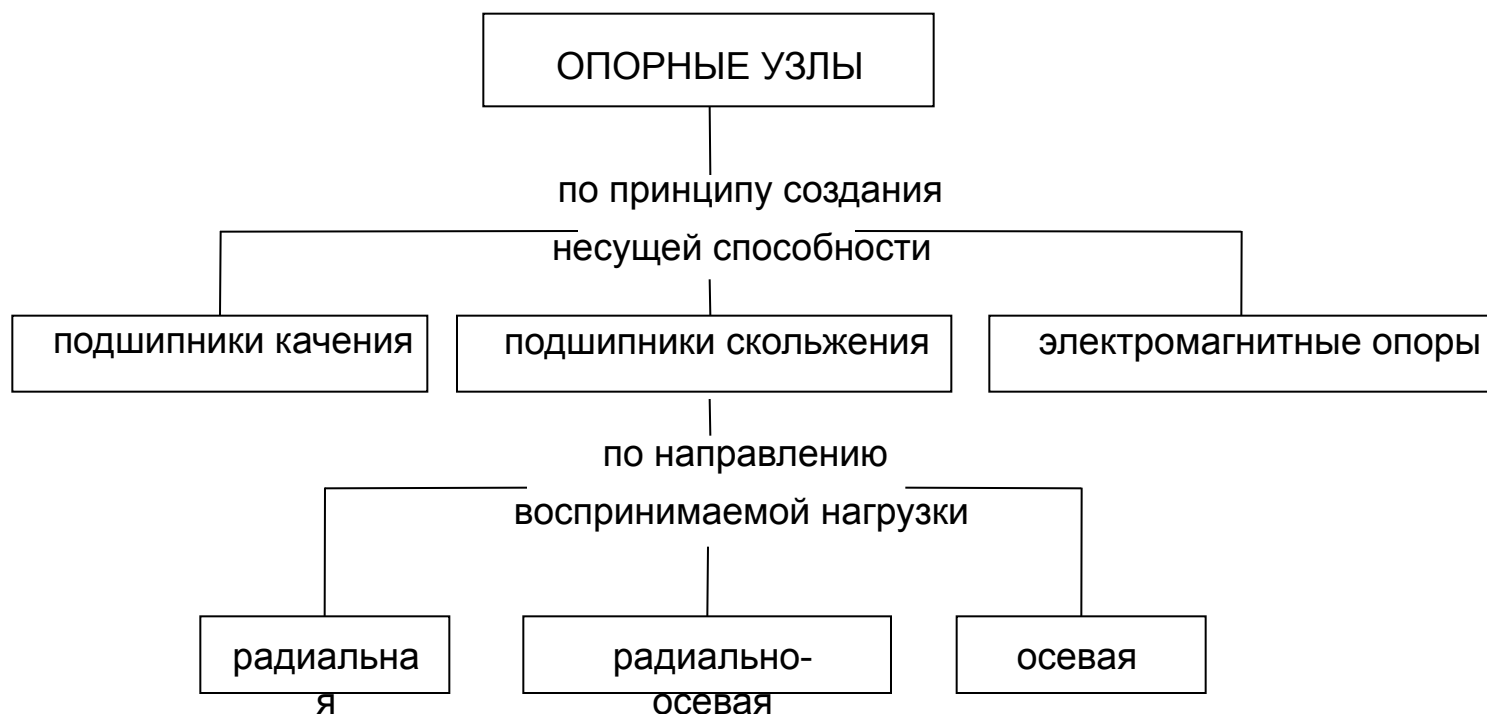


**Валы.** Передают вращательное движение (крутящий момент) от одного элемента передачи к другому с одновременной их взаимной фиксацией (удержание в заданном относительном положении посредством восприятия изгибающих моментов, поперечных и продольных сил, вызываемых рабочими нагрузками).

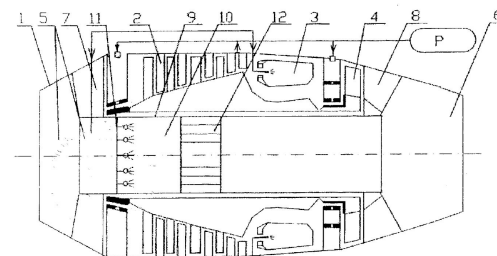
**Ротор – это вал** с насаженными на нем рабочими колесами (зубчатые колеса, полумуфты, лопатки турбин и т.д.).

**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.



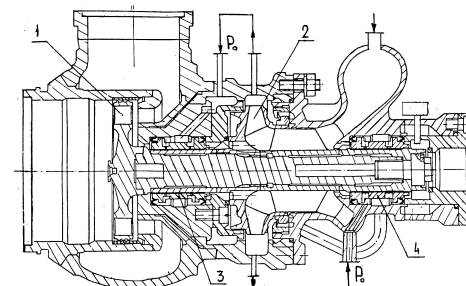
Авиация

- ГТД
- газотурбинные двигатели
  - топливные насосы



Ракетно-космическая техника

- ЖРД  
Турбонасосный агрегат  
АПЛ



ВМФ

- АЭС турбины  
ГЭС генераторы  
ГРЭС насосы

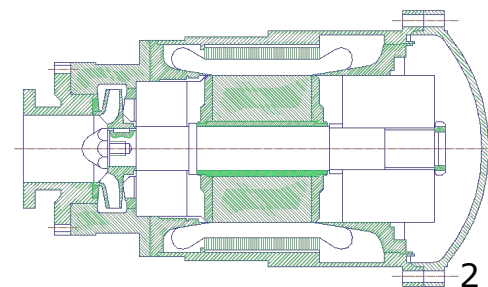


Автотранспорт

- ДВС, ХТЭ

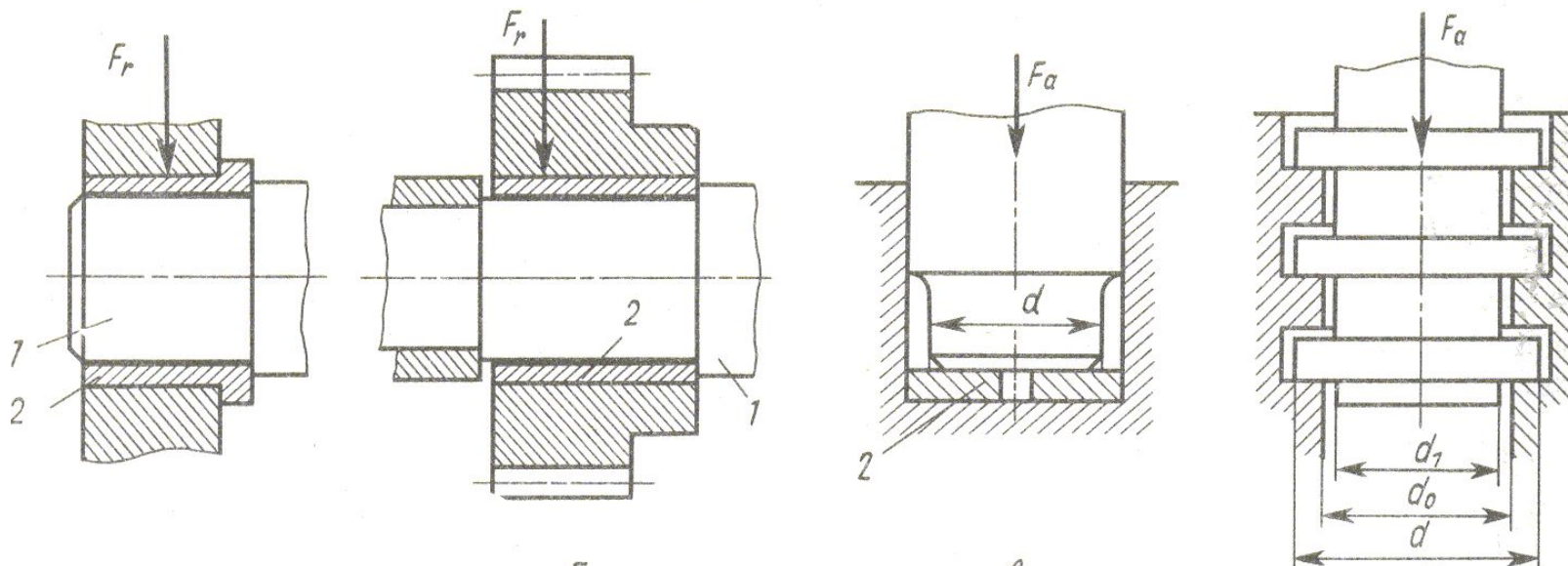
Технологическое оборудование

- Роботы  
Станки



Подшипники скольжения – это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях скольжения поверхности цапфы по поверхности подшипника.

**Подшипник скольжения – является парой вращения и состоит из опорного участка вала (цапфы, шипа, пяты) и собственно подшипника (втулки, подпятника), в котором скользит цапфа (шип, пята).**



## Достоинства и недостатки подшипников скольжения

Достоинства	Недостатки
○ высокая предельная быстроходность (практически неограниченная при обеспеченной устойчивости);	● нестандартные узлы, что вызывает необходимость расчета и проектирования каждого конкретного узла;
○ хорошая демпфирующая способность и динамические свойства – воспринимают значительные вибрационные и ударные нагрузки;	● необходимость применения смазочных систем;
○ неограниченная долговечность при нормальном режиме работы (режиме жидкостного трения);	● значительные осевые размеры;
○ низкий коэффициент трения и высокий КПД на режимах жидкостного трения;	● необходимость обеспечения гидростатического подъема на пусковых режимах;
○ небольшие радиальные размеры;	● износ на переходных режимах (пуск, останов, касание цапфы и втулки вследствие неустойчивого движения);
○ возможность выполнения разъемными (удобство монтажа);	● требуют применения дорогостоящих антифрикционных материалов (например, цветных металлов).
○ функционирование в условиях наличия агрессивных сред;	

**ОБЛАСТИ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Опоры тихоходных малоответственных механизмов

Опоры быстроходных узлов, работающих при вибрационных и ударных нагрузках

Подшипники, выполняемые по условиям сборки разъемными (опоры коленчатых валов)

Опоры при стесненных радиальных габаритах

Подшипники, работающие в абразивных и агрессивных средах

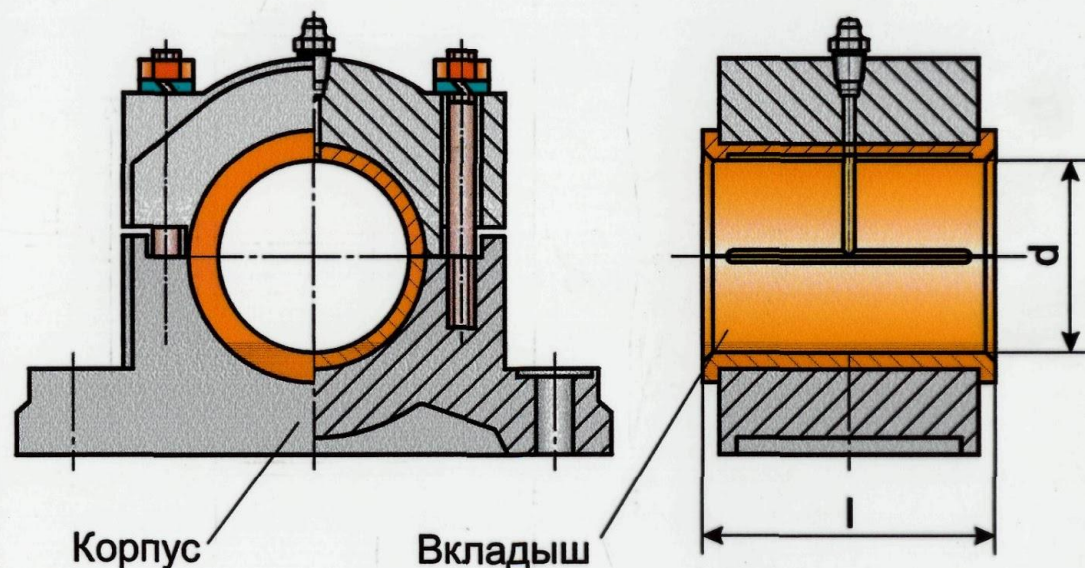
Подшипники, работающие при особо высоких частотах вращения – газовые и электромагнитные

Опоры уникальных конструкций, для которых стандартный подшипник качения подобрать невозможно

Подшипники скольжения состоят из двух основных частей: **корпуса** и **подшипниковой втулки (вкладыша)**, контактирующей с цапфой вала.

**Корпус** подшипника может представлять собой отдельную литую или сварную деталь, присоединяемую к машине или выполняться за одно целое с неподвижной корпусной деталью (например, с рамой машины) или с подвижной деталью (например, с шатуном).

### КОНСТРУКЦИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ



#### Рекомендуемые геометрические соотношения

$\frac{l}{d}$	Условия работы узла
0,3...0,4	Малонагруженные опоры при ограниченных осевых габаритах
0,4...0,7	Высокоскоростные средненагруженные опоры
0,5...0,9	Высокоскоростные высоконагруженные опоры
0,8...1,2	Тихоходные средне- и высоконагруженные опоры
1,0...1,5	Тихоходные высоконагруженные опоры при жестких валах

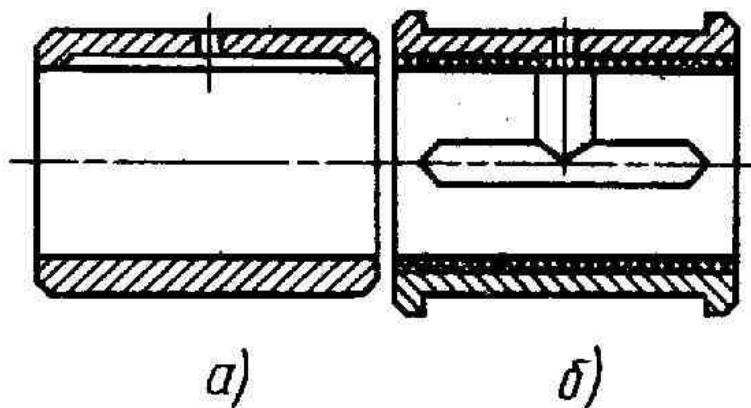
## Конструкции подшипников скольжения

Втулки подшипников (вкладыши) изготавливают из материалов с высокими антифрикционными свойствами: баббиты, бронзы, латуни, антифрикционные чугуны.

**Вкладыши** применяют для того, чтобы не выполнять корпуса подшипников из дорогих антифрикционных материалов, для возможности замены после износа.

Вкладыши в неразъемных подшипниках изготавливают в виде втулок (рис. а), а в обычных разъемных подшипниках – из двух половин (рис. б).

Вкладыши за срок службы изнашиваются на глубину, измеряемую как максимум, в десятых долях миллиметра. Однако выполнять вкладыши такой толщины нельзя по условию их прочности и по техническим возможностям. Поэтому вкладыши обычно выполняют биметаллическими; тонкий антифрикционный слой в них наплавлен на стальную, чугунную, а в ответственных подшипниках – на бронзовую основу. Мягкие антифрикционные материалы – баббиты и свинцовые бронзы – применяют исключительно в виде покрытий.



Подшипниковые материалы выбирают в применении к работе в паре со стальными или реже чугунными цапфами валов. В связи с тем, что стоимость валов, как правило, значительно выше стоимости вкладышей (особенно таких валов, как коленчатые и другие коренные валы), они должны изнашиваться меньше, чем вкладыши. Подшипники работают тем надежнее, чем выше твердость шеек валов. Шейки, как правило, закаливают. Под быстроходные подшипники шейки закаливают (после цементации) до высокой твердости 55...60 HRC или азотируют.

**Требования к материалам подшипников скольжения: а) низкий коэффициент трения в паре с материалом шейки вала; б) износостойкость; в) сопротивление усталости.**

Эти комплексные требования можно выполнить, если будут обеспечены следующие основные свойства подшипниковых материалов:

- а) теплопроводность, обеспечивающая интенсивный теплоотвод от поверхностей трения, и малый коэффициент линейного расширения во избежание больших изменений зазоров в подшипниках;
- б) прирабатываемость, обеспечивающая уменьшение кромочных и местных давлений, связанных с упругими деформациями и погрешностями изготовления;
- в) хорошая смачиваемость маслом и способность образовывать на поверхностях стойкие и быстро восстанавливаемые масляные пленки;
- г) коррозионная стойкость;
- д) малый модуль упругости.

Кроме того, существенное значение имеют технологические свойства: литейные, хорошая обрабатываемость резанием и т. д.

Подшипниковые антифрикционные материалы по химическому составу делят на три группы:

- а) металлические – баббиты, бронзы, сплавы на цинковой основе, сплавы на алюминиевой основе, антифрикционные чугуны;
- б) металлокерамические;
- в) неметаллические – пластмассы, древесные пластики, резины и др.



### Металлические материалы.

**Баббиты** — давно применяемые в технике высококачественные подшипниковые сплавы на основе олова или свинца, характеризующиеся низкой твердостью (применяют только в качестве заливки или тонкослойных покрытий), хорошей прирабатываемостью и относительно низкими требованиями к твердости шеек вала и к состоянию трущихся поверхностей.

Недостатки баббитов – относительно невысокое сопротивление усталости, ограничивающее их применение в машинах ударного действия и в быстроходных поршневых машинах.

При высоких скоростях и давлениях применяют высокооловянные баббиты Б83, Б88, допускающие работу при давлениях до  $p = 20$  МПа и  $p \cdot v = 75$  МПа·м/с. Во избежание выплавления баббиты применяют при температурах до 110 °С.

**Бронзы.** Универсальными антифрикционными свойствами обладают оловянные и оловянно-цинково-свинцовые бронзы. Широко известна универсальная оловянно-фосфористая бронза БрО10Ф1, особо эффективная при высоких давлениях и средних скоростях. Применение ее ограничивается большим содержанием олова. К числу оловянно-цинково-свинцовых бронз относятся БрО4Ц4С17 и БрО4Ц7С5.

**Безоловянные алюминиевые подшипниковые сплавы** обладают достаточно высокими антифрикционными свойствами, но при высоких скоростях обладают недостаточным сопротивлением задирам, чувствительны к загрязнению масла, а также имеют повышенный коэффициент линейного расширения. Наибольшее распространение из этих сплавов получил сплав АСМ, широко применяемый для подшипников тракторных двигателей.

Наиболее перспективными считают **алюминиево-оловянные** антифрикционные сплавы, обладающие высокими антифрикционными свойствами и сопротивлением усталости. Применяют сплавы АО9-2 (9 % олова, 2 % меди, заготовки – литье, монометалл), АО9-2Б (литье, биметалл), АО9-1 и АО20-1 (прокат, биметалл). Эти сплавы обеспечивают оптимальную структуру и способны в режимах масляного голодания образовывать на поверхностях цапф защитную пленку из олова.

### Металлические материалы.

Из **цинковых подшипниковых сплавов распространен** сплав ЦАМ ИТ<sup>5</sup> (10 % алюминия, 5 % меди, остальное цинк). Благодаря своим достаточно хорошим антифрикционным свойствам, недефицитности исходных материалов, невысокой стоимости и простоте изготовления его широко применяют вместо баббитов типа Б16 и бронз.

К недостаткам сплава относятся плохая прирабатываемость, а потому повышенные требования к точности поверхностей и большой коэффициент линейного расширения. Наибольшая допустимая температура подшипника 80 °С. Сплав применяют для заливки или для изготовления целых вкладышей.

Все большее распространение получают **полиметаллические многослойные** подшипники. В частности, для автомобильных двигателей применяют подшипники, имеющие стальную основу, слой свинцовистой бронзы толщиной 0,25 мм, служащий податливой подушкой с хорошей теплопроводностью и сопротивлением усталости, весьма тонкий слой никеля или сплава меди с цинком во избежание диффузии олова и, наконец, поверхностный антифрикционный, хорошо прирабатывающийся слой олово – свинец толщиной 25 мкм.

Для тихоходных умеренно нагруженных подшипников можно применять **антифрикционные чугуны** (ГОСТ 1585—79). Твердость цапфы вала должна быть обязательно выше твердости чугунных вкладышей на (20...40) НВ. Должны быть обеспечены тщательный монтаж и минимум перекосов, тщательная приработка с постепенным повышением нагрузки, бесперебойная смазка.

Допускаемые давления резко снижаются с ростом скорости. Это иллюстрируется приводимыми ниже допускаемыми давлениями  $p$ , МПа (в числителе) при скорости  $v$ , м/с (в знаменателе): для чугунов АЧС1  $p/v$  равно 2,5/5 и 9/02, для АЧС2—0,1/3 и 9/0,2; для АЧС3—6/0,75; для АЧС4—15/05; для АЧС5—20/1 и 30/04; для АЧС6—9/4.

**Металлокерамические материалы.** Эти материалы, изготавливаемые из порошков путем прессования и спекания в защитной атмосфере, применяют в связи с их удовлетворительной работой при скудном смазывании. Материалы имеют пористую структуру с объемом пор 15...35 %, который заполняется маслом (путем специальной пропитки вкладышей горячим маслом).

Широкое применение имеют железо-графитовые вкладыши, содержащие 1...3 % графита (остальное железо). Применяют также бронзографитовые вкладыши, содержащие 10% олова, 1...4 % графита (остальное медь), но они по своим свойствам мало отличаются от значительно более дешевых железографитовых вкладышей. Обработка резанием не рекомендуется; возможно калибрование. Основная область применения этих материалов – самосмазывающиеся подшипники, в которых трудно или невозможно обеспечить надежную смазку обычными средствами.

**Неметаллические материалы.**

Из неметаллических материалов для вкладышей подшипников применяют: а) пластмассы; б) прессованную древесину (лигностон); в) твердые породы дерева (бокаут, самшит, дуб и др.); г) резину; д) графитовые материалы.

Причины применения неметаллических материалов: а) отсутствие химического сродства с материалом вала; б) хорошая прирабатываемость; в) мягкие продукты износа; г) возможность эффективного использования в качестве смазочного материала воды или другой жидкости, являющихся рабочей средой в машине.

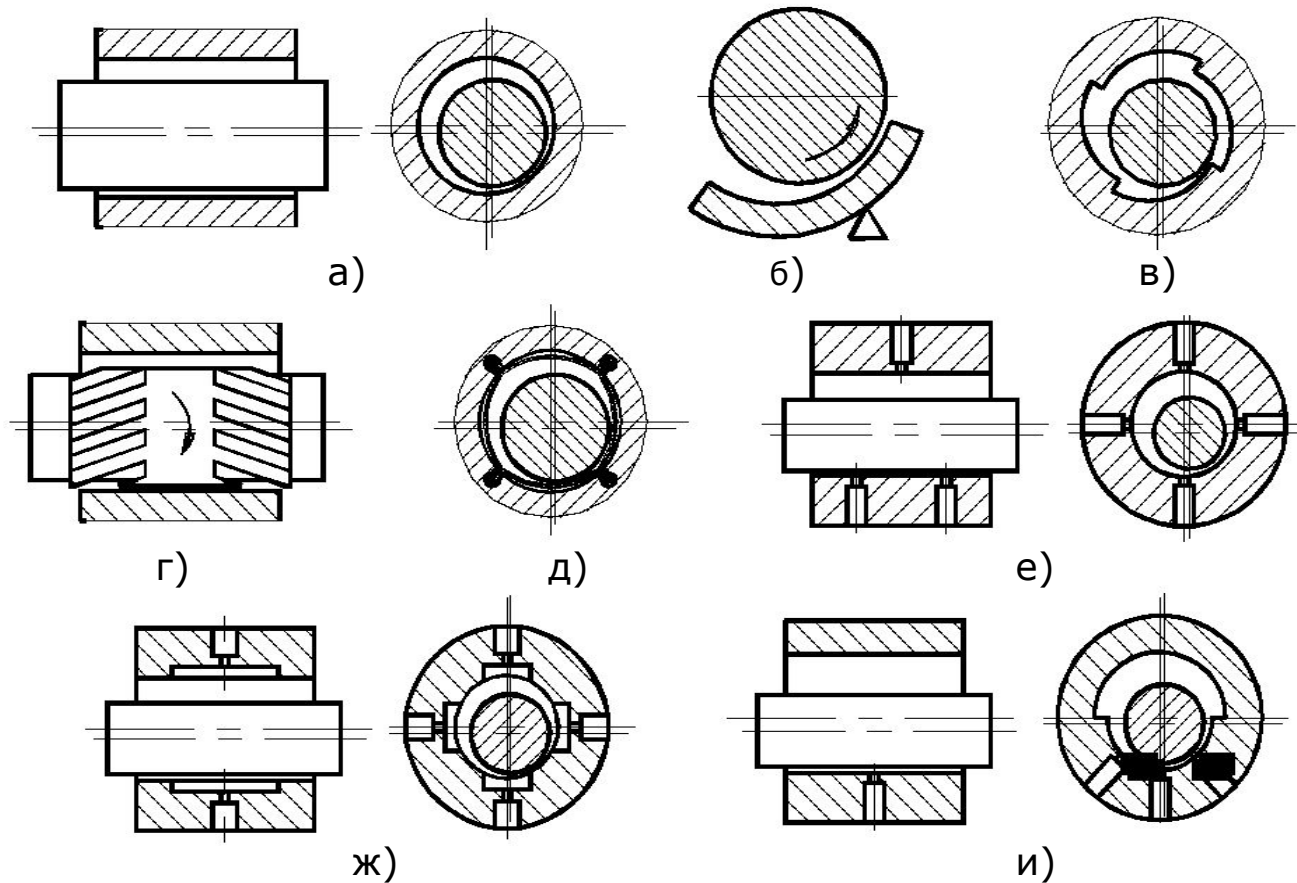
Основные области применения пластмассовых вкладышей в подшипниках

1) при невозможности применять жидкий смазочный материал и необходимости обеспечивать полную или частичную самосмазываемость (подвески автомобиля, подшипники некоторых химических и текстильных машин);

2) при смазывании рабочей средой (погружных насосов, некоторых пищевых машин);

3) в тяжелых тихоходных машинах, в которых не всегда обеспечивается жидкостная смазка, что связано с частыми пусками и остановками, с низкими скоростями, повышенными местными давлениями из-за упругих деформаций или технологических погрешностей.





