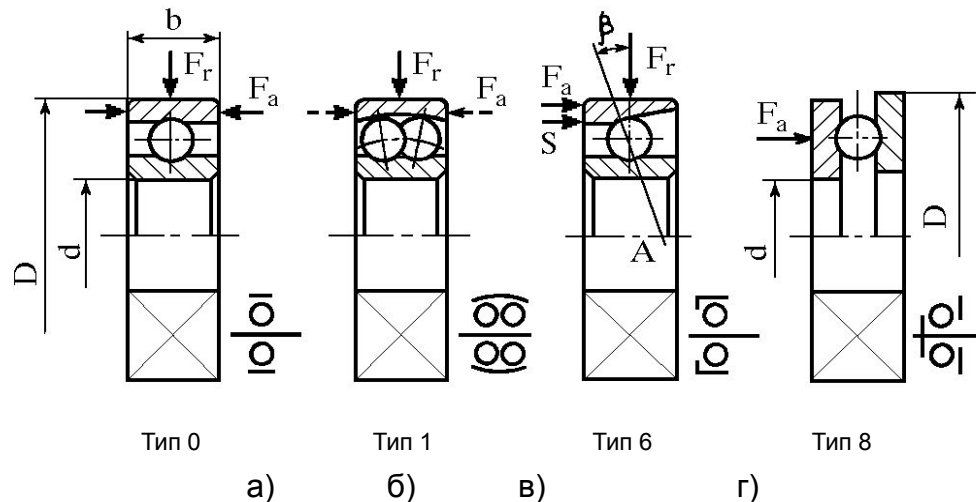
Шариковый радиально-упорный подшипник (рис.в, номер обозначения типа – 6).

Предназначен для восприятия радиальной и односторонней осевой нагрузок. Приложение к подшипнику осевой силы другого направления (к узкому торцу наружного кольца) может вызвать сьем кольца с тел качения, что недопустимо. Середина площадки контакта шариков с наружным кольцом (дорожки качения) смещена относительно вертикального положения на угол β , что улучшает восприятие осевой нагрузки. При этом для восприятия относительно небольших осевых нагрузок ($F_a/F_r < 0,5$) предназначены радиально- упорные подшипники с углом контакта $\beta \approx 12^\circ$ (величина угла меняется в зависимости от соотношения осевой и радиальной нагрузок), а существенных осевых нагрузок – упорно-радиальные подшипники с углом $\beta = 26^\circ$ и $\beta = 36^\circ$.

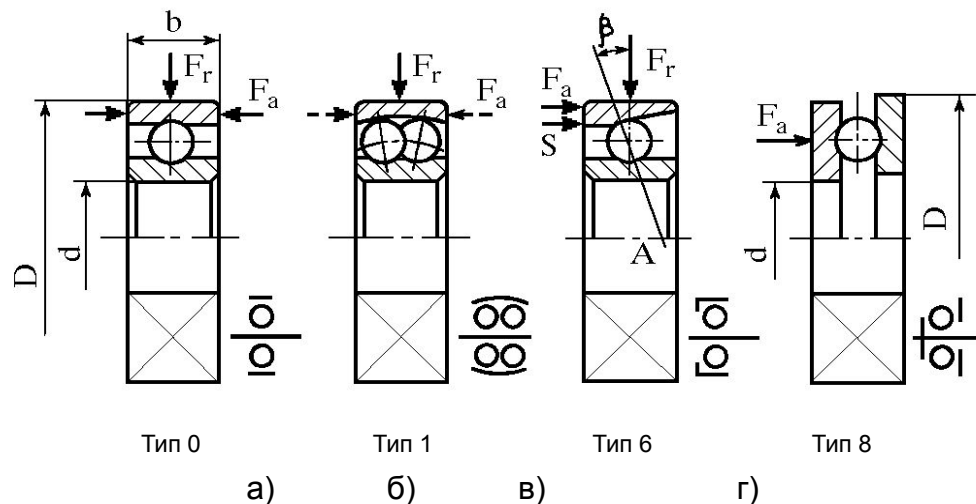
При приложении радиальной нагрузки к подшипнику со смещенной на угол β площадкой контакта вызывает его догружение дополнительной осевой силой S (клиновой эффект). Ее величина равна:

$S = 0,83 \cdot e \cdot F_r$, где $e \approx 1,5 \cdot \tan \beta$ – коэффициент, значения которого приводятся для каждого типоразмера в каталогах на подшипники. Существование силы S , а также возможности сползания наружного кольца требует обязательного торцевого подпора колец подшипника с регулировкой величины этого усилия (такие подшипники называются регулируемыми).

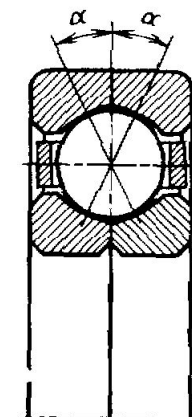
Расчетная точка приложения радиальной реакции смещена относительно середины подшипника. Она располагается в точке А пересечения оси подшипника и нормали к середине площадки контакта шариков и наружного кольца. При больших углах контакта эта точка может выйти за пределы подшипника.



Шариковый упорный подшипник (рис.г, номер обозначения типа – 8). Предназначен для восприятия односторонней сжимающей осевой нагрузки. Для восприятия двусторонних осевых нагрузок применяют двухрядные подшипники со средним кольцом, фиксируемом на валу. Упорные подшипники чувствительны к перекосу оси вала, и поэтому их часто устанавливают на промежуточных сферических опорах. При горизонтальном расположении валов подшипник работает хуже, чем на вертикальных валах, и требует хорошей регулировки или постоянного поджатия колец подшипника, например, пружинами. Предельно допустимая скорость качения шариков на среднем диаметре не должна превышать **5м/с** (при больших частотах вращения центробежная сила вдавливает шарики в клиновидный зазор, образованный дорожками качения, что приводит к их заклиниванию).



Шариковый радиально-упорный однорядный подшипник с разъемным внутренним (или наружным) кольцом и контактом в трех или четырех точках предназначен для работы при радиальных и двусторонних осевых нагрузках в условиях стесненных габаритов по оси. Радиальная грузоподъемность при четырехточечном контакте и повышенном числе шариков выше грузоподъемности; однорядных радиальных подшипников.



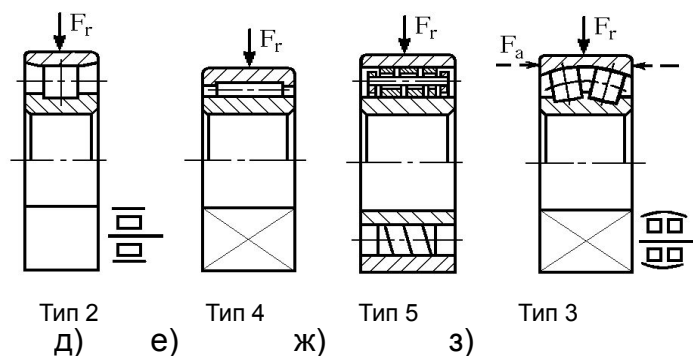
Роликовый радиальный подшипник (рис.д, номер обозначения типа – 2). Предназначен для восприятия большой радиальной нагрузки, но вследствие повышенной чувствительности к перекосу осей устанавливают на жестких валах (перекос не должен превышать **10...15 минут**). Вследствие сколов на одном из колец (на рисунке – на внутренней поверхности наружного кольца) кольцо становится подвижным в осевом направлении. По этой причине подшипник не способен воспринимать осевую нагрузку, и необходима его осевая фиксация в конструкции подшипникового узла. Подшипники применяют в качестве плавающей опоры. Предельно допустимая скорость качения роликов на среднем диаметре не должна превышать **10м/с**.

Существуют разновидности радиального роликового подшипника, воспринимающие незначительные осевые нагрузки.

Игольчатый роликоподшипник (рис. е, номер обозначения типа – 4). Предназначен для восприятия радиальных нагрузок при очень стесненных радиальных габаритах. Очень чувствителен к перекосу осей, и поэтому требует высокой жесткости вала. Предельно допустимая скорость качения роликов-иголок на среднем диаметре не должна превышать **5м/с**. Подшипнику свойственен повышенный коэффициент трения и износ.

Роликовый радиальный подшипник с витыми роликами (рис.ж, номер обозначения типа – 5). Предназначен для восприятия ударных радиальных нагрузок. Создаваемые ими динамические реакции снижаются благодаря повышенной податливости роликов, навитых из ленты прямоугольного сечения. Несущая способность подшипников значительно меньше, чем у обычных роликоподшипников.

Роликовый радиальный двухрядный сферический подшипник (рис.з, номер обозначения типа – 3). Предназначен для восприятия особо больших радиальных нагрузок при значительном перекосе осей колец (**до 3°**). Внутренняя поверхность наружного кольца имеет сферическую форму, а ролики – бочкообразную. Подшипники могут воспринимать и осевые нагрузки.



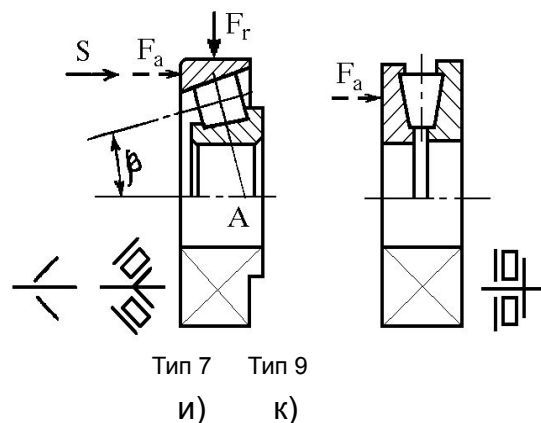
Роликовый радиально-упорный (конический) подшипник (рис.и, номер обозначения типа – 7). Предназначен для восприятия больших радиальных и односторонних осевых нагрузок. Подшипники выпускают с обычным $\beta = 10...16^\circ$ и повышенным $\beta > 25^\circ$ углом конуса: с ростом этого угла повышается осевая нагрузочная способность. С другой стороны, во избежание заклинивания роликов не рекомендуется применение при больших осевых нагрузках подшипников с малым углом β .

Коническая форма подшипника, как и в случае с шариковым радиально-упорным подшипником, вызывает самоогружение его осевой силой S . Ее величина равна:

$S = e \cdot Fr$, где $e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \beta$ – коэффициент, значения которого приводятся в каталогах на подшипники. Подшипники требуют обязательной осевой регулировки.

На схеме точка приложения радиальной реакции смещена относительно середины подшипника и находится в точке A пересечения оси подшипника и нормали к оси ролика, проведенной из его середины. При больших углах контакта эта точка может выйти за пределы подшипника.

Упорный роликовый подшипник (рис.к, номер обозначения типа – 9). Предназначен для восприятия больших осевых нагрузок при небольших частотах вращения (с окружной скоростью **до 5 м/с**). Упорные подшипники чувствительны к перекосу оси вала, и поэтому их часто устанавливают на промежуточных сферических опорах.



Подшипники более тяжелых серий имеют большую грузоподъемность, но менее быстроходны. Шариковые радиальные и радиально-упорные, а также роликовые подшипники обладают наибольшей быстроходностью.

Наиболее часто на практике применяются подшипники легкой и средней серии нормальной ширины. Для особо высокой частоты вращения целесообразно использовать подшипники сверхлегкой и особо легкой серий. При недостаточной грузоподъемности размещают по два подшипника в одной опоре.

Радиальные подшипники дешевле подшипников других типов, допускают наиболее простой монтаж и демонтаж, не требуют высокой точности в соосности опор и жесткости валов и способны воспринимать как радиальные, так и осевые нагрузки.