(а-д – гидродинамические)

а – гладкий цилиндрический;

б – с неполным охватом цапфы;

в – многоклиновый;

г – с шевронными канавками;

д – ленточный;

(е-и – гидростатодинамические)

е – гладкий цилиндрический с одним (вверху) или двумя (внизу) рядами питающих камер;

ж – с карманами на рабочей поверхности вкладыша;

и – с несимметричным расположением камер и расточкой в ненагруженной части

Условия работы подшипников скольжения определяются основными параметрами режима работы (удельной нагрузкой  $p$  и угловой скоростью цапфы  $\omega$ ), наличием и типом смазочного материала (твёрдого, жидкого, газообразного), физико-механическими характеристиками контактирующих поверхностей.

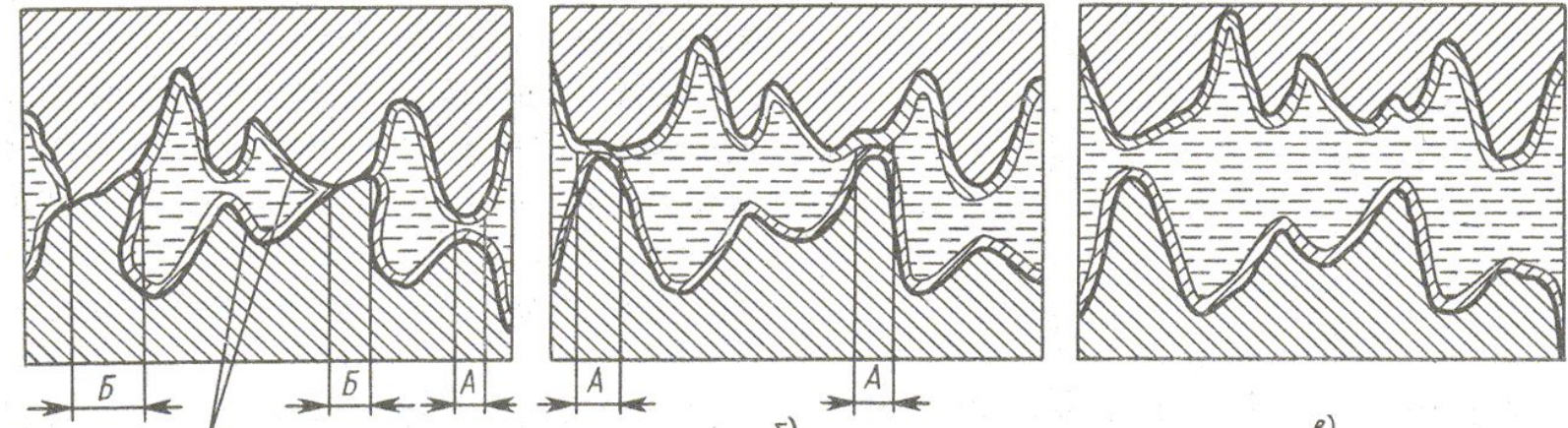
$$p = \frac{F_r}{dl}$$

$$f = \frac{2T_f}{F_r d}$$

– **коэффициент трения** в подшипнике; где  $T_f$  – момент трения в подшипнике;  $F_r$  – радиальная сила (опорная реакция подшипника).

$$\lambda = \frac{\mu \omega}{p}$$

– **безразмерный комплекс**, определяющий коэффициент трения; где  $\mu$  – динамическая вязкость смазочного материала.



а) Граничные пленки  
Сухое трение

б) Граничное трение

в) Жидкостное трение

### Характеристика видов трения

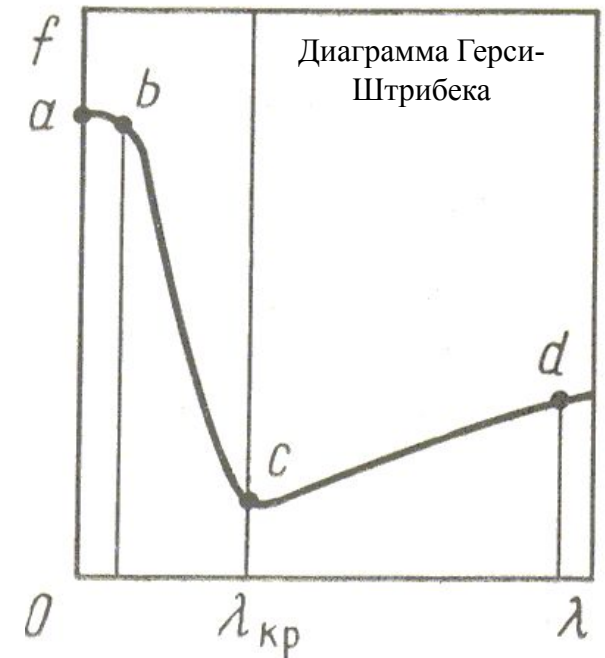
Жидкостное трение предполагает разделение опорных поверхностей подшипника и вала слоем смазочного материала. Коэффициент трения находится в пределах  $f=0,001...0,03$  в зависимости от вида смазки.

Полужидкостное трение имеет место при нарушении сплошности смазочной пленки, если поверхности вала и подшипника соприкасаются своими микронеровностями. Коэффициент полужидкостного трения равен  $f=0,01...0,1$ .

При граничной смазке поверхности вала и подшипника соприкасаются полностью или на участках большой протяженности. Раздельный смазочный слой отсутствует. Смазочный материал находится на контактирующих поверхностях только в виде адсорбированной пленки. Коэффициент достигает значений  $f=0,1...0,2$ .

Любая ветвь кривой начинается с зоны граничной смазки (высокие значения коэффициента трения при малых величинах зазора и  $\lambda$ ). С увеличением  $\lambda$  коэффициент трения в области полужидкостной смазки уменьшается, т.е. для подшипника с постоянной удельной нагрузкой и вязкостью смазочного материала с увеличением частоты вращения происходит увеличение зазора. Это означает, что вал всплывает на смазочной пленке, а число соприкасающихся микронеровностей уменьшается. При  $\lambda=\lambda_{кр}$  подшипник переходит в область жидкостной смазки, где коэффициент трения определяется гидродинамическими факторами и непрерывно повышается с увеличением  $\lambda$ .

Изменения коэффициента трения  $f$  в зависимости от характеристики режима  $\lambda=\omega \cdot \mu / p$  и минимального зазора

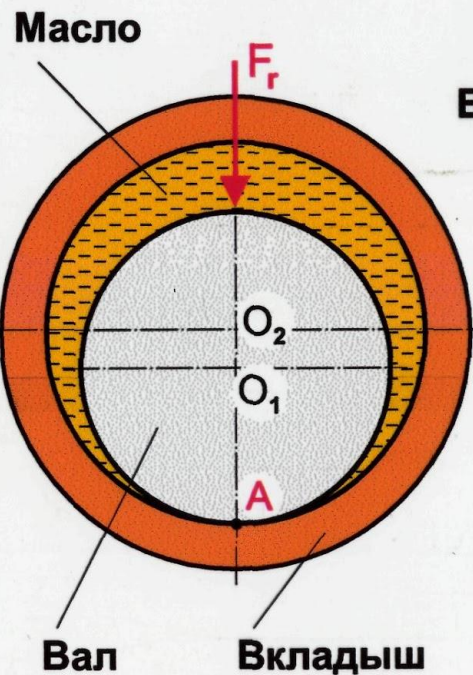


**К ВОПРОСУ О ЖИДКОСТНОМ ТРЕНИИ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ**

**Положение вала во вкладыше**

при угловой скорости

$\omega = 0$

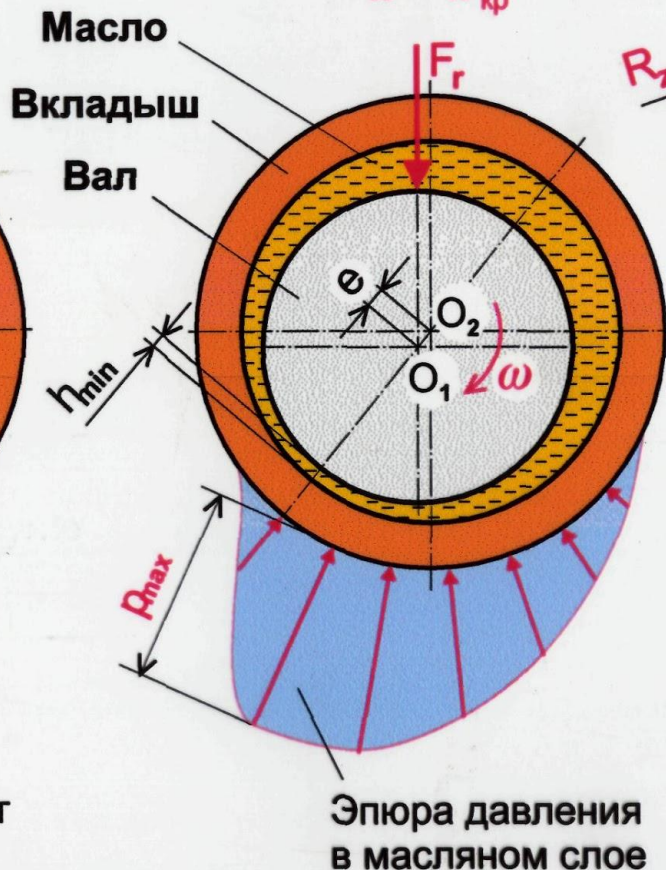


Металлический контакт  
в точке **A**

$f = 0.2 \dots 0.3$

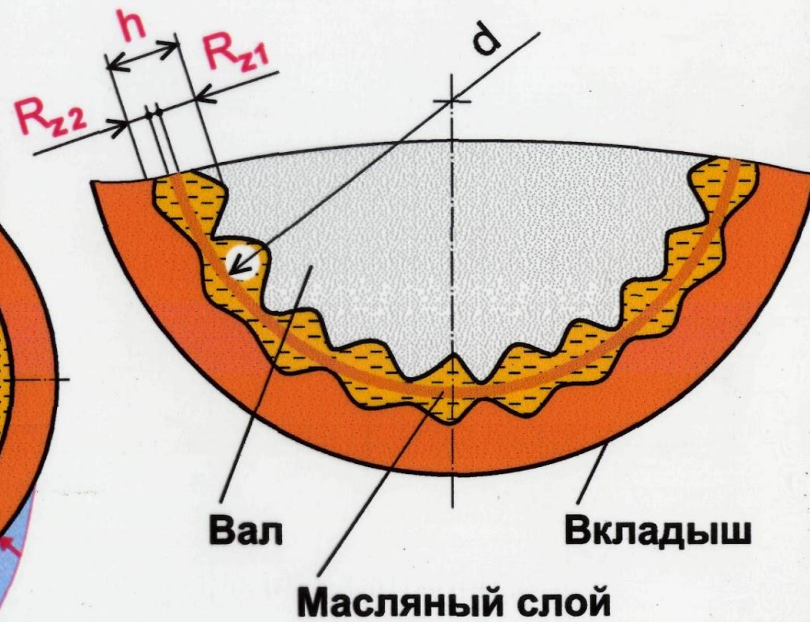
при угловой скорости  
больше критической

$\omega > \omega_{кр}$



$f \leq 0.005$

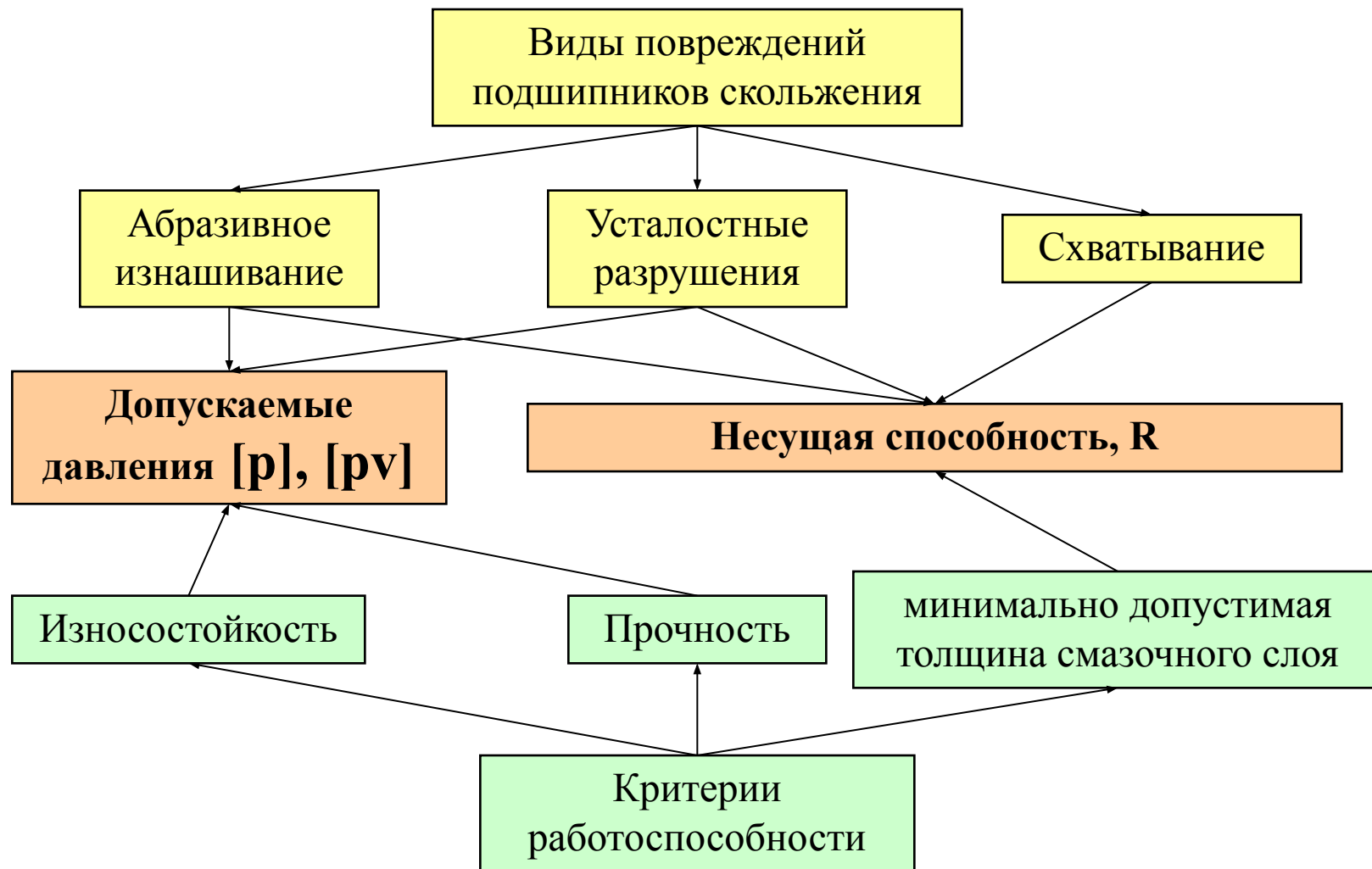
**Микрогеометрия вала и вкладыша**



При жидкостном трении толщина  
масляного слоя **h** между валом  
и вкладышем:

$h > R_{z1} + R_{z2}$





Условные расчеты подшипников скольжения

Условные расчеты, подшипников позволяют в простейшей расчетной форме использовать опыт конструирования и эксплуатации машин. Они дают удовлетворительные результаты, если расчетные параметры назначают по опыту работы машин данного типа с близкими характеристиками.

Для подшипников при жидкостной смазке условные расчеты применяют как предварительные; для подшипников, работающих при полужидкостной смазке, ввиду отсутствия соответственной теории расчета – как основные.

Нагрузочная способность зависит от мощности, расходуемой на трение. Для радиального подшипника:

$$P_f = \omega T_f = pvld$$

Условие триботехнической надежности:

$$pv \leq [pv]$$

В случае удовлетворения этого условия полагают, что тепловой режим обеспечит достаточную стойкость против заедания.

При небольших скоростях скольжения условие триботехнической надежности упрощается:

$$p \leq [p]$$

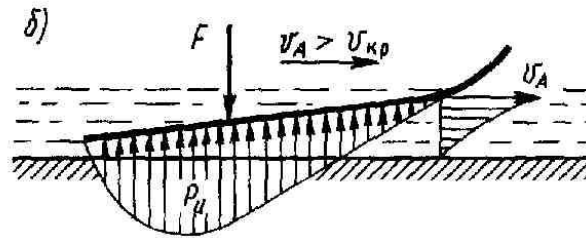
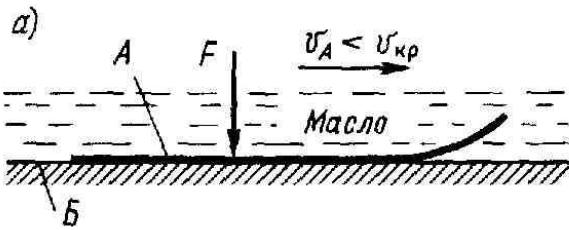
Допускаемые значения  $[p]$  и  $[pv]$  для подшипников скольжения

Параметры	Материал вкладыша						
	СЧ20	АСЧ-2	Бр010Ф1	БрА9ЖЗЛ	Б16	ЛКС80-3-3	Капрон
$v$ , м/с (менее)	0,5	1	10	4	12	2	4
$[p]$ , МПа	4	12	15	15	15	12	15
$[pv]$ , МПа·м/с	—	12	15	12	10	10	15

Примечание. Значения  $v$  максимально допустимые.

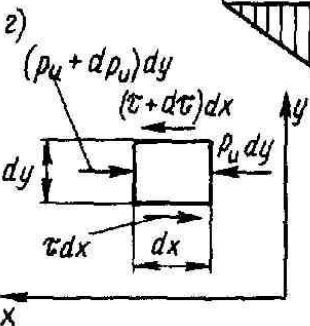
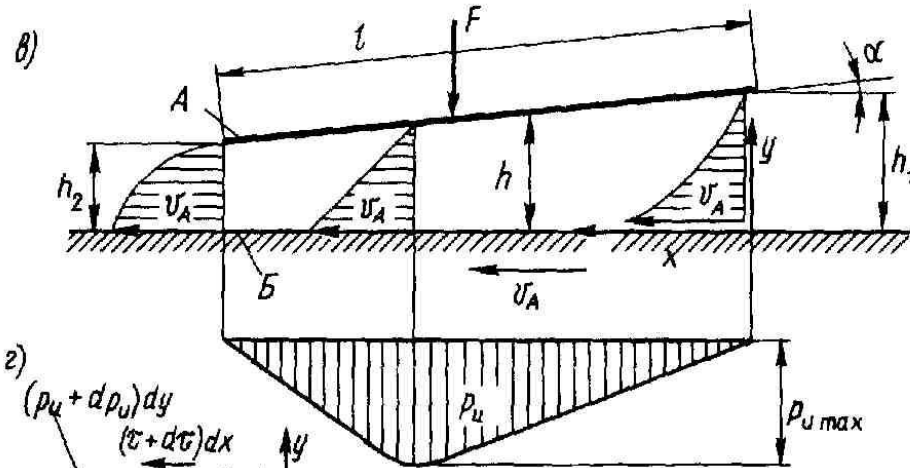
## ПОДШИПНИКИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

**Гидродинамический режим** смазки обеспечивается наличием клинового зазора и относительного движения между опорными поверхностями вала и подшипника, а также смачивающей способностью и вязкостью смазочного материала. В этом случае вращающийся вал затягивает смазочный материал в клиновидный зазор и увеличивает давление в зоне наибольшего сближения опорных поверхностей.



**Закон Ньютона**

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}$$

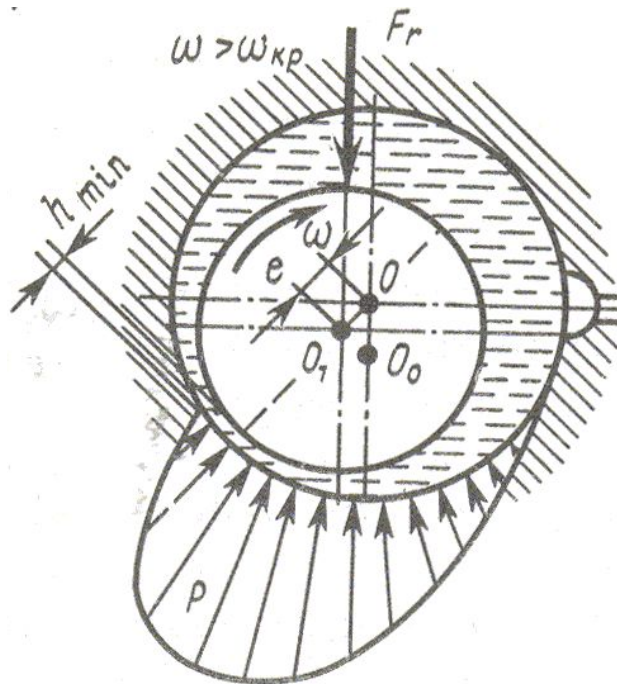


где  $\tau$  – напряжение сдвига от внутреннего трения при сдвиге слоев жидкости;  
 $\mu$  – динамическая вязкость жидкости, Па·с;  
 $v$  – скорость течения, м/с.

Закон Ньютона можно рассматривать как аксиому, подобно первому и второму его законам механики. Физический смысл закона можно объяснить так: два тонких слоя имеют некоторую разность скоростей, на общей границе слоев происходит сдвиг; сопротивление сдвигу (сила трения) пропорционально изменению скоростей в поперечном направлении (характеризуется производной  $dv/dt$ ).

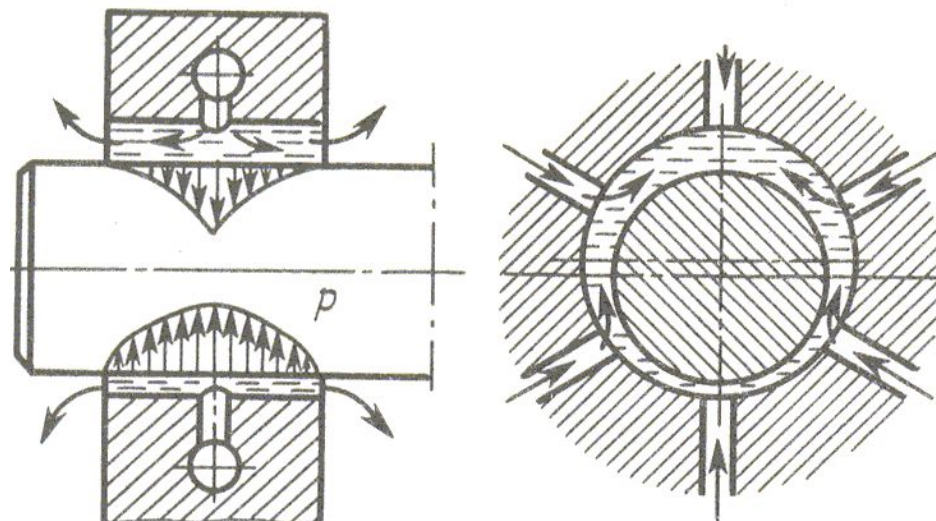
## ПОДШИПНИКИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

### ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ



**Гидродинамический режим** смазки обеспечивается наличием клинового зазора и относительного движения между опорными поверхностями вала и подшипника, а также смачивающей способностью и вязкостью смазочного материала. В этом случае вращающийся вал затягивает смазочный материал в клиновидный зазор и увеличивает давление в зоне наибольшего сближения опорных поверхностей.

### ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ



**Гидростатический режим** создается путем применения внешнего источника давления (насоса) и основывается на разности давлений в нагруженной и ненагруженной зонах подшипника, возникающей вследствие разных гидравлических сопротивлений (эффект гидростатического всплытия).

Гидростатические подшипники выполняют, как правило, с несущими камерами, а их опорные поверхности могут быть полного или частичного охвата. Запуск гидростатического подшипника можно осуществлять без граничного трения. **Гидростатодинамический режим** является сочетанием первых двух.

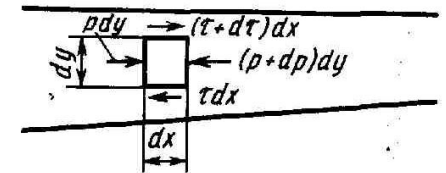
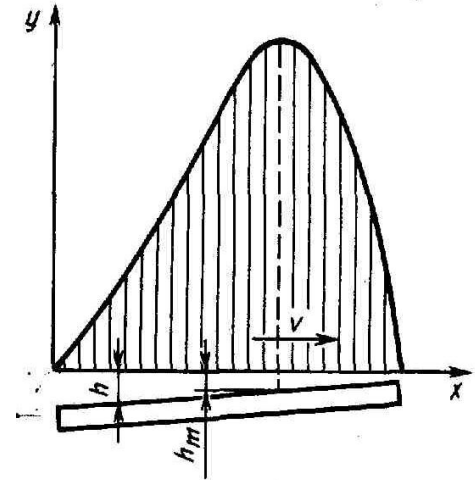
Задача об определении грузоподъемности подшипника скольжения основывается на решении уравнения Рейнольдса, физический смысл которого заключается в равенстве расходов смазочного материала в двух сечениях по соответствующим сечениям смазочного слоя:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U(t) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho V(t) + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t}$$

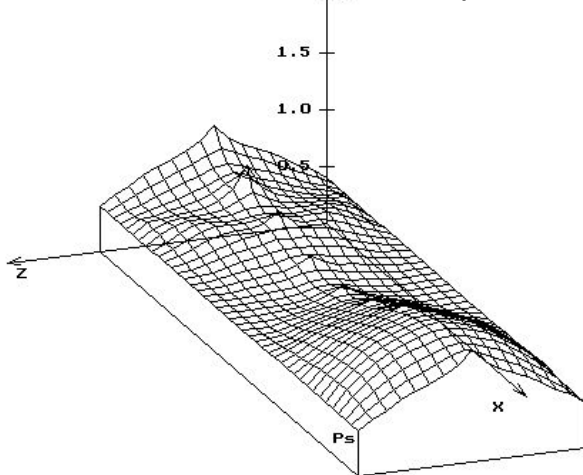
где  $\rho$  – плотность рабочего тела,  $\mu$  – динамическая вязкость рабочего тела,

$x$  – окружная координата,  $z$  – осевая координата,  $h$  – радиальный зазор,

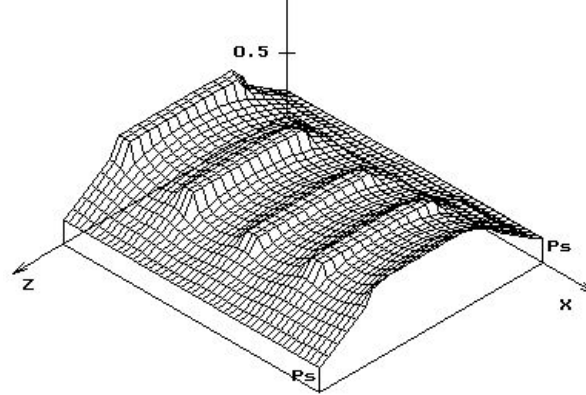
$t$  – время,  $P$  – давление смазочного слоя,  $U(t)$  и  $V(t)$  – составляющие скорости жидкости на поверхности вала.