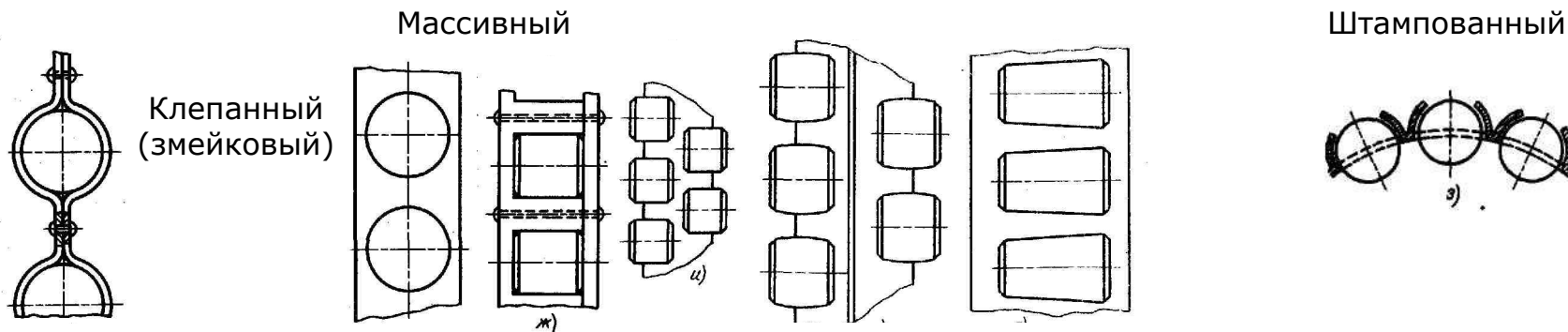
Роликовые подшипники с цилиндрическими роликами обладают большей грузоподъемностью, однако не воспринимают осевых нагрузок, а с коническими роликами менее быстроходны.

Радиально-упорные подшипники при увеличении угла контакта увеличивают осевую нагрузку, однако существенно снижается радиальная грузоподъемность.

Конструкции сепараторов подшипников качения.

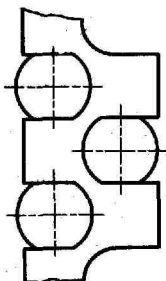
Шариковые радиальные, радиально-упорные, упорные однорядные:

Подшипник обычно выполняют со стальным штампованным (змейковым) сепаратором, состоящим из двух половин, соединенных заклепками. При высоких скоростях (более 15 м/с на шейке вала) применяют массивные сепараторы.

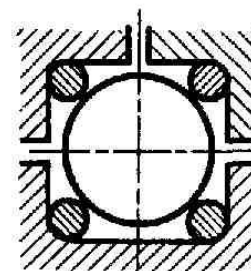


Шариковый радиальный двухрядный сферический:

Подшипник обычно выполняют со стальным штампованным сепаратором так называемого лепесткового типа. При скорости на шейке вала выше 10 м/с применяют массивные сепараторы.



Шариковый упорный подшипник:
для деталей большого диаметра (до 4 м) выполнение колец подшипников представляет большие технологические трудности; поэтому каждое кольцо иногда заменяют двумя, расположенными в специальных канавках кольцами из проволоки, между которыми катятся шарики.



Подшипники в диапазоне внутренних диаметров 3...10 мм стандартизованы через 1 мм, до 20 мм — через 2...3 мм, до 110 мм — через 5 мм, до 200 мм — через 10 мм, до 500 мм — через 20 мм и т, д.

Кольца и тела качения (ГОСТ 520-71) изготавливают из шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ5 и ШХ15СГ, а также из цементируемых легированных сталей 18ХГТ и 20Х2НЧА. Твердость колец и роликов — HRC 60...65, шариков — HRC 62...66. Сепараторы изготавливают из мягкой углеродистой стали методом штамповки. Для высокоскоростных подшипников применяют массивные сепараторы из бронзы, анодированного алюминия, металлокерамики и полиамидов. В специальных случаях изготавливают пластмассовые сепараторы с металлическим каркасом.

Для высокоскоростных подшипников применяют также полые керамические тела качения.

Стандартизованы типы подшипников качения (ГОСТы 8328-75, 8338-75, 8545-75, 831-75, 333-79, 6874-75, 6870-81), размеры тел качения (ГОСТ 3722-81), посадки подшипников (ГОСТ 3325-55), нормальные габаритные размеры (ГОСТ 3478-79), система условных обозначений (ГОСТ 3189-75).

Номенклатура подшипников качения состоит из свыше 1000 типов подшипников с наружным диаметром от 1 мм до 2,6 м, массой от 0,5 г до 3,500 кг, рабочей частотой вращения до 60000 об/мин, а в некоторых случаях до 150000 об/мин.

Точность подшипников качения

Точность подшипников качения определяется:

а) точностью основных размеров деталей подшипников; б) точностью вращения.

Точность основных размеров деталей подшипников определяется отклонениями по внутреннему и наружному диаметрам и ширине колец, а для радиально-упорных подшипников также по общей монтажной высоте. Основное значение имеют отклонения по внутреннему и наружному диаметрам, которые определяют характер посадок.

Точность вращения подшипников характеризуется радиальными и боковыми биениями дорожек качения, биениями торцов внутреннего и наружного колец. Наибольшее значение имеет точность вращения вращающегося кольца, т.е. в большинстве случаев внутреннего. Биения вращающегося кольца непосредственно передаются на вал.

Подшипники качения выпускают следующих классов точности в порядке ее повышения: 0, 6, 5, 4, 2.

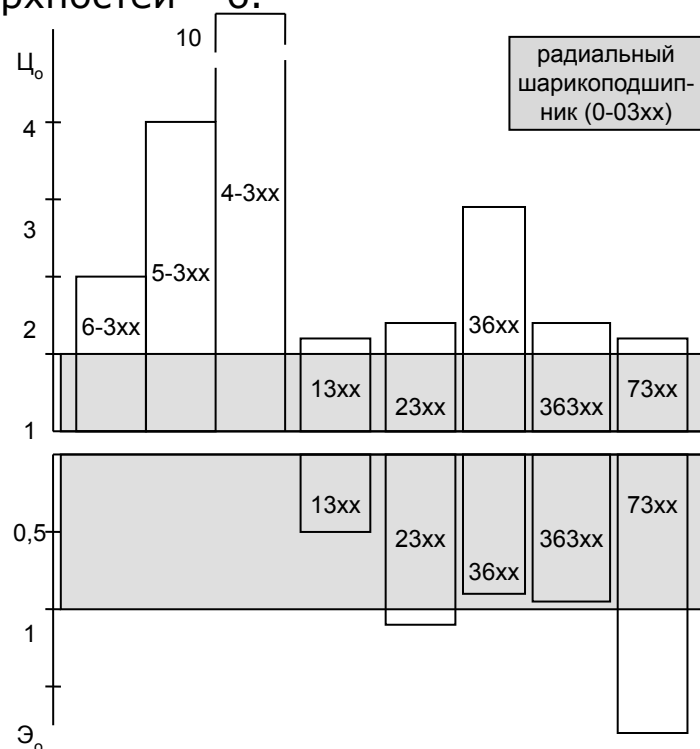
Зависимость максимальной величины радиальных биений внутренних колец подшипников диаметром 50...80 мм от различных классов точности подшипников:

Класс точности	0	6	5	4	2
Биение, мкм	20	10	5	4	2,5

Для большинства валов и осей общего назначения применяют подшипники класса точности 0.

Подшипники более высоких классов точности применяют для валов, требующих точного вращения в связи с назначением машины, например шпинделей металлорежущих станков, валов и осей приборов, или в связи с особо высокими частотами вращения.

При переходе от одного класса точности к другому, более высокому, стоимость подшипника резко возрастает. Точность подшипника влияет на кинематическую и геометрическую точность узла, уровень шума, интервал (степень) рассеяния предельно-допустимых воспринимаемых нагрузок. При этом использование более точных подшипников требует и большей точности изготовления деталей, входящих в подшипниковый узел. Для узлов общего назначения обычной точности применяют подшипники нормального (0) класса точности, а точность деталей **подшипникового узла** должна соответствовать 6,7 квалитетам, степень точности отклонений формы и расположения поверхностей – 6.



Относительная стоимость C_0 и экономическая эффективность E_0 подшипников качения в сравнении с радиальным шарикоподшипником нормального класса точности средней серии (0-03xx) при одинаковых посадочных диаметрах на вал (условно обозначены как "xx")

Точность подшипников качения

Понижение шероховатости поверхности дорожек и тел качения из диапазона $Ra = 0,32 \dots 0,16$ мкм (9-й класс) в диапазон $Ra = 0,16 \dots 0,08$ мкм (10-й класс) повышает ресурс подшипников более чем в 2 раза, а из диапазона $Ra = 0,16 \dots 0,008$ мкм в диапазон $Ra = 0,08 \dots 0,04$ мкм (11-й класс) — на 40 %.

Точность подшипников качения существенно влияет на предельную скорость вращения, что регулируется параметром предельной быстроходности $D_0 \times n$:

КЛАСС ТОЧНОСТИ ПОДШИПНИКА	$D_0 \times n$, мм×об/мин
0 – Нормальный	$0,5 \times 10^6$
6 – Повышенный	...
5 – Высокий	...
4 – Прецизионный	...
2 – Суперпрецизионный	$1,2 \times 10^6$
*Для однорядных шариковых радиальных подшипников	

Максимально достигнутый показатель $D_0 \times n$ на сегодняшний день – $7,2 \times 10^6$ мм×об/мин.

[illegible]

Серия ширин	Исполнение		Тип	Серия диа- метров	Диаметр отверстия 10 мм и более	
7	6	5	4	3	2	1
Серия ширин	Исполнение		Тип	Знак 0	Серия диа- метров	Диаметр отверстия до 10 мм

Условное обозначение состоит из основной части и (в необходимых случаях) дополнительной.

Основное обозначение является цифровым, оно содержит не более 7 цифр. Нули, стоящие левее последней значащей цифры, отбрасываются и на подшипниках не маркируются. Класс точности подшипника указывается цифрой, стоящей перед обозначением подшипника и отделенной от него разделительным знаком тире (–).

Маркировка подшипников качения

ОСНОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ

Серия ширин	Исполнение	Тип	Серия диа- метров	Диаметр отверстия 10 мм и более		
7	6	5	4	3	2	1
Серия ширин	Исполнение	Тип	Знак 0	Серия диа- метров	Диаметр отверстия до 10 мм	

Обозначение внутреннего диаметра

Внутренний диаметр, мм	Условное обозначение
От 1 до 9	Первая цифра – фактический размер d, мм *
10	00
12	01
15	02
17	03
От 20 до 495	Частное от деления d на 5

* На втором месте в условном обозначении – серия, на третьем – цифра 0.

Маркировка подшипников качения

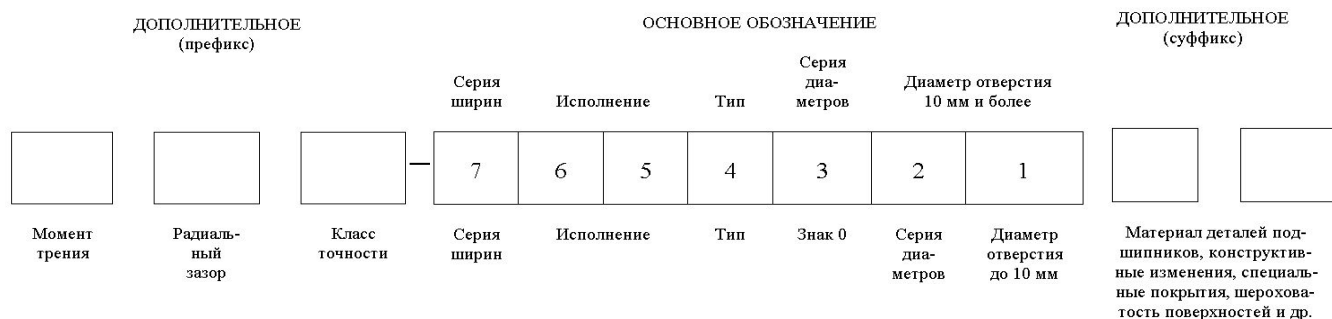
ОСНОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ

Серия ширин	Исполнение	Тип	Серия диа- метров	Диаметр отверстия 10 мм и более		
7	6	5	4	3	2	1
Серия ширин	Исполнение	Тип	Знак 0	Серия диа- метров	Диаметр отверстия до 10 мм	

Серии диаметров (цифра в обозначении):

сверхлегкие (2 серии – 8 и 9), особолегкие (2 серии – 1 и 7), легкая – 2, средняя – 3 и тяжелая – 4;

Серии ширины зависит от сочетания с серией диаметра, например, если на месте обозначения серии диаметров стоит 5, то это обозначает, что подшипник легкой серии по диаметру и широкой по серии ширины и т.п.



Примеры обозначения подшипников:

6-312 – шариковый радиальный однорядный подшипник (цифра 0 левее цифры 3 подразумевается, но не указана) средней серии (3) с внутренним диаметром 60мм (12) повышенного класса точности (6).

60104 – шариковый радиальный однорядный подшипник (0) особолегкой серии (1) с внутренним диаметром 20мм (04) нормального класса точности (так как ничего не указано, то подразумевается 0) с конструктивной особенностью – односторонним уплотнением (6).

36201 – шариковый радиально-упорный подшипник (6) легкой серии (2) с внутренним диаметром 12мм (01) и углом контакта 12° (конструктивная особенность, 3) нормального

М16-8180306-K1C9

Основная часть:

06-подшипник для вала диаметром 30 мм.

3-подшипник средней серии по диаметру

180-подшипник радиальный шариковый однорядный с двухсторонним уплотнением

8-подшипник особоузкой серии по ширине

Префикс:

М-норма момента трения подшипника

1-нормальная группа радиального зазора подшипника

6-повышенный класс точности подшипника

Суффикс:

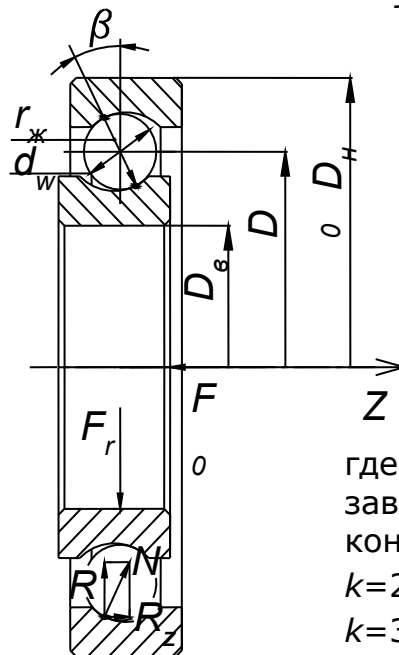
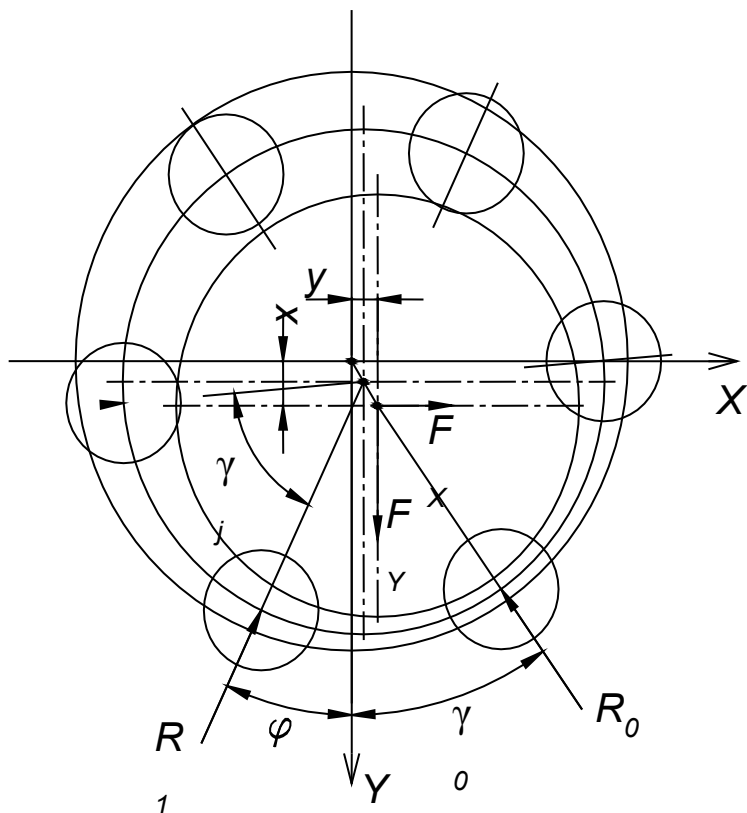
K1-подшипник с конструктивными изменениями деталей

C9-тип смазки подшипника

Распределение нагрузки между телами качения

Силы на тела качения при радиальной нагрузке подшипника распределяются неравномерно. В восприятии нагрузки участвуют только тела качения, расположенные на дуге, не превышающей 180° (нагруженная зона). Наиболее нагруженным является шарик или ролик, расположенный по направлению действия силы на подшипник.

Задача распределения сил между телами качения является статически неопределимой.



Условие равновесия внутреннего кольца

$$F_r = R_0 \sum_{i=0}^{z-1} \cos^2 \theta_i$$

$$\text{где } F_r = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2}$$

Сближение колец в зависимости от нагрузки на наиболее нагруженное тело качения

$$\delta = \frac{1}{K} F_r^k$$

где K – коэффициент пропорциональности, зависящий от упругих свойств контактирующих тел и от их геометрии;
 $k=2/3$ – для шарикоподшипников,
 $k=3$ – для роликоподшипников.

Приближенно для шарикоподшипников сила на наиболее нагруженный шарик

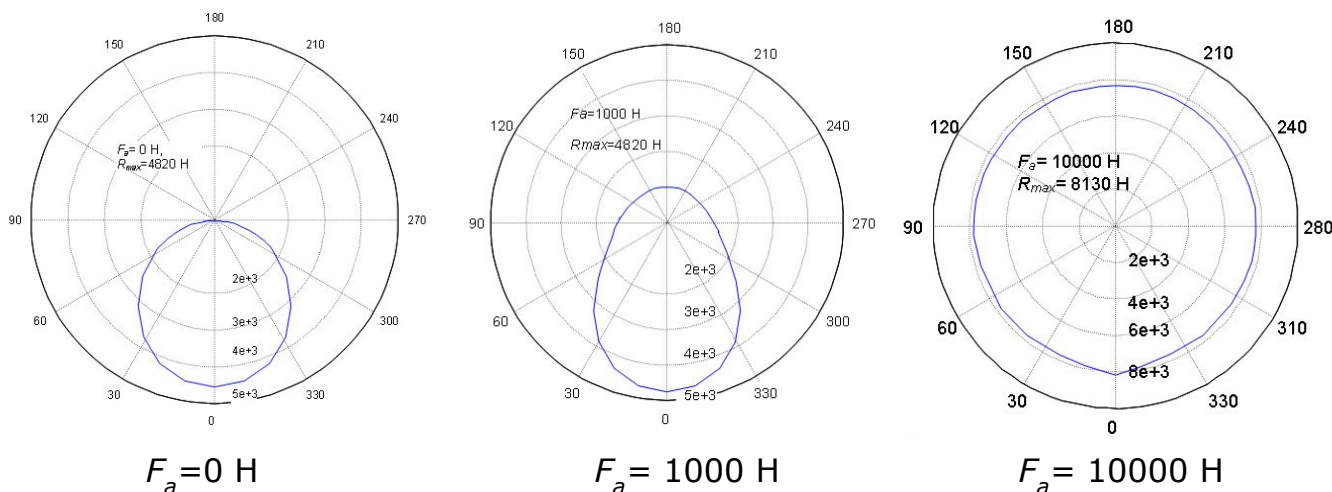
$$F_0 = \frac{5F_r}{z}$$

На распределение нагрузки между телами качения существенно влияют:

- 1) правильность монтажа – небольшой перекос может привести к изменению геометрии контакта и уменьшению контактной прочности;
- 2) зазоры в подшипнике – чем больше зазор, тем меньше тел качения участвуют в восприятии внешней нагрузки.

Зачастую в конструкции подшипникового узла с ПК предусмотрена возможность приложения осевой нагрузки к одному из колец подшипника качения, что позволяет увеличить количество тел качения, воспринимающих нагрузку за счет «клинового» эффекта.

Распределение нагрузки между телами качения при различных значениях осевой нагрузки



Контактные напряжения в подшипниках

В шарикоподшипниках начальный контакт между шариками кольцами происходит в точке. После приложения внешней нагрузки контакт происходит по небольшой площадке эллиптической формы

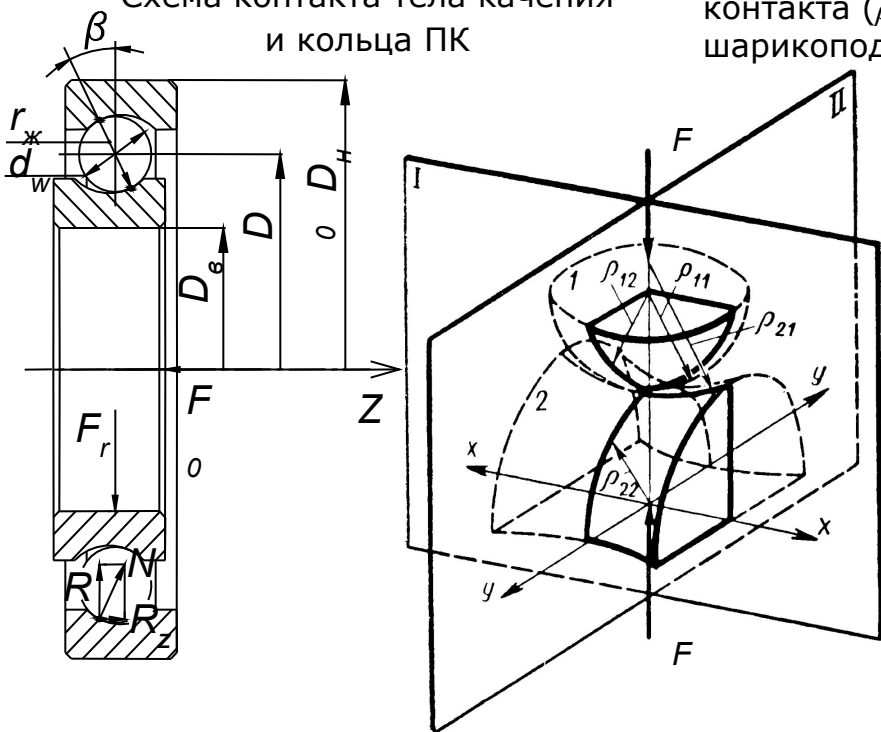
Контактные напряжения определяют по зависимостям контактной задачи теории упругости (формулам Герца).

Наибольшее контактное напряжение (МПа) в центре площадки контакта шарика и внутреннего кольца:

$$\sigma_H = m^3 \sqrt{FE^2 \left(\frac{2}{d_w} - \frac{2}{d_{жс}} \right)^2}$$

где F – нагрузка на шарик, Н; E – модуль упругости материала, МПа; m – коэффициент, определяемый в зависимости от геометрии контакта ($\rho_{11}, \rho_{12}, \rho_{21}, \rho_{22}$); $d_{ж}$ – диаметр желоба (для большинства шарикоподшипников $d_{ж} = 1.03d_w$), мм.

Схема контакта тела качения и кольца ПК



Для контакта тела качения
и внутреннего кольца ПК

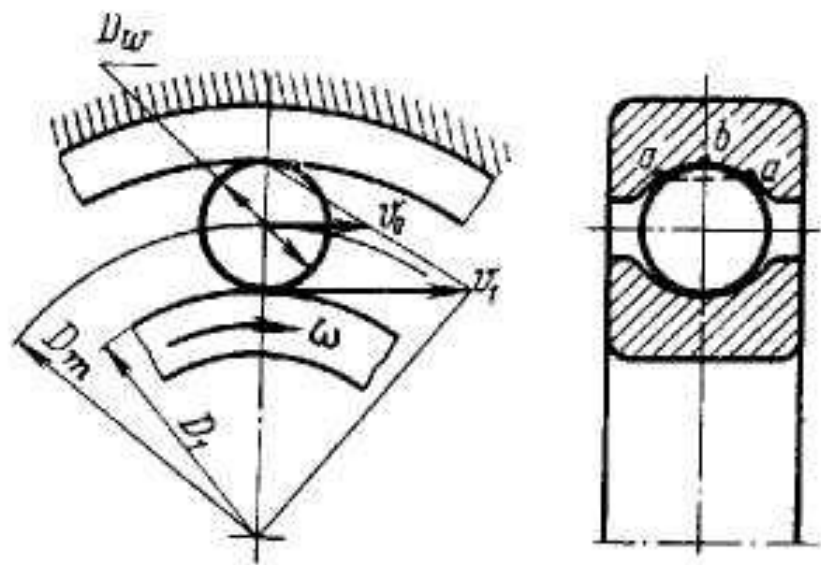
$$\rho_{11} = 2/d_w \quad \rho_{12} = 2/d_w$$

$$\rho_{21} = \frac{2\cos\beta}{D_B + d_w(1 - \cos\beta)} = \frac{2\cos\beta}{D_H - d_w \cdot \cos\beta}$$

$$\rho_{22} = -2/d_{ж}$$

Кинематика подшипников

Знание кинематики подшипников важно для изучения их динамики (силовых воздействий на тела качения), для расчета на долговечность (определение числа циклов нагружений) и, наконец, для изучения работы сепаратора.