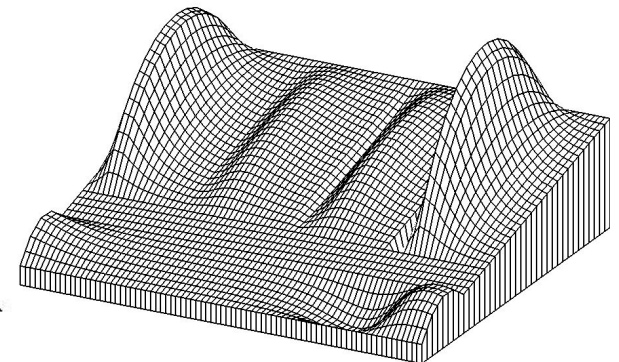
ГСДП с точечными камерами



ГСДП с прямоугольными камерами



Гибридный подшипник (МГД+ГДП)



Основная задача – обеспечение минимально допустимой толщины смазочного слоя, для чего выполняется расчет на несущую способность.

Подъемная сила в гидродинамическом подшипнике, уравнивающая внешнюю радиальную нагрузку:

где  $\psi = 2l/d$  – относительный радиальный зазор;

$\Phi_\epsilon$  – безразмерный коэффициент

подъемной силы, зависящий от относительного эксцентриситета  $\epsilon = e/d$ .

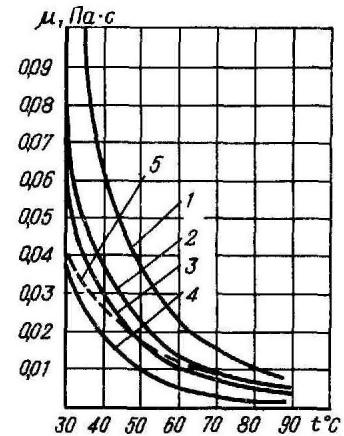
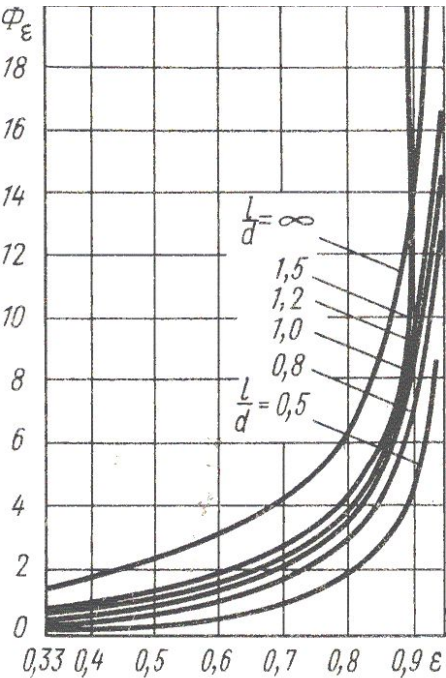
$$R = \frac{\eta\omega}{\psi^2} ld\Phi_\epsilon = F_r$$

Подъемная сила возрастает при увеличении скорости  $\omega$ , вязкости смазочного материала  $\mu$ , и эксцентриситета  $e$  и уменьшается при увеличении относительного зазора  $\psi$ .

Удельная нагрузка на подшипник равна:

$$p = \frac{F_r}{ld} = \frac{\eta\omega}{\psi^2} \Phi_\epsilon \quad \longrightarrow \quad \Phi_\epsilon = \frac{p\psi^2}{\eta\omega} = f(h_{min})$$

Коэффициент  $\Phi_\epsilon$  и определяющий его эксцентриситет  $e$ , а также толщина жидкостного слоя  $h_{min}$  в узком сечении определяются угловой скоростью  $\omega$ , динамической вязкостью  $\mu$  и внешней нагрузкой  $p$ . Необходимо учитывать, что вязкость сильно зависит от температуры.



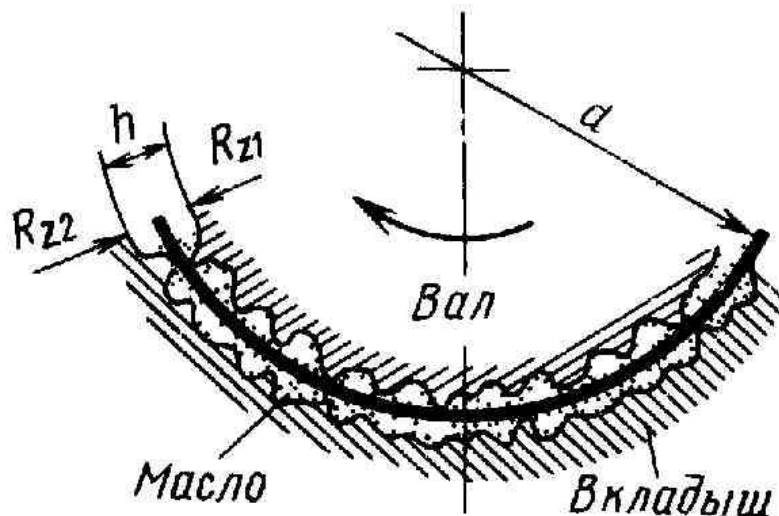
Условие надежной работы подшипника скольжения в режиме жидкостного трения:

$$h_{min} > h_{кр} \longrightarrow n_{\varepsilon} = \frac{h_{min}}{h_{кр}}$$

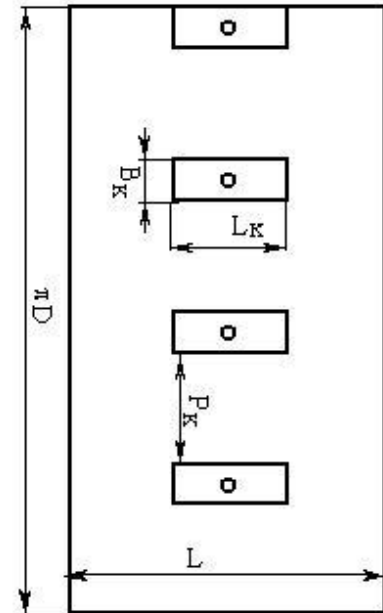
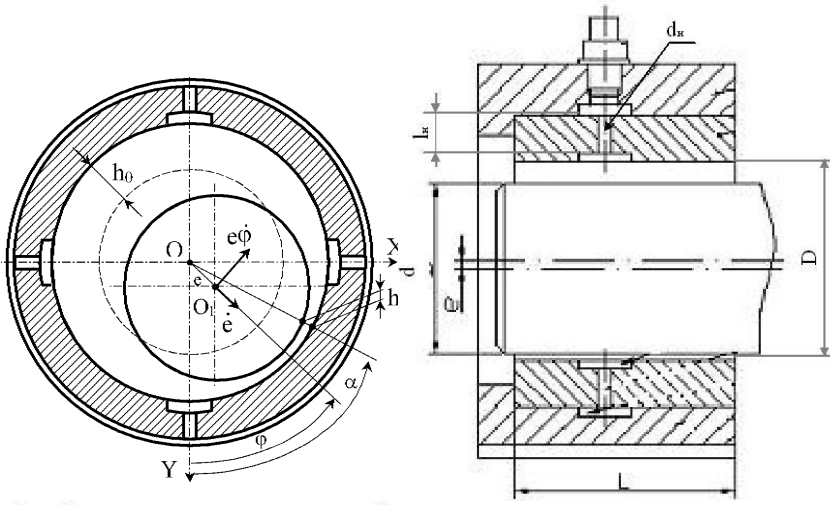
где  $h_{кр}$  – промежуток между цапфой и валом, при котором неровности еще соприкасаются.

$$h_{кр} = Rz_1 + Rz_2$$

Обычно параметры шероховатостей цапфы  $Rz_1 \leq 2.5$  мкм и подшипника  $Rz_2 \leq 5$  мкм и запас  $n_{\varepsilon} = 1.2 \dots 1.5$ . Большие значения запаса и минимальной толщины смазочного слоя **нежелательны** из-за возрастающих потерь на трение.



## Основные характеристики подшипников скольжения



### Геометрические параметры:

- $D$  – диаметр подшипника
- $L$  – длина подшипника
- $n$  – число дроссельных устройств
- $h_0$  – радиальный зазор
- $b$  и  $k$  – параметры камер
- $e$  – эксцентриситет

### Безразмерные параметры:

- $\varepsilon = \frac{e}{h_0}$  – относительный эксцентриситет
- $\Psi = \frac{h_0}{D}$  – относительный зазор
- $So = \frac{\mu \omega DL}{W} \left( \frac{D}{2h_0} \right)^2$  – число Зоммерфельда
- $Re = \frac{\pi \rho \omega D h_0}{\mu}$  – число Рейнольдса

### Характеристики:

Грузоподъемность  $W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2}$   $W_i = DL \cdot p_m = DL \iint_{xz} p_{(x,z)} dx dz$

Расход смазочного материала  $Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n Q_i$   $Q_i = \Psi \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\rho}}$

Потери мощности на трение и прокачку  $\Delta N = N_{np} - N_{mp}$

Динамические коэффициенты жесткости и демпфирования

$$K = \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} B_{XX} & B_{XY} \\ B_{YX} & B_{YY} \end{bmatrix}$$

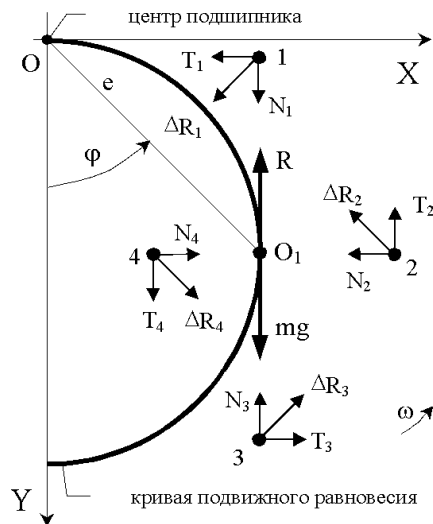


### Самовозбуждающиеся колебания валов в подшипниках скольжения

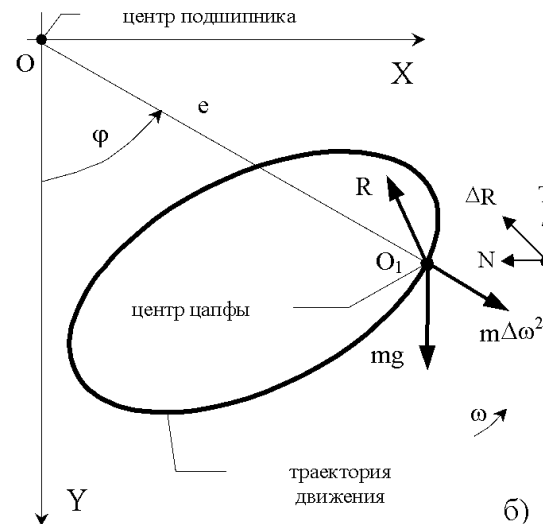
Самовозбуждающиеся колебания обычно возникают в условиях работы при малых эксцентриситетах и малой жесткости масляного слоя (легкие ротора [ $m < 2$  кг] высокоскоростных [ $n > 30000$  об/мин] турбоагрегатов).

Механизм развития колебаний:

первопричиной является то, что вал в подшипнике в связи с формой эпюры гидродинамического давления смещается под действием радиальной нагрузки не по направлению нагрузки, а под некоторым углом к ней. Между тем центробежная сила, действующая на вал, направлена по его смещению, поэтому она не может быть полностью уравновешена гидродинамическим давлением и появляется неуравновешенная окружная составляющая. Когда встречаются неизбежные неровности на рабочих поверхностях цапфы вала и подшипника, вал выводится из равновесного положения и под действием неуравновешенной составляющей центробежной силы возникает вихревое движение вала.