В случае вращения внутреннего кольца:

$$v_1 = \omega D_1 / 2; \quad v_0 = v_1 / 2.$$

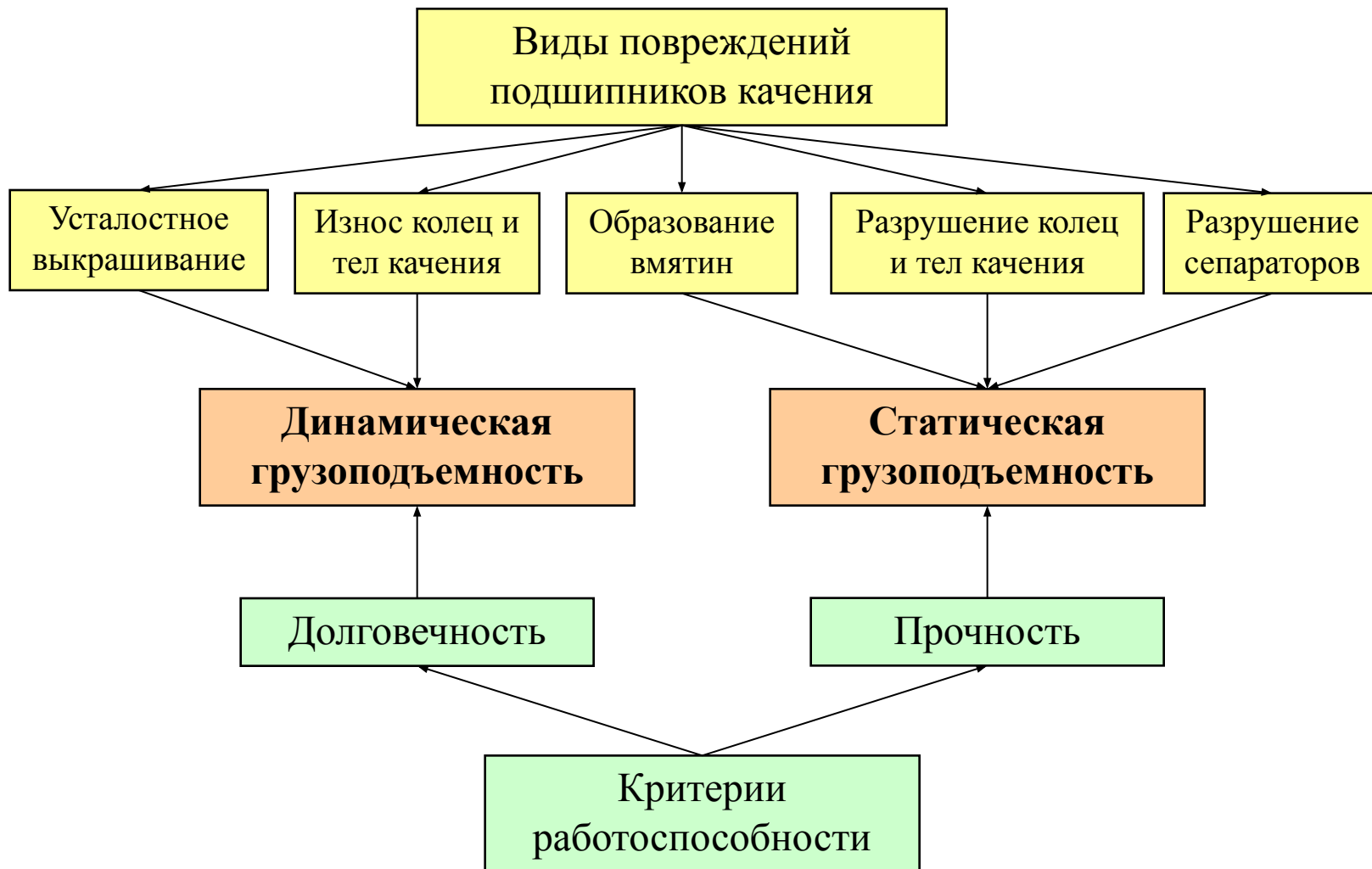
Угловая скорость шарика вокруг своей оси:

$$\begin{aligned} \omega_{ш} &= 2(v_1 - v_0) / D_w = \\ &= 0,5 \omega D_1 / D_w. \end{aligned}$$

Угловая скорость шарика вокруг оси вала, или угловая скорость сепаратора:

$$\omega_c = 2v_0 / D_m = 0,5 \omega D_1 / (D_1 + D_w) \approx 0,5 \omega.$$

Угловая скорость сепаратора зависит от размера шарика, что накладывает повышенные требования к точности изготовления подшипников качения.



Основные эксплуатационные характеристики:

- **грузоподъемность** – наибольшая воспринимаемая нагрузка;
- **быстроходность** – наибольшая допустимая частота вращения.

Статическая грузоподъемность – нагрузка C_0 (радиальная – для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевая – для упорных и упорно-радиальных подшипников), которая вызывает остаточную деформацию наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения, равную $10^{-4}d_\omega$ (d_ω – диаметр тела качения).

Статическая грузоподъемность C_0 – величина, значение которой приводится для различных типов подшипников и серий в справочниках.

Если подшипник нагружен одновременно статической радиальной F_r и осевой F_a силами, то расчет ведут по статической эквивалентной нагрузке $F_{cэ}$, вызывающей такие же остаточные деформации, как и при действительных условиях нагружения.

$$F_{cэ} = \begin{cases} X_0 F_r + Y_0 F_a & \text{– радиально – упорные;} \\ F_r & \text{– упорные.} \end{cases}$$

X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой сил, значение которых приводится для различных типов подшипников и класса точности в справочниках.

Условие прочности подшипника (по статической грузоподъемности):

$$F_{cэ} \leq C_0$$

Динамическая грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников – постоянная радиальная нагрузка C_δ , которую подшипник с неподвижным наружным кольцом может воспринимать в течение номинальной долговечности в один миллион оборотов.

Динамическая грузоподъемность упорных и упорно-радиальных подшипников – постоянная осевая нагрузка C_δ , которую подшипник может воспринимать в течение номинальной долговечности в один миллион оборотов одного из колец.

Динамическая грузоподъемность C_δ – величина, значение которой приводится для различных типов подшипников и серий в справочниках.

Условие прочностной надежности
(по динамической грузоподъемности):

$$L_h^{треб} \leq L_h^{расч} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_\delta}{F_\Sigma} \right)^k,$$

$$L_h^{расч} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_0}{F_\Sigma} \right)^k,$$

где a_1 – коэффициент надежности (зависит от принятой вероятности безотказной работы, табличное значение, при $P=0.8$ – $a_1=2$, при $P=0.99$ – $a_1=0.21$);

a_2 – коэффициент смазки и материала (зависит от материала деталей подшипника и условий эксплуатации, табличное значение, обычно $a_{23}=1$);

k – показатель степени, отражающий геометрию контакта «тело качения – кольцо подшипника» ($k=3$ – для шарикоподшипников, $k=10/3$ – для роликоподшипников);

n – частота вращения;

C_0 – динамическая грузоподъемность подшипника качения;

F_Σ – эквивалентная нагрузка на подшипник

$$F_\Sigma = (XVF_r + YF_a) K_B K_T,$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузка, приведенные к подшипнику;

X, Y – коэффициенты, учитывающие разное повреждающее действие радиальной и осевой нагрузки, определяются в зависимости от соотношения F_r/C_0 , здесь C_0 – статическая грузоподъемность ПК;

V – коэффициент вращения: $V=1$ – при вращении внутреннего кольца, $V=1.2$ – при вращении наружного кольца;

K_B, K_T – коэффициенты безопасности и температуры.

Связь между ресурсом L (млн. об.) и долговечностью L_h (час)

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

Определение эквивалентной нагрузки при подбор подшипников

$$F_{\Sigma} = (XVF_r + YF_a)K_B K_T,$$

Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок

Тип подшипника	Угол контакта α , °	Относительная нагрузка $\frac{F_a}{C_{0r}}$	Однорядные подшипники				Двухрядные подшипники				e
			$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковые радиальные	0	0,014				2,30				2,30	0,19
		0,028				1,99				1,99	0,22
		0,056				1,71				1,71	0,26
		0,084	1	0	0,56	1,55	1	0	0,56	1,55	0,28
		0,11				1,45				1,45	0,30
		0,17				1,31				1,31	0,34
		0,28				1,15				1,15	0,38
		0,42				1,04				1,04	0,42
		0,56				1,00				1,00	0,44
Шариковые радиально-упорные	12	0,014				1,81		2,08		2,94	0,30
		0,029				1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057				1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086	1	0	0,46	1,34	1	1,52	0,74	2,18	0,41
		0,11				1,22		1,39		1,98	0,45
		0,17				1,13		1,30		1,84	0,48
		0,29				1,04		1,20		1,69	0,52
		0,43				1,01		1,16		1,64	0,54
		0,57				1,00		1,16		1,62	0,54
	18...20			0,43	1,00		1,09	0,70	1,63	0,57	
	24...26			0,41	0,87		0,92	0,67	1,44	0,68	
	30	—	1	0	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80
	35; 36				0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
	40				0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14

$$F_{\Sigma} = (XVF_r + YF_a)K_B K_T,$$

Вид нагружения	K_6	Области применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Кинематические и ручные приводы. Ролики ленточных конвейеров. Приводы управления. Передачи трением
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125 % номинальной нагрузки	1,0...1,2	Точные зубчатые передачи. Станки с вращательным главным движением. Электродвигатели малой и средней мощности
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150 %	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редукторы. Коробки передач автомобилей и тракторов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы кранов
То же, в условиях повышенной надежности	1,5...1,8	Центрифуги и сепараторы. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Механизмы и ходовые колеса кранов и дорожных машин. Строгальные и долбежные стайки. Мощные электрические машины
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями, перегрузки до 200 %	1,8...2,5	Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки и адьюстаж прокатных станов
Нагрузки с сильными ударами, перегрузки до 300 %	2,5...3	Тяжелые ковочные машины. Лесопилочные рамы. Валки и роликовые конвейеры крупносортовых станов, блюмингов и слябингов

Например для стали ШХ15

$t, ^\circ\text{C}$	125	150	200
K_T	1,05	1,1	1,25

Выбор подшипников производят по эквивалентной нагрузке F_{Σ} и расчетному ресурсу L_p (в млн. об.):

$$C_{\partial_{расч}} = F_{\Sigma} \left(\frac{L^{расч}}{a_1 a_{23}} \right)^{\frac{1}{p}}$$

Подшипник выбирают (из каталога) так, чтобы полученное расчетное значение динамической грузоподъемности удовлетворяло условию (C – значение по каталогу):

$$C_{\partial_{расч}} \leq C_{\partial}$$

Если подшипник выбран исходя из конструктивных соображений, то в расчете проверяют его ресурс (в часах) и сравнивают его с потребным ($L_{треб}$):

$$L_h = \frac{10^6}{60n} a_1 a_{23} \left(\frac{C}{F_{\Sigma}} \right)^p \leq L_{треб}$$

Рекомендуемые значения $L_{треб}$

Многовариантность конструкторских решений.

Для одних и тех же условий (характера нагрузок, частоты вращения, коэффициента работоспособности) могут быть использованы подшипники различных типов. На практике при выборе типа подшипника учитывают его стоимость, а также опыт эксплуатации узлов, аналогичных проектируемому.

Механизмы эпизодического действия	500
Механизмы, используемые в короткие периоды времени (например, подъемные краны в сборочных цехах)	≥ 4000
Механизмы, работающие с перерывами (например, конвейеры периодического действия в поточном производстве)	≥ 8000
Машины для односменной работы с ненапряженным режимом (электродвигатели, редукторы)	$\geq 12\,000$
Машины для односменной работы с напряженным режимом (вентиляторы, краны, машины общего машиностроения)	$\approx 20\,000$
Машины для круглосуточного использования (компрессоры, насосы, шахтные подъемники)	$\geq 40\,000$
То же, при тяжелом непрерывном режиме (например, энергетические установки)	$\geq 100\,000$

Жесткость подшипников качения и их предварительный натяг.

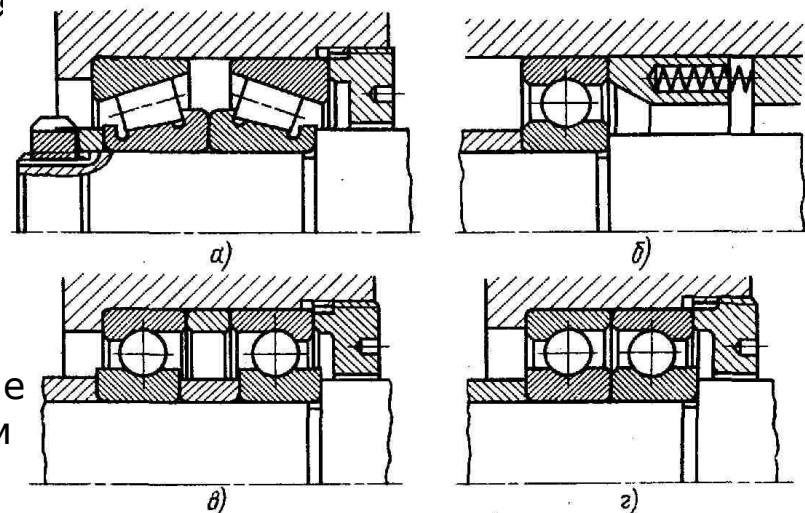
Точность подшипников, их узлов под нагрузкой в значительной степени определяется их жесткостью. В балансе упругих перемещений деформации подшипников качения имеют тот же порядок величин, что и деформации валов. В некоторых конструкциях жесткость является критерием, определяющим размеры сечений валов и тип подшипников (например, шпиндели станков, валы, несущие консольные шестерни и др.).

Жесткость подшипников качения разных типов для одного размера вала различается в несколько раз. Наибольшую жесткость имеют точно изготовленные роликоподшипники.

Жесткость подшипников может быть в значительной степени повышена их предварительным натягом.

Сущность предварительного натяга заключается в выборке зазоров и создании начального сжатия тел качения постоянным осевым смещением колец путем установки между внутренними и наружными кольцами втулок разной высоты, или соответствующей сошлифовкой торцов колец (рис. в и г), или зат:

Натяг пружинами осуществляют для особо быстроходных мелких шарикоподшипников, у которых предварительный натяг постоянным смещением колец быстро ослабляется вследствие износа и заметно меняется от температуры. В остальных случаях применяют подшипники с натягом постоянным смещением колец. Наиболее рационально применять парные подшипники (рис. г) с натягом, осуществляемым соответствующей сошлифовкой на заводе-изготовителе.



Быстроходность.**Предельные скорости вращения подшипников ограничиваются:**

- а) повышением температуры с позиций стойкости смазочного материала и, опасности отпуска тел качения и колец;
- б) прочностью и долговечностью сепараторов, разрушение которых преимущественно связано с предварительным износом,
- в) ускоренным усталостным разрушением колец и тел качения в связи с большим числом циклов нагружений в единицу времени.

Наиболее быстроходными являются подшипники с малым трением на площадке контакта – шариковые и роликовые с короткими цилиндрическими роликами. Предельные частоты вращения конических роликоподшипников в связи с трением роликов о бортик значительно ниже.

Предельную частоту вращения подшипника определяют согласно условию, по которому произведение $D_0 \times n$ не должно превышать некоторой установленной для каждого типа подшипника величины.

Тип подшипника	$D_0 \times n \cdot 10^{-5}$, при смазочном материале	
	Пластич ном	жидком
Шариковый	4.5	5.5
Роликовый с короткими цилиндрическими роликами	3.5	4
Конический	2.5	2

Быстроходность.

К мероприятиям по повышению предельной скорости подшипников относятся

- а) применение подшипников высоких классов точности 2, 4, 5;
- б) обеспечение высокой точности расточек под подшипники, балансировка валов и т.

д.;

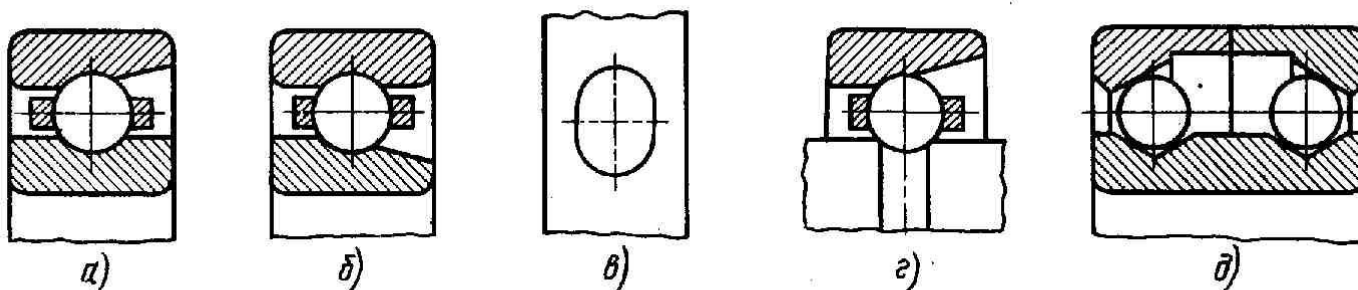
в) применение подшипников с уменьшенными потерями на трение на площадке контакта (рис. а и б), в. частности, с увеличенными радиусами кривизны профилей дорожек качения до $0,54d_w$;

г) уменьшение диаметров шариков до $0,5H$, где $H=0.5(D - d)$, переход на более легкие серии или отказ от внутренних колец (рис. г);

д) применение массивных сепараторов (рис. а, в) из высококачественных материалов, хорошо уравновешенных с минимальным смещением от средней плоскости сепаратора отверстий для тел качения; отверстия должны быть выполнены с развалкой в направлении вращения (рис. в) для уменьшения износа сепаратора и автоколебаний шариков; хорошее базирование сепараторов по наружному кольцу для лучшей смазки (рис. б);

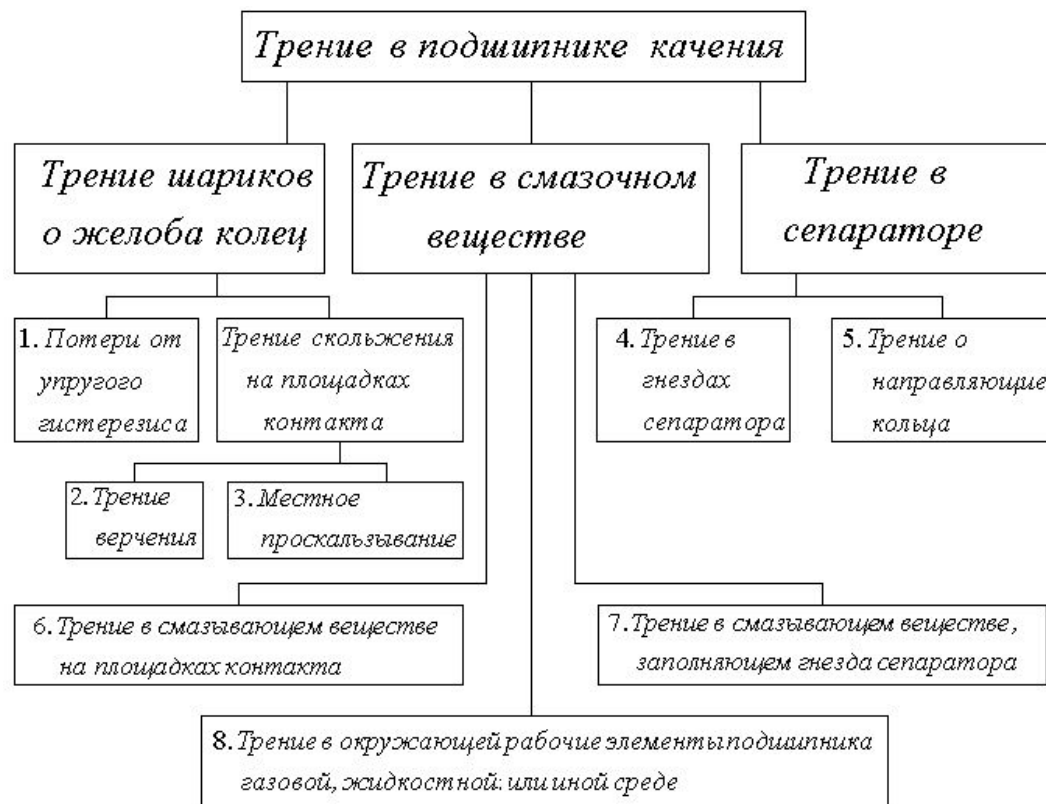
е) назначение для подшипников посадок с незначительным натягом, с полями допусков вала j_5 и $h5$ и корпуса H6 во избежание уменьшения зазоров в подшипниках,

ж) смазывание масляным туманом, искусственное охлаждение и т. д.



Трение в подшипниках качения.

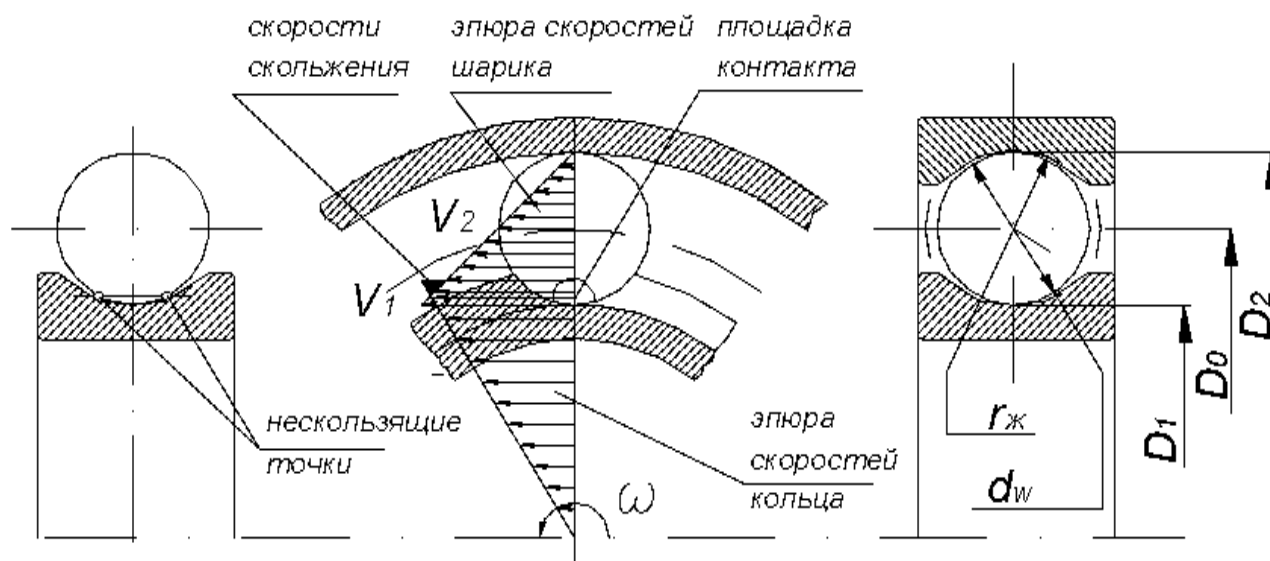
$$M_{тр}^{ПК} = M_{ск} + M_{гир} + M_{гис} + M_{форм} + M_{сеп} + M_{см} + M_{ср} + M_{темп}$$



Теоретическое определение всех составляющих общего момента трения весьма затруднительно, несмотря на бурное развитие численных методов решения и вычислительной техники. Это связано с тем, что все компоненты момента трения находятся в тесной связи и взаимовлиянии друг на друга. В зависимости от скоростных и силовых режимов работы, точности подшипника, вида смазки, условий работы весовая доля каждой составляющей может меняться от незначительной до определяющей величину суммарного момента трения.

Трение между телами качения и кольцами складывается из трения качения и дополнительного трения скольжения.

Качение в наиболее чистом виде характерно для цилиндрических роликоподшипников, в которых все точки линии контакта по длине роликов имеют одинаковую окружную скорость. В шарикоподшипниках и, сферических роликоподшипниках контакт в поперечном сечении происходит по дуге. Окружные скорости контактирующих точек тел качения и колец изменяются пропорционально расстоянию от их оси вращения, в результате происходит скольжение и потеря на трение скольжения.