а)



б)

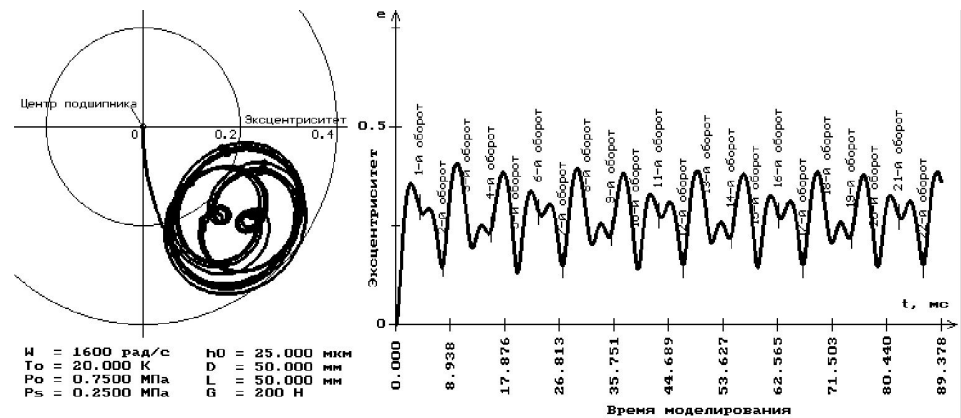
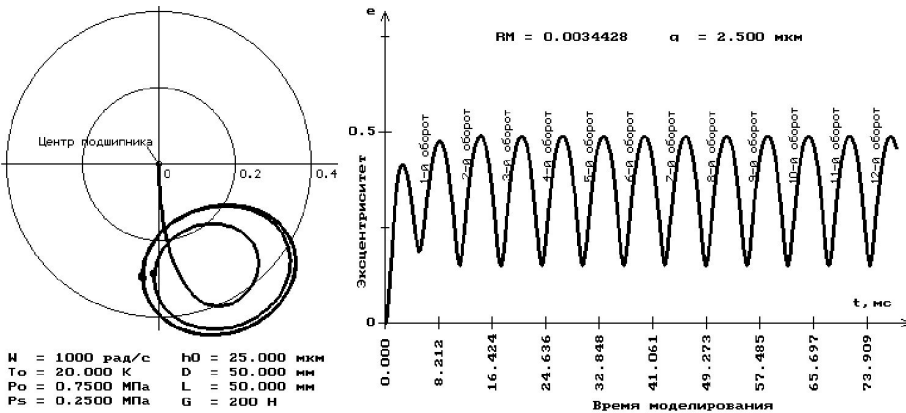
## Самовозбуждающиеся колебания валов в подшипниках скольжения

Этот вид колебаний, происходящих с частотой, равной примерно половине частоты вращения, и возможных при любой частоте вращения вала (наблюдается у жестких уравновешенных роторов, в частности на газодинамических подшипниках), носит название полускоростного вихря.

Самовозбуждающиеся колебания весьма опасны в таких машинах, как паровые турбины, роторы которых имеют большие скорости вращения и большие массы, а также в роторах на подшипниках с газодинамической смазкой.

При работе с большими эксцентриситетами цапфы в подшипнике колебания не возникают.

## Траектории движения ротора в подшипнике скольжения



### Методы борьбы с самовозбуждающимися колебания

Колебания в подшипниках предотвращают, обеспечивая работу подшипников с повышенными эксцентриситетами цапф (виброустойчивые подшипники скольжения).

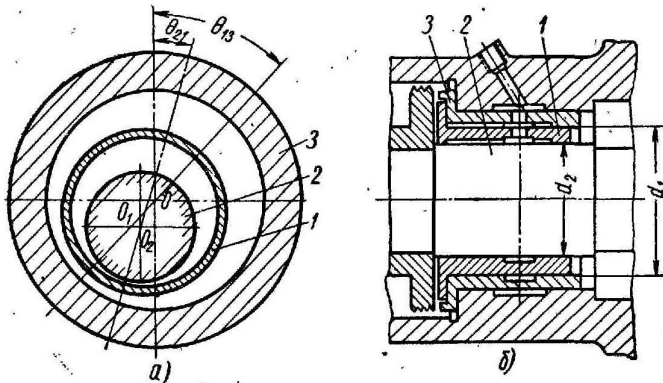
Это достигается расточкой подшипников

- расточка подшипников из смещенного центра относительно внешнего посадочного диаметра на величину, равную около 0,85 величины зазора;
- расточкой «лимонной» формы;
- применением многоклиновых подшипников: с самоустанавливающимися подушками, двухклиновые, трехклиновые (возникает внутреннее нагружение подшипника вследствие образования дополнительных масляных клиньев);
- подшипники с плавающей втулкой.

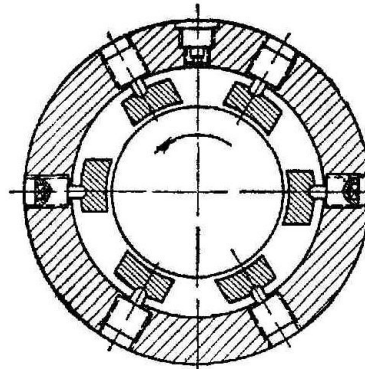
В подшипниках с газовой смазкой применяют искусственное радиальное нагружение, создаваемое при одностороннем подводе в подшипник воздуха под давлением.

### Конструкции виброустойчивых подшипников скольжения

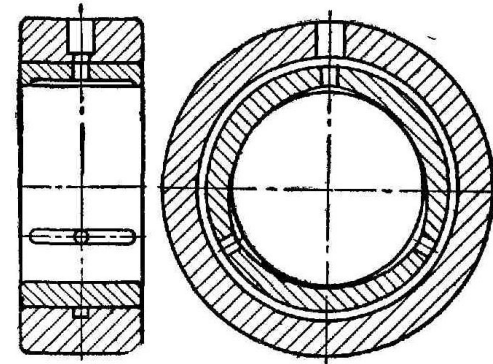
ПС с плавающей втулкой



Сегментный ПС



Трехклиновый ПС



### Особенности конструкций

Существенное влияние на работоспособность оказывает выбор оптимального отношения длины подшипника  $l$  к диаметру  $d$ .

Увеличение длины подшипника приводит к уменьшению среднего давления в подшипнике, но к резкому увеличению кромочных давлений и повышению температуры из-за местных сближений поверхностей и худшего охлаждения.

Уменьшение отношения  $l/d$  ниже некоторого предела приводит к усиленному вытеканию масла через торцы подшипника и к снижению несущей способности.

Отношение  $l/d$  берут малым при стесненных осевых габаритах, малых зазорах и больших скоростях и тем большим, чем меньше начальные и упругие перекосы валов в подшипниках.

В связи с повышением скоростей машин наблюдается закономерная тенденция уменьшения отношения  $l/d$ . В коротких подшипниках скольжения, изготавливаемых почти в габаритах подшипников качения  $l/d = 0,3...0,4$ ; в подшипниках быстроходных поршневых двигателей внутреннего сгорания (автомобильных)  $0,5...0,6$ ; в подшипниках дизелей  $0,5...0,9$ ; в подшипниках с жидкостной смазкой прокатных станов  $0,6...0,9$ ; в подшипниках общего машиностроения оно иногда доходит до  $1,5$ .

Оптимальное отношение  $l/d$  для большинства стационарных машин равно  $0,6...0,9$ . Более высокие значения отношения оправданы только в случаях высоких требований к демпфированию колебаний, особо высокой жесткости валов или самоустанавливающихся конструкций подшипников.

### Особенности конструкций

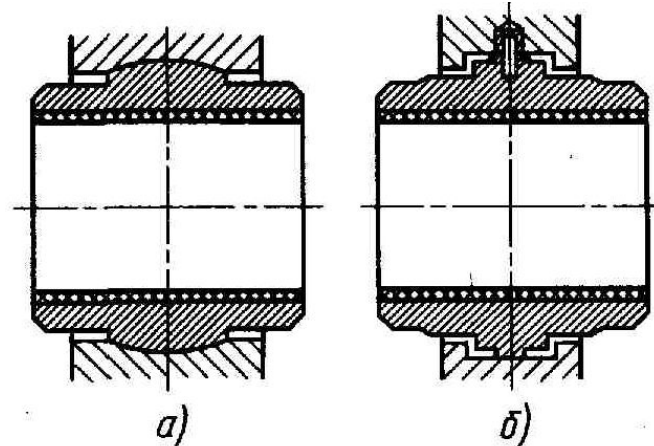
Важным условием хорошей работы подшипников являются малые перекосы осей цапфы и подшипника под нагрузкой. Особенно опасны кромочные давления при выполнении вкладышей из твердых материалов – чугуна и твердой бронзы.

Для уменьшения влияния перекосов применяют самоустанавливающиеся подшипники, в которых вкладыши выполняют со сферической опорной поверхностью, описанной из центра подшипника (рис. а).

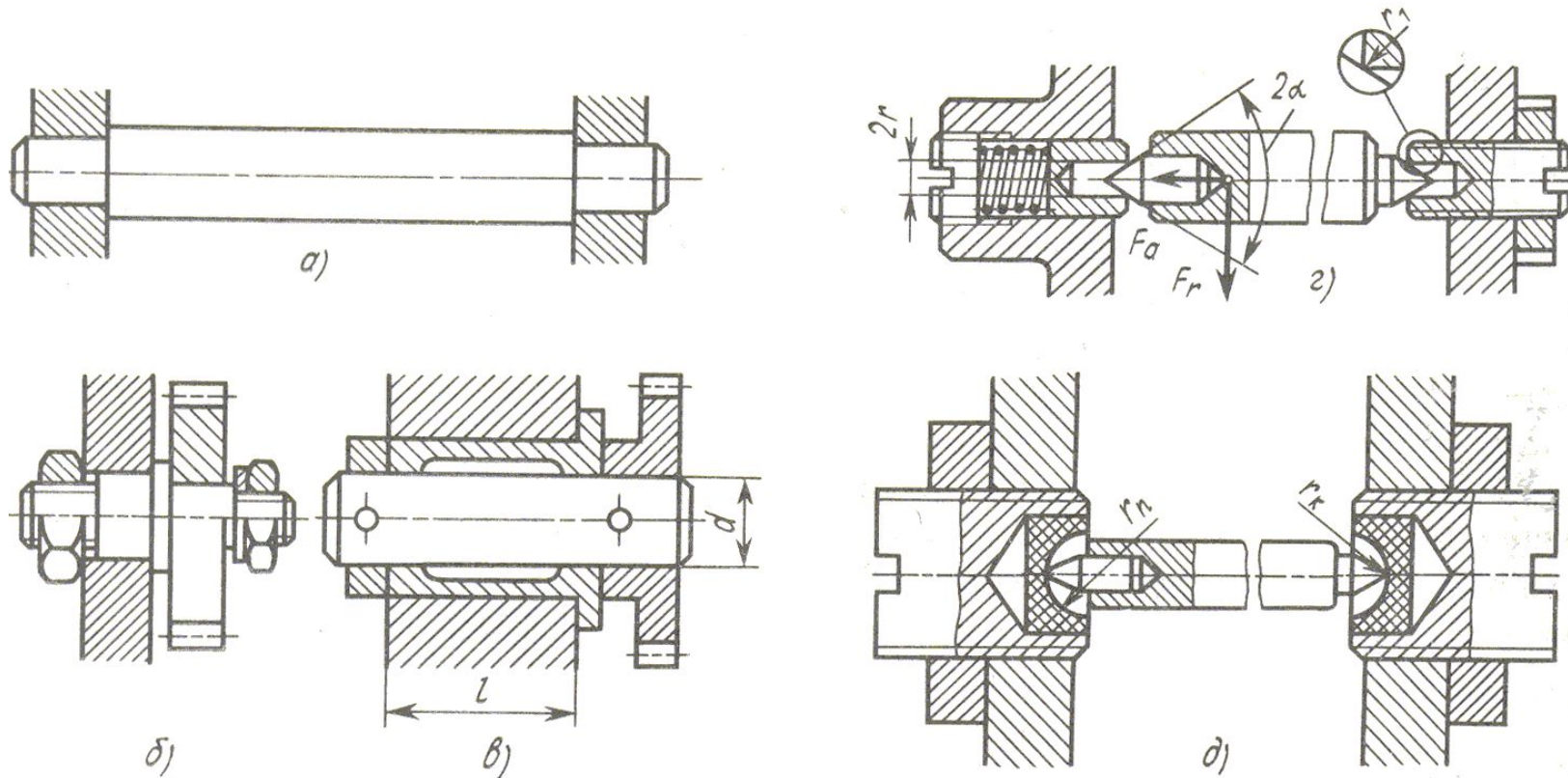
Иногда применяют опору в виде узкого пояска с малой угловой контактной жесткостью (рис. б).

Обычно самоустанавливающиеся подшипники применяют при невозможности точной установки, например, при монтаже на разных основаниях или при больших упругих деформациях валов.

Уменьшить кромочные давления можно также расточкой вкладыша не по цилиндрической поверхности, а по поверхности гиперboloида вращения с разностью диаметров по торцам и в середине (лимонная расточка) порядка 0,03...0,05 мм.