Момент трения в подшипниках качения при рекомендуемых условиях эксплуатации, когда результирующая нагрузка не превышает 20% динамической грузоподъемности, и пластичном смазочном материале может быть оценен по формуле

$$M_{тр}^{ПК} = F_{\Sigma} f D_0 / 2$$

где f – приведенный коэффициент трения:

Шарикоподшипники:

радиальные однорядные	0,002
сферические двухрядные	0,0015
радиально-упорные и упорные	0,003

Роликоподшипники:

с короткими цилиндрическими ро- ликами	0,002
двухрядные сферические	0,004
конические и игольчатые	0,008

Более точный расчет ведется по эмпирической зависимости, которая условно разделяет момент трения на составляющие, зависящие от нагрузки и скорости вращения

$$M_{тр}^{ПК} = M(F) + M(\omega) = f_1 g_1 P D_0 + 2 \cdot 10^{-7} (vn)^{2/3} D_0^3$$

Зазоры в подшипниках.

Увеличение радиальных зазоров против оптимальных понижает точность вращения, увеличивает неравномерность распределения сил между телами качения и, следовательно, сокращает срок службы подшипников, увеличивает вибрации. Уменьшение зазоров ухудшает способность шарикоподшипников воспринимать осевую нагрузку, приводит к повышению температуры и снижает максимально допустимые частоты вращения. Оптимальные зазоры в общем случае зависят от условий работы подшипников.

Начальный геометрический зазор в подшипниках установлен соответствующими нормативами.

Посадочный (монтажный зазор) – начальный зазор с учетом посадок и контактных деформаций.

Рабочий зазор – посадочный зазор с учетом температурного изменения размеров подшипника.

Посадки подшипников.

В системе соединений колец подшипников с валом и корпусом кольца принимают за основные детали, допустимые отклонения которых назначаются независимо от потребного характера посадок. Различные посадки обеспечивают выбором соответствующих отклонений шеек валов и отверстий корпусов. Таким образом, посадки внутренних колец подшипников осуществляют по системе отверстия, а наружных – по системе вала, иначе бы номенклатура подшипников многократно возросла, так как пришлось бы изготавливать подшипники для каждой посадки колец. В подшипниках качения поле допуска внутреннего кольца располагается не в тело, как это имеет место у основной детали в стандартной системе отверстия, а в противоположную сторону. Поэтому следует иметь в виду, что соединения внутреннее кольцо – вал получаются более плотными, чем обычные соединения системы отверстия при тех же отклонениях вала. Характер соединений наружное кольцо – корпус такой же, как и в обычных, соединениях по системе вала при тех же квалитетах точности.

Влияние режимов работы подшипников на выбор посадок таково: чем больше нагрузка и чем сильнее толчки, тем посадки должны быть более плотными, так как тем больше упругие и остаточные деформации, поверхностных слоев и упругие деформации самих колец; чем выше частоты вращения, тем посадки должны быть более свободными, так как при высоких частотах вращения, как правило, нагрузки меньше, температурные деформации больше, а зазоры в подшипниках должны выдерживаться точнее.

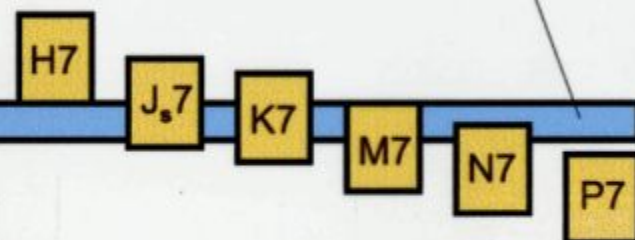
Тип подшипника сказывается на выборе посадок следующим образом. Посадки *роликподшипников* в среднем выбирают более плотными, чем *шарикоподшипников*, в связи с большими нагрузками. Посадки, *радиально-упорных подшипников* можно выбирать более плотными, чем радиальных, так как у последних посадочные натяги могут существенно искажать зазоры в подшипниках, а в радиально-упорных подшипниках зазоры устанавливают при сборке.

Посадки *крупных подшипников*, в связи с более тяжелыми нагрузками выбирают более плотными, чем средних и мелких.

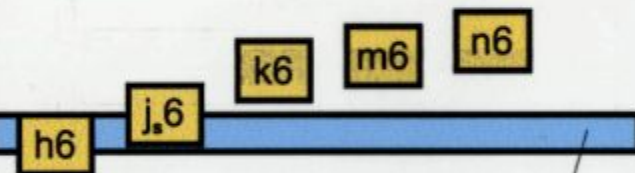
Предельные отклонения посадочных поверхностей валов должны быть по допускам 5-6 квалитетов, а корпусов 6-7 квалитетов.

ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Поле допуска подшипника

ПОЛЯ ДОПУСКОВ
ОТВЕРСТИЯПОЛЯ ДОПУСКОВ
ВАЛА

Поле допуска подшипника



Условия нагружения внутреннего кольца	Поле допуска		Условия работы
	вала	отвер- стия	
Циркуляционное (вращается вал)	js6	H7	Регулировка перемещением внутреннего кольца
	k6	H7	Средние нагрузки. Основная посадка в общем машиностроении
	m6	Js7	Тяжелые нагрузки
	n6	K7	Особо тяжелые и ударные нагрузки
Местное (вращается корпус)	h6	K7	Большие частоты вращения
	h6	M7	Средние нагрузки
	h6	N7	Тяжелые нагрузки
	h6	P7	Особо тяжелые и ударные нагрузки

17.5. Поля допусков валов под подшипники

Поле допуска	Условия работы и области применения
А. Вращается вал (циркуляционное нагружение)	
<i>n6</i>	Особо тяжелые и тяжелые ударные нагрузки. Применяется в основном для роликоподшипников в тяжелом машиностроении
<i>m6</i>	Тяжелые нагрузки; работа с толчками и ударами. Применяется в основном для роликоподшипников и крупных шарикоподшипников
<i>k6, k5</i>	Средние нагрузки; тяжелые нагрузки в условиях необходимости частого перемонтажа. Применяются для всех типов подшипников; <i>k6</i> — основное поле допусков в общем машиностроении
<i>js6</i>	Легкие нагрузки и высокие частоты вращения; требования легкого перемонтажа и регулирования. Применяется для всех типов подшипников
Б. Вращается¹ корпус (местное нагружение)	
<i>h6</i>	Тяжелые и нормальные нагрузки, в частности необходимость регулирования зазоров осевым перемещением внутреннего кольца
<i>g6</i>	Нормальные и легкие нагрузки. Применяется для подшипников всех типов при невысоких требованиях к точности

¹ Рассматривается вращение относительно нагрузки.

17.6. Поля допусков отверстий под подшипники

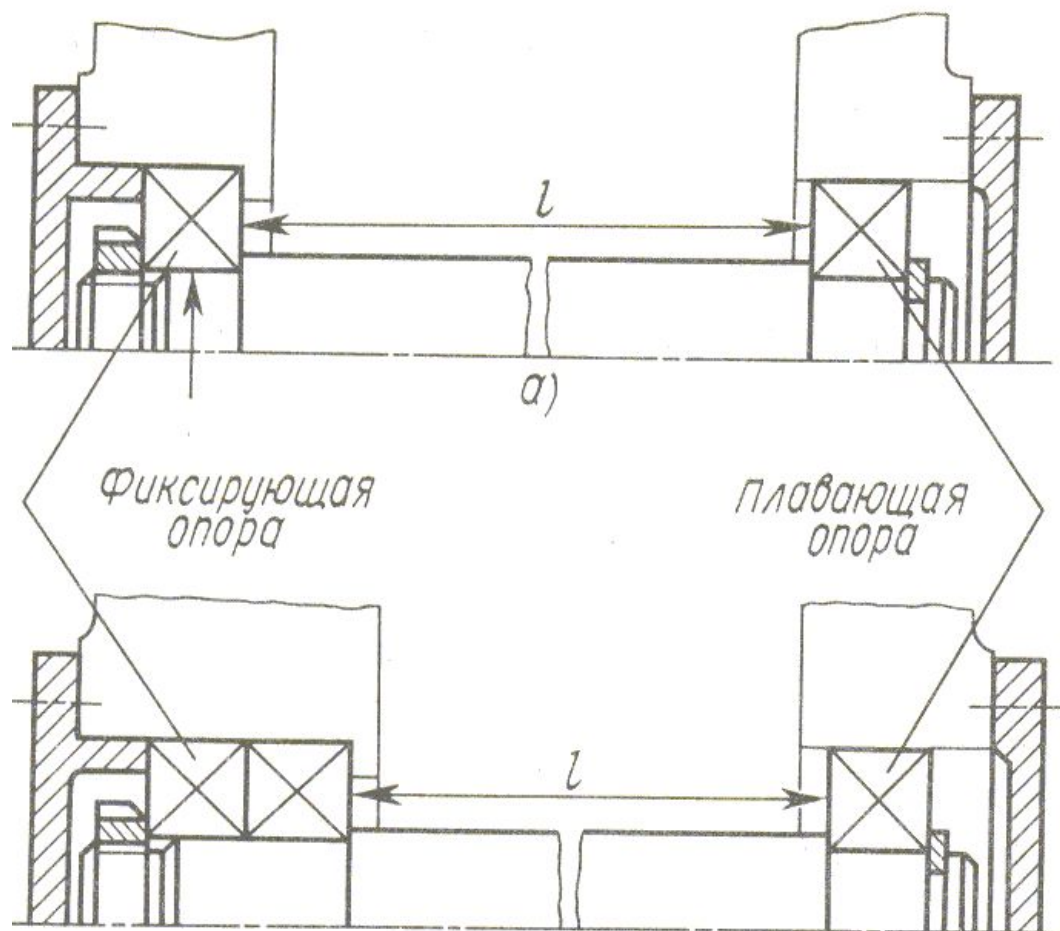
Поле допуска	Условия работы и области применения
А. Вращается¹ вал (местное нагружение)	
<i>K7</i>	Тяжелые нагрузки. Применяется для роликоподшипников
<i>Js7, Js6</i>	Тяжелые и нормальные нагрузки, большие частоты вращения
<i>H7, H6</i>	Нормальные и легкие нагрузки. В частности, необходимость осевых перемещений для регулирования радиально-упорных подшипников, для компенсации температурных деформаций вала (плавающие опоры). Основная посадка в общем машиностроении
Б. Вращается¹ корпус (циркуляционное нагружение)	
<i>P7</i>	Тяжелые и нормальные нагрузки; работа с толчками и ударами. Тонкостенные корпуса
<i>N7</i>	Нормальные нагрузки; тяжелые нагрузки в условиях необходимости облегченного перемонтажа
<i>M7</i>	Нормальные и легкие нагрузки. Необходимость облегченного перемонтажа
<i>K7</i>	Большие частоты вращения. Необходимость дополнительного крепления от проворота

Установка подшипников.

Подшипники должны быть установлены так, чтобы обеспечивать необходимое радиальное и осевое фиксирование вала, без вредных нагрузок вследствие температурных деформаций, перетяжки при монтаже и т.д.