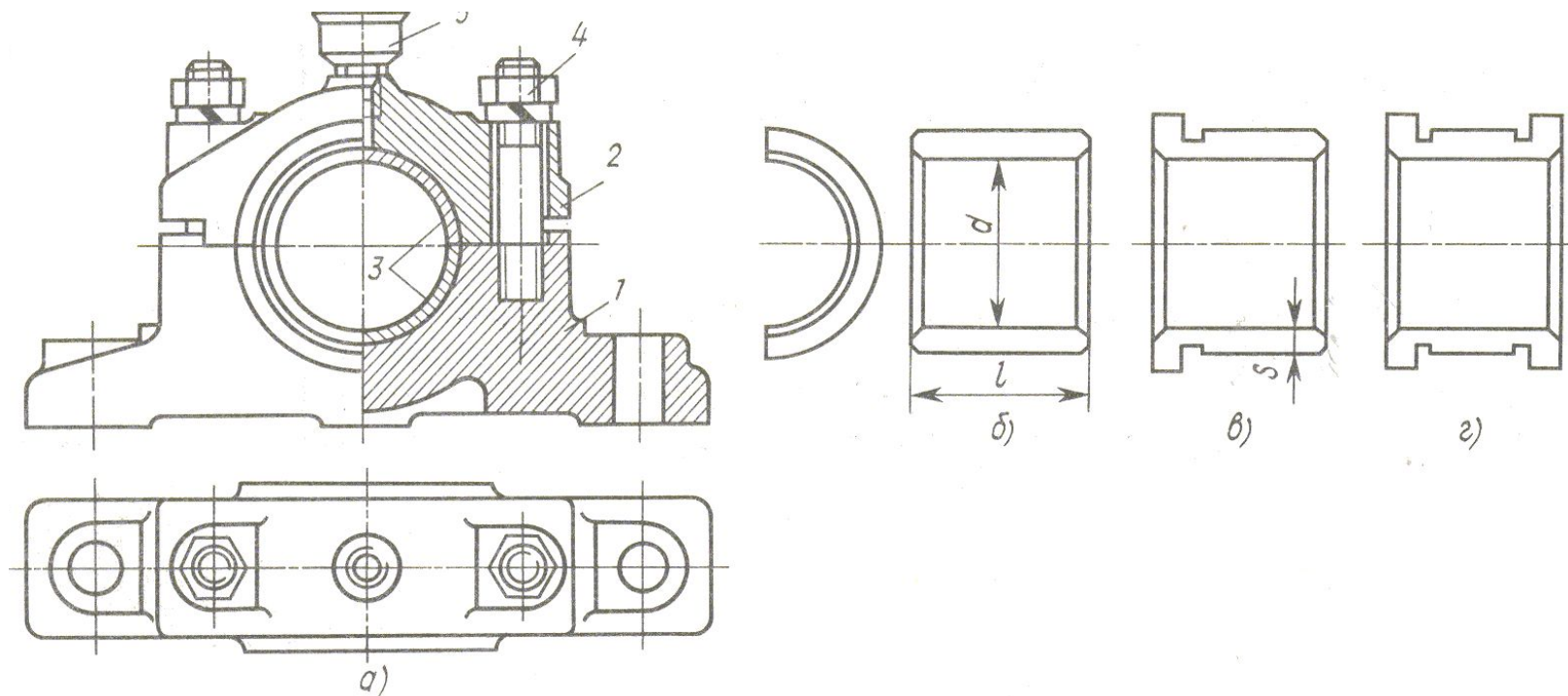


Подшипники скольжения состоят из двух основных частей: **корпуса** и **подшипниковой втулки (вкладыша)**, контактирующей с цапфой вала.