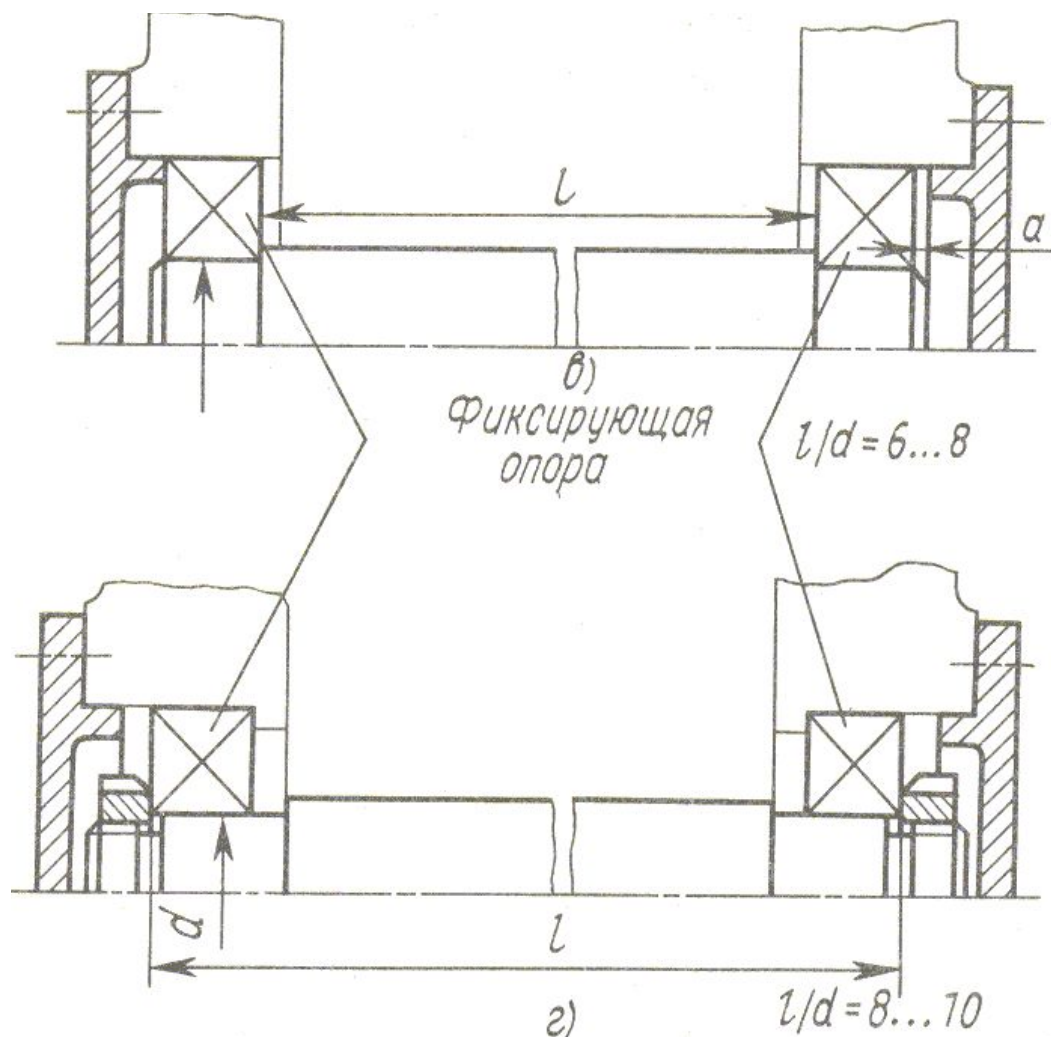
Схемы установки валов в подшипниках



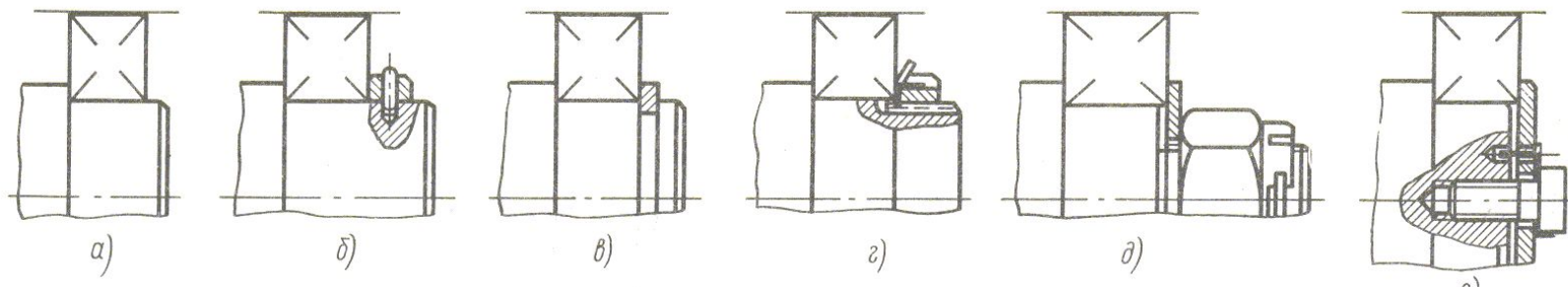


Узел подшипника (опора) обычно состоит из корпуса, подшипника, деталей для фиксирования, а также устройства для смазывания. Он должен обеспечить восприятие радиальных и осевых сил, а также исключить осевое смещение вала, нарушающее нормальную работу сопряженных деталей (зубчатых и червячных колес, червяков, уплотнений и т.д.) Это достигается за счет крепления подшипников на валах и фиксирования их в корпусе.

Первый способ. Осевое фиксирование вала выполняют в одной опоре (например, слева), а другую опору делают плавающей (скользящей).

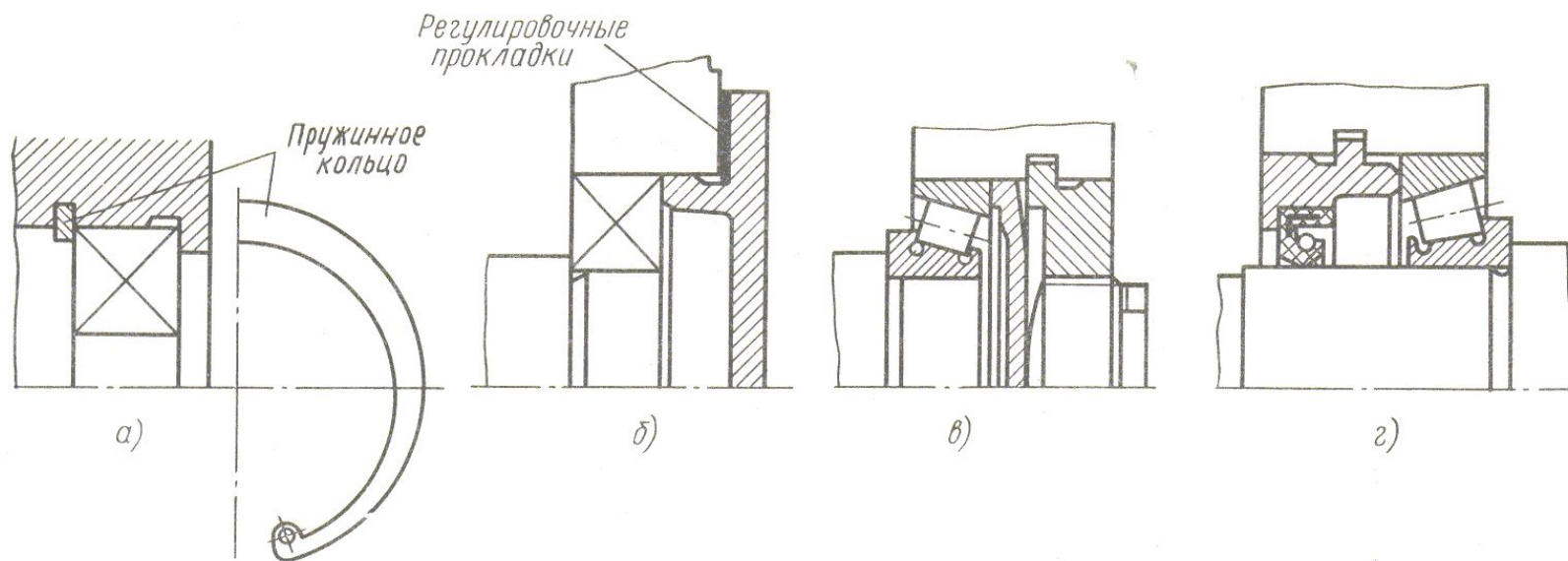


Второй способ. Вал фиксируется в осевом направлении в двух опорах – в каждой опоре только в одном направлении..



Способы крепления внутренних колец подшипников

- а) посадка с натягом; б) кольцом, посаженным с натягом, и штифтом; в) пружинным стопорным кольцом; г) гайкой и стопорной шайбой; д) торцевой шайбой и корончатой гайкой со шплинтом; е) плоской торцевой шайбой и винтом



Способы крепления наружных колец в корпусах

- а) пружинным стопорным кольцом; б и г) крышкой; в) фасонной шайбой;

Смазывание подшипников.

Смазывание подшипников качения необходимо для уменьшения трения между телами качения, кольцами и сепаратором, для усиления местного теплоотвода от рабочих поверхностей и общего теплоотвода от подшипника, для предотвращения коррозии. Кроме того, смазывание важно с точки зрения повышения герметизации подшипников, так как смазочный материал заполняет зазоры в уплотнениях, а также для уменьшения шума. Для подшипников применяют пластичные и жидкие смазочные материалы.

Пластичные смазочные материалы получили широкое применение в подшипниках качения в связи с облегчением обслуживания, с меньшим расходом по сравнению с жидкими, возможностью одноразового (за весь период эксплуатации) смазывания. Наиболее целесообразно применять эти материалы для подшипников, труднодоступных для повседневного обслуживания, работающих в загрязненной среде, подшипников качательного движения с малыми амплитудами.

Применение пластичных смазочных материалов для подшипников ограничивается умеренными температурами и конструкциями, не очень сложными для разборки и промывки.

Основными пластичными, смазочными материалами, рекомендуемыми для подшипников общего назначения, в частности с защитными и уплотняющими шайбами, являются ЦИАТИМ-201 (для работы с температурой до 90 °С) и литол-24 (до 100°С), Для тяжело нагруженных подшипников, в частности роликовых, рекомендуются: ВНИИ НП-242 (до 110 °С), для работы при высоких температурах ЦИАТИМ-221 (до 150 °С).

Жидкие смазочные масла лучше проникают к поверхностям трения и потому обеспечивают более надежное смазывание, чем пластичные, обеспечивают лучший теплоотвод. Поэтому их применение в ответственных конструкциях предпочтительно.

Вязкость масел выбирают:

а) тем выше, чем выше нагрузки, так как прочность масляной пленки растет с увеличением вязкости;

б) тем выше, чем выше температура среды, чтобы сохранить требуемую вязкость при рабочей температуре, учитывая, что масла сильно разжижаются от нагрева;

в) тем ниже, чем выше частота вращения, во избежание повышенных потерь на трение и нагрева.

Применяют следующие способы смазывания жидкими маслами:

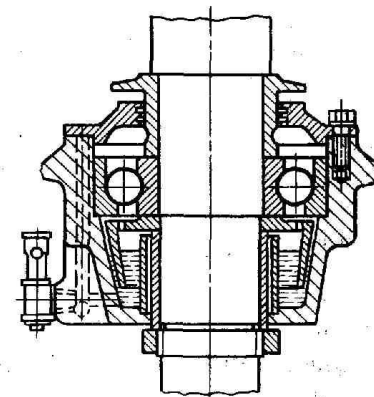
1. Окунанием в масляную ванну для подшипников горизонтальных валов при $n < 10000$ об/мин. Уровень масла во избежание повышенных потерь должен быть не выше центра нижнего шарика, а при частотах вращения более 30000 об/мин – еще ниже. В корпусе должна быть предусмотрена полость для масла во избежание необходимости очень частой его добавки, а также предусмотрены масломерные отверстия или маслоуказатели.

2. Разбрызгиванием из общей масляной ванны узла – для подшипников горизонтальных валов коробок передач и редукторов. Масло захватывается и разбрызгивается одним из быстро вращающихся колес, специальными шестернями или дисками, причем в корпусе создается масляный туман.

Во избежание попадания в подшипники продуктов износа зубчатых или других передач и излишнего полива маслом подшипники иногда защищают маслоотражательными кольцами.

3. Под действием центробежных сил с использованием конусных насадок и смазывание с помощью винтовых канавок на валу – преимущественно на вертикальных валах. При вращении конусных насадок масло под действием центробежных сил стекает к большему диаметру конуса и сбрасывается в подшипник.

Винтовые канавки на вертикальном валу позволяют обеспечить циркуляцию масла (подъем вверх стекающего масла).



4. Капельное индивидуальными дозирующими аппаратами с индивидуальным регулированием расхода – для мелких подшипников быстроходных валов (при $n > 10000$ об/мин), они требуют расхода по несколько десятков капель менее чем за 1 ч.

5. Масляным туманом – для особо быстроходных подшипников при n более; 30000 об/мин обеспечивает хорошее охлаждение и защиту подшипников. Область применения сокращается в связи с некоторым загрязнением воздуха парами масла.

Наибольшее распространений для подшипников имеют индустриальные масла: маловязкие И-Л-А7 и И-Л-А-27 и средние вязкие И-Г-А-32 и И-Г-А-36; применяют также приборные масла, авиационные, моторные, автомобильные и др.

Для специальных условий — высокой нагруженности и быстроходности, а также для работы при высоких температурах применяют масла на синтетической основе.