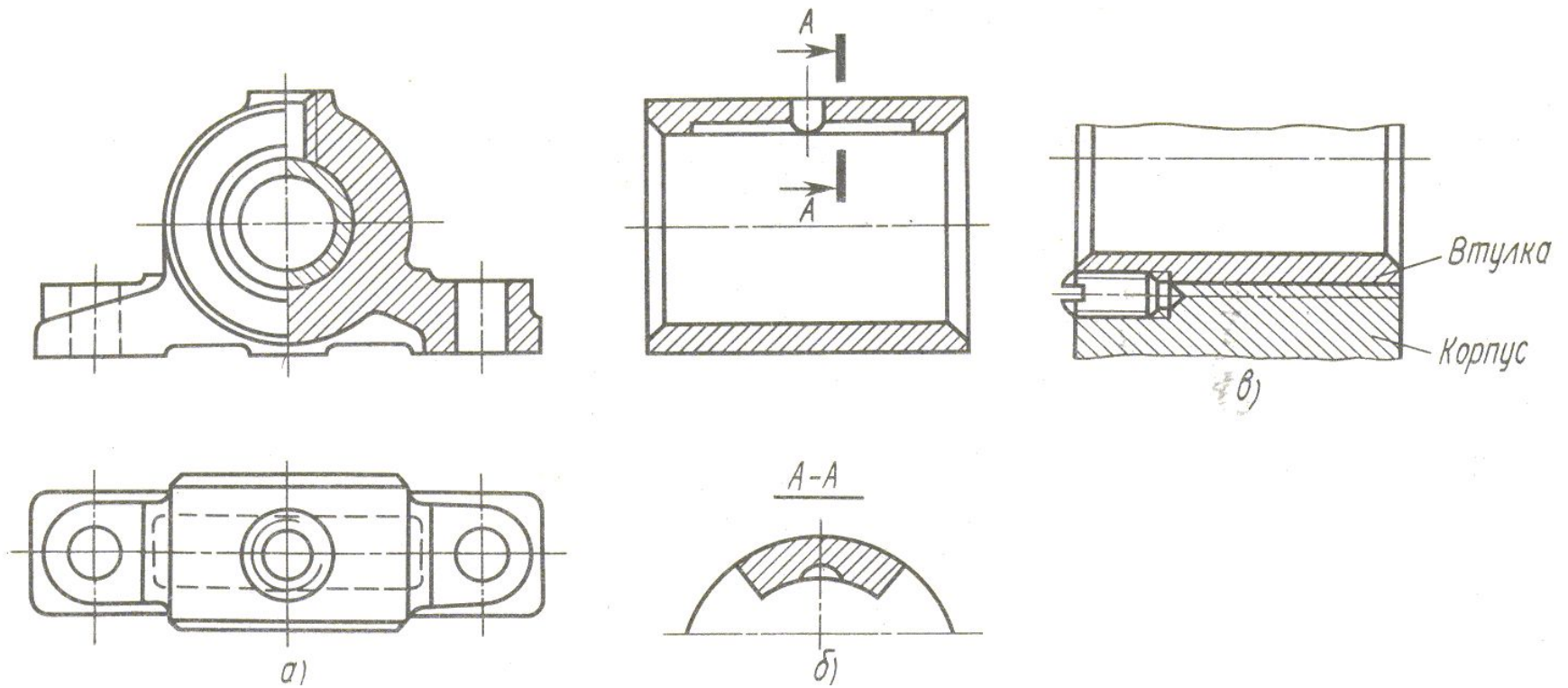


Подшипники скольжения приборов

Автономный **разъемный** подшипник скольжения

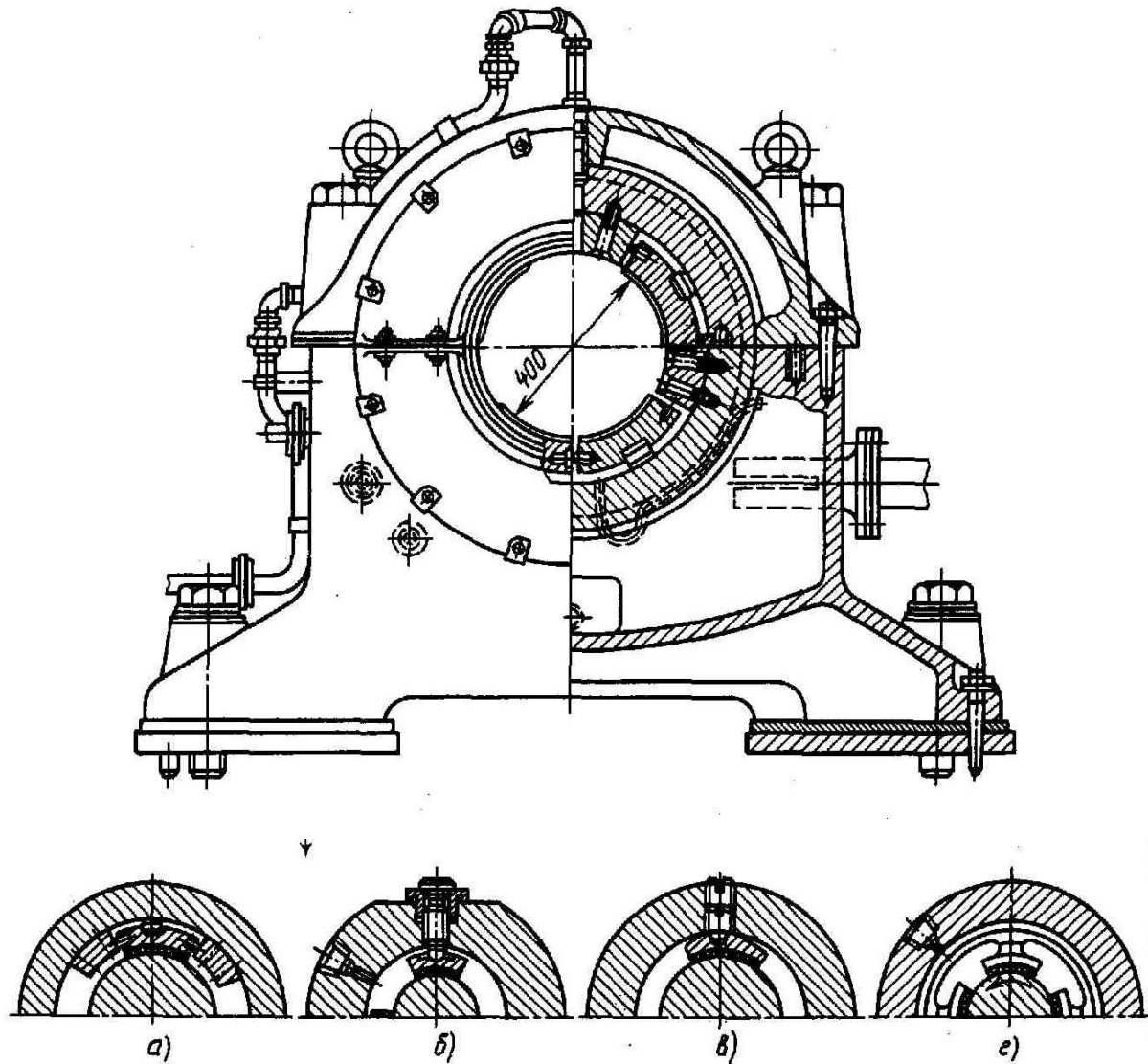


Автономный **неразъемный** подшипник скольжения





Сегментный подшипник



## Гидростатический подшипник

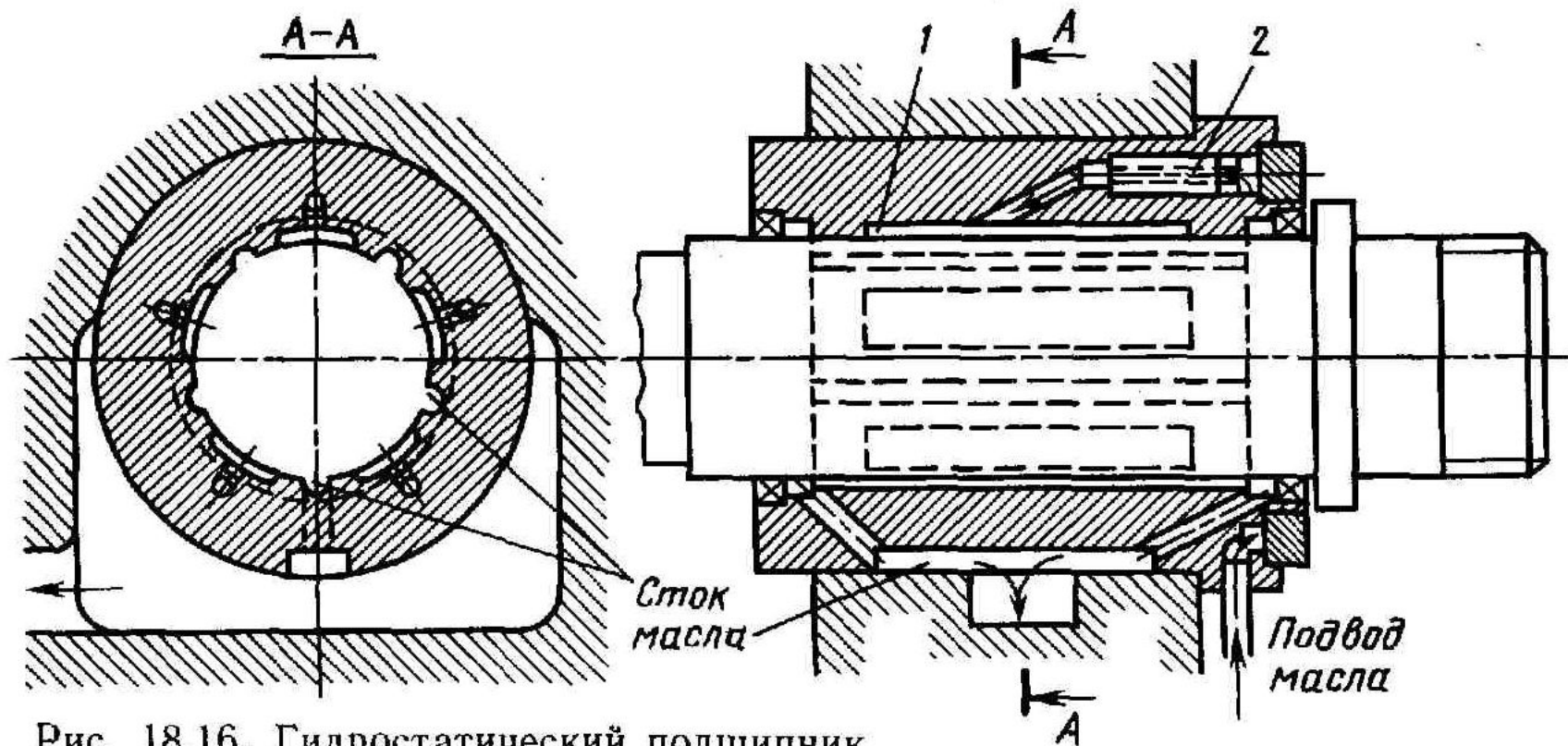
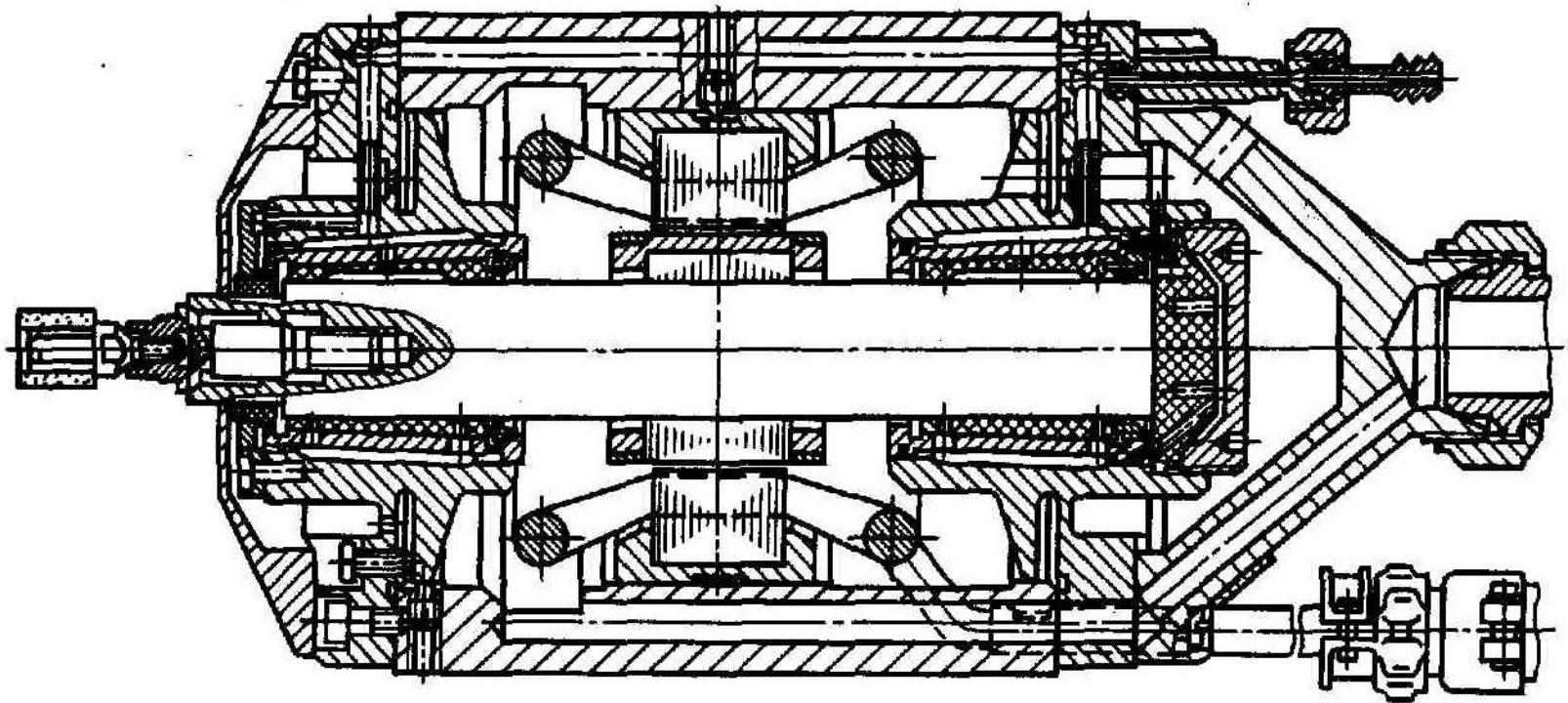


Рис. 18.16. Гидростатический подшипник

Газодинамический (воздух) подшипник шпинделя  
шлифовального станка



Упорные подшипники скольжения (подпятники)

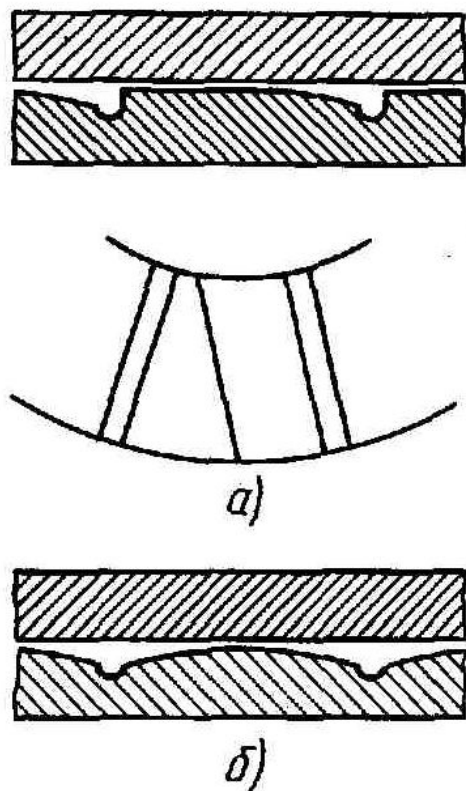


Рис. 18.19. Скосы на поверхности подпятника:  
 а — односторонние;  
 б — двусторонние

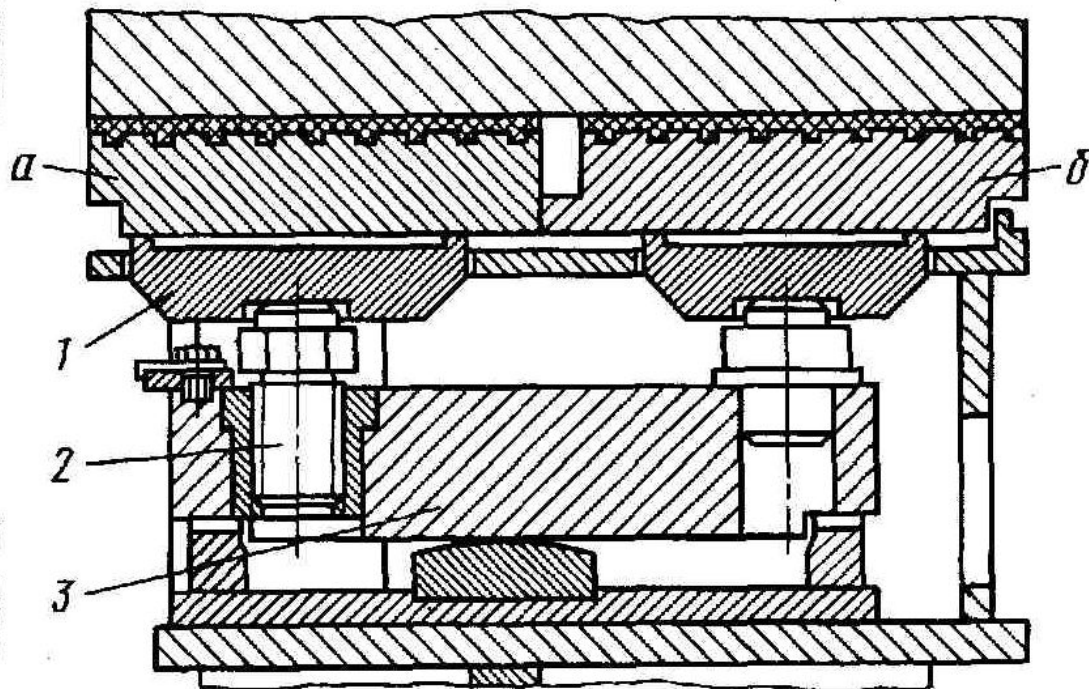
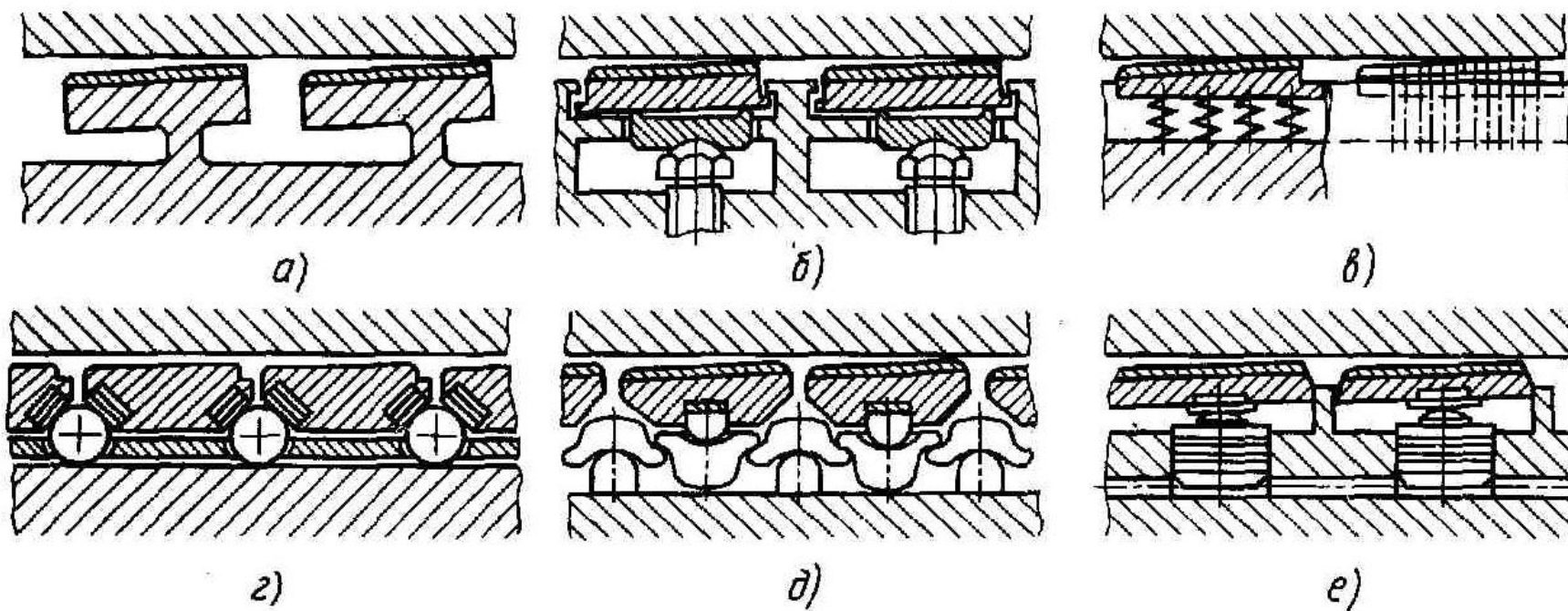


Рис. 18.20. Сегментный подпятник Волжской ГЭС:  
 а — внутренний ряд; б — внешний ряд; 1 — опорная шайба; 2 — опорный винт; 3 — балансир

Упорные подшипники скольжения (подпятники):  
конструкции опорных сегментов

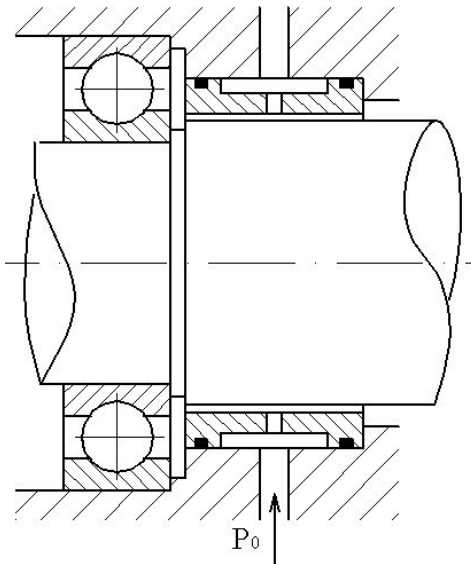


### Комбинированные опоры

Существуют варианты совмещения подшипников качения и скольжения, что позволяет использовать достоинства и исключить недостатки присущие каждому типу опор на различных режимах работы. Повышенная надежность в этом случае достигается за счет разделения и дублирования функций подшипников качения и скольжения.

Принцип работы комбинированной опоры, функционирующей на основе разделения нагрузок (КОРН), заключается в том, что на основном рабочем режиме ПК работает с меньшей нагрузкой по сравнению с его одиночной постановкой. Разгрузка ПК осуществляется за счет возникновения значительных гидродинамических реакций ПС (рис. а). Комбинированная опора с разделением скоростей (КОРС) обеспечивает вращение ротора в режиме пуска-останова в ПК, а по мере увеличения скорости вращения и роста гидродинамической реакции ПС, опора качения из работы выключается. Таким образом, на основном режиме ротор вращается только в ПС.

КОРН



КОРС