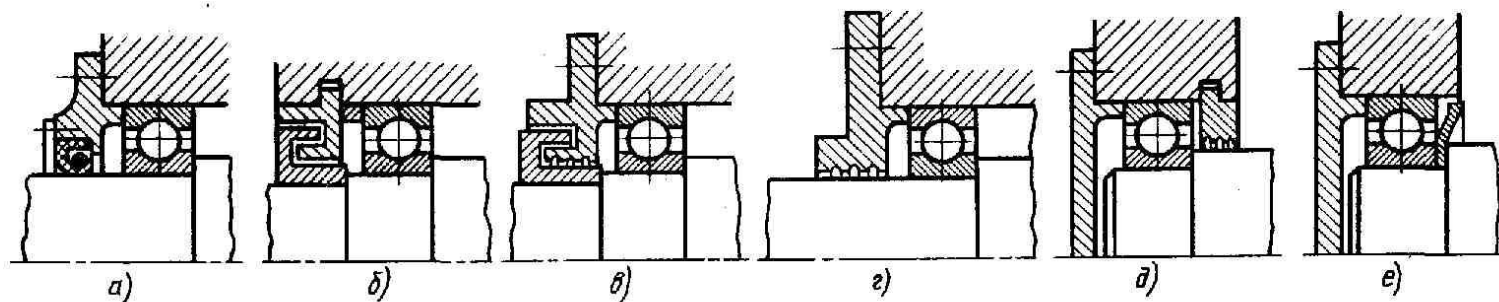
В последнее время начат выпуск шарикоподшипников с твердосмазочным наполнителем – смесью на основе графита, заполняющей пространстве между кольцами и потом подвергающейся отверждению. Эти подшипники могут работать при периодическом действии температуры до 300 °С.

Уплотняющие устройства.

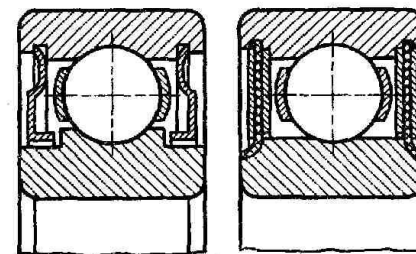
Подшипники качения в целях предохранения их от загрязнений извне и для предотвращения вытекания из них смазочного материала снабжают уплотняющими устройствами. Предотвращение вытекания смазочного материала важно с точки зрения уменьшения его расхода, загрязнения пола и предохранения от попадания в механизмы, которые должны работать без смазки: сухие фрикционные передачи, муфты, тормоза, электродвигатели и т.д.

По принципу действия уплотняющие устройства разделяются на:

1. Контактные (манжетные, сальниковые, осевые по кольцевой поверхности), применяемые при средних и низких скоростях, обеспечивающие защиту, благодаря плотному контакту деталей в уплотнениях (рис. а);
2. Бесконтактные, применяемые в широком диапазоне скоростей:
 - а) щелевые и лабиринтные, осуществляющие защиту благодаря сопротивлению протеканию жидкости или газа через узкие щели (рис. б, в, г, д);
 - б) центробежные, основанные на отбрасывании центробежными силами смазки, а также загрязняющих веществ, попадающих на вращающиеся защитные диски (рис. е);
 - в) комбинированные, сочетающие уплотнения, основанные на двух или более из указанных принципов.



Применяют также подшипники со встроенными уплотнениями. Подшипники с двумя защитными шайбами выпускают с заправленными смазочным материалом.



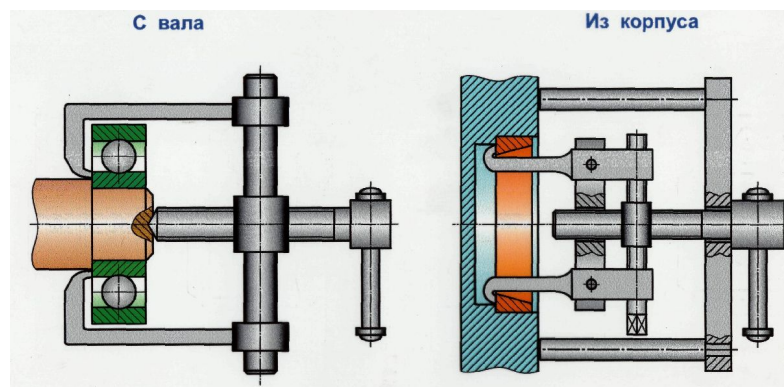
Монтаж и демонтаж подшипников

Общим правилом монтажа и демонтажа подшипников является условие, что усилие передается непосредственно на то кольцо, которое напрессовывается или снимается, а не передается через тела качения, иначе на дорожках и телах качения образуются вмятины.

Подшипники, устанавливаемые на вал со значительными натягами, особенно крупногабаритные подшипники, следует монтировать на вал в нагретом до 80... 90 °С (в масляной ванне) состоянии или охлаждать вал сухим льдом. В остальных случаях установки подшипников с натягом их можно напрессовывать на вал с помощью гидравлических или винтовых прессов.

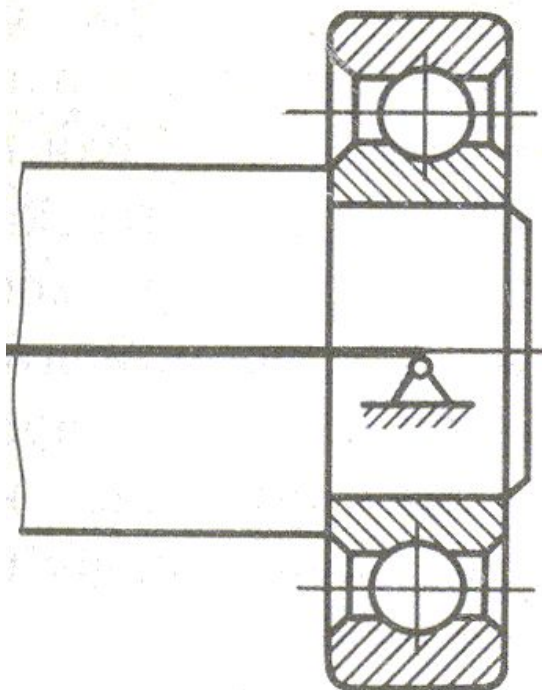
Посадка подшипников на вал ударами молотка через медную или алюминиевую выколотку или трубку допустима только при малых натягах для мелких и средних подшипников.

Демонтаж подшипников производится с помощью специальных съемников.

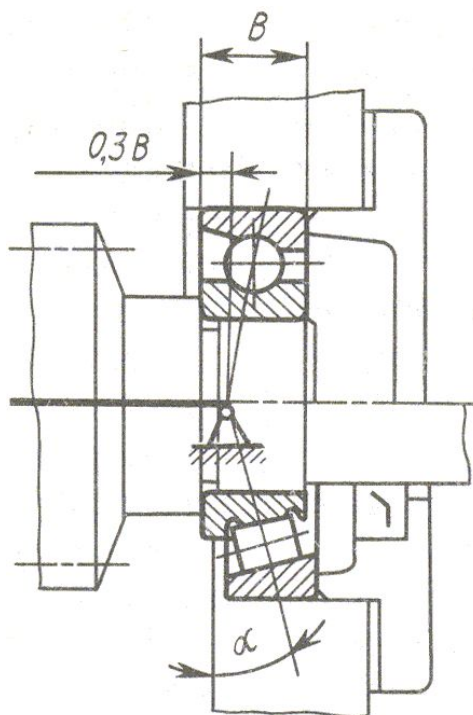


Валы и вращающиеся оси обычно рассчитывают как балки на шарнирных опорах.

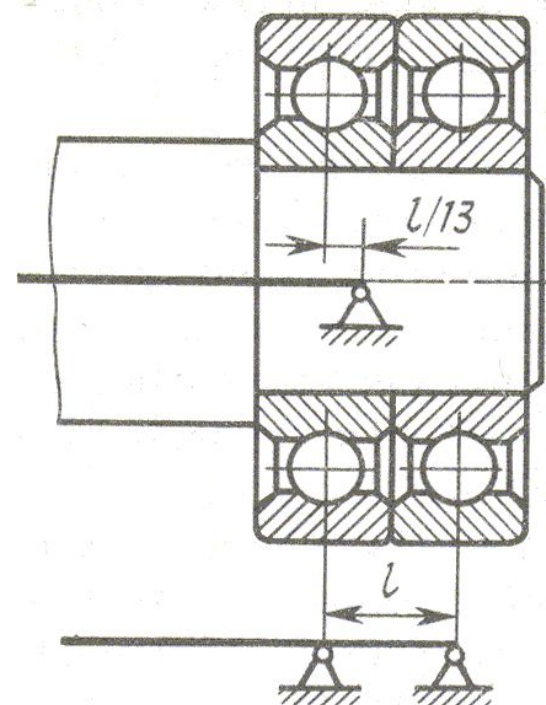
Одиночный радиальный подшипник качения



Одиночный радиальный-упорный подшипник качения

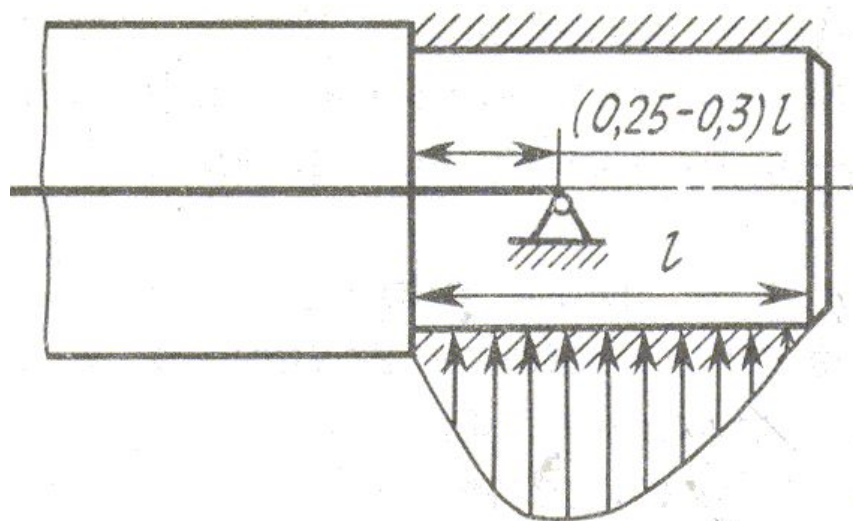


Сдвоенная установка подшипников качения

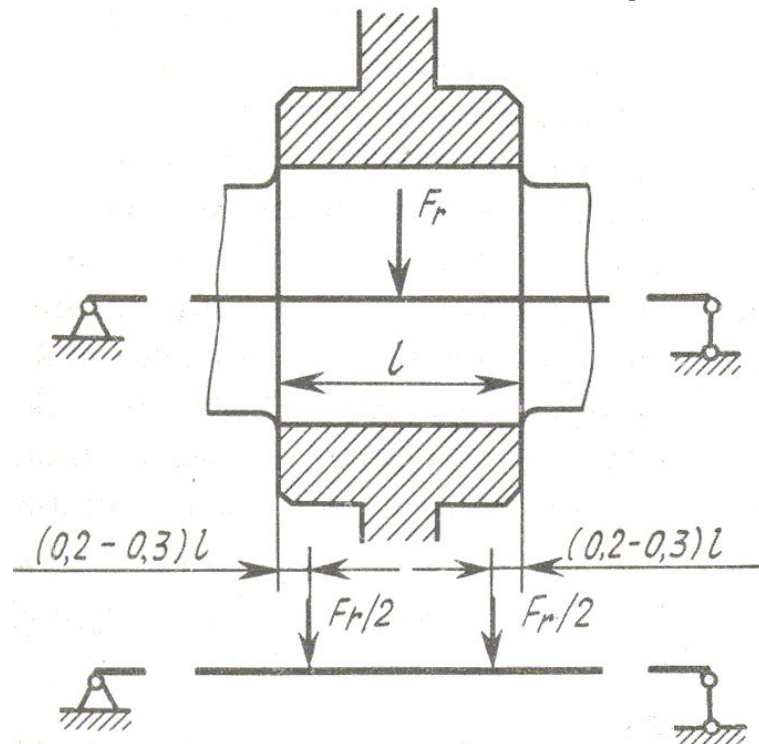


Валы и вращающиеся оси обычно рассчитывают как балки на шарнирных опорах.

Радиальный цилиндрический подшипник качения



Нагрузка с рабочих колес, насаженных на валу.



Силы на валы передаются через насаженные на валы детали: зубчатые колеса, звездочки, шкивы, муфты и т.д.

При простых расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают сосредоточенные силы и моменты валу на середине своей ширины и эти сечения принимают за расчетные.

В действительности силы взаимодействия между ступицами и валами распределены на длине ступиц, и последние работают совместно с валами. Точнее, за расчетные следует принимать моменты в сечениях на расстоянии $(0,2...0,3)l$ от кромок ступицы, и в этих сечениях принимать сосредоточенными силы взаимодействия ступицы и вала.