

ТЕМА 3. ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ.

ЛЕКЦИЯ № 13. ОПОРЫ ОСЕЙ И ВАЛОВ. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ.

Вопросы, изложенные в лекции:

- 1 Опоры осей и валов. Общие сведения.
Классификация.
- 2 Подшипники скольжения. Общие сведения.
- 3 Режимы работы подшипников скольжения.
- 4 Смазка подшипников скольжения.
- 5 Расчет подшипников скольжения

Опоры осей и валов. Классификация

Опорами валов и вращающихся осей служат подшипники и подпятники.

Подшипник – часть опоры вала или оси, непосредственно взаимодействующая с цапфой. Воспринимает радиальные и осевые нагрузки и передает их на корпус или раму машины.

Подпятник – воспринимает осевые нагрузки, преимущественно вертикальные.

Классификация:

1 По направлению силовой нагрузки, воспринимаемой опорой:

1.1 *радиальные подшипники* воспринимают нагрузку, направленную перпендикулярно (по радиусу) к оси вращения;

1.2 *упорные подшипники* воспринимают нагрузку, направленную вдоль оси вращения (упорные подшипники называют подпятниками);

1.3 *радиально-упорные подшипники* воспринимают одновременно и радиальную, и осевую нагрузки, при этом радиальная нагрузка обычно больше осевой;

1.4 *упорно-радиальные подшипники* воспринимают и радиальную, и осевую нагрузки, но в этом случае радиальная нагрузка меньше осевой.

2 В зависимости от вида трения:

2.1 *подшипники качения;*

2.2 *подшипники скольжения*

Подшипники скольжения. Общие сведения

Подшипник скольжения - это опора или направляющая, в которой цапфа скользит по поверхности вкладыша.

Подшипники скольжения по конструктивным признакам делятся на *неразъёмные (глухие)* и *разъёмные*.

Неразъёмные подшипники скольжения (рисунок 1) находят широкое применение там, где нагрузки и скорости скольжения невелики ($v_{ск} \leq 3$ м/с) – в приборах и механизмах управления.

Разъёмные подшипники (рисунок 2) основное применение находят там, где невозможна или нежелательна осевая сборка (шейки коленчатых валов ДВС), а также в тяжёлом машиностроении для крепления тяжело нагруженных валов.

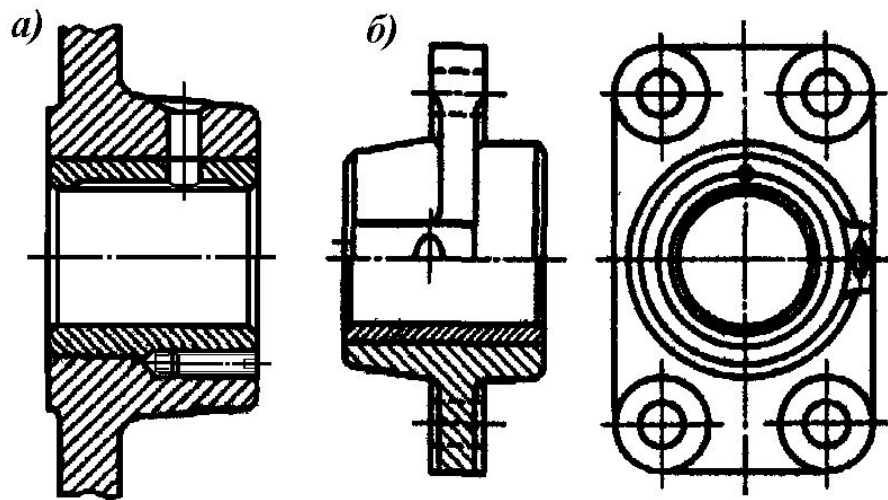


Рисунок 1 – Неразъёмные (глухие) подшипники скольжения:

а) встроенный в корпус; б) фланцевый

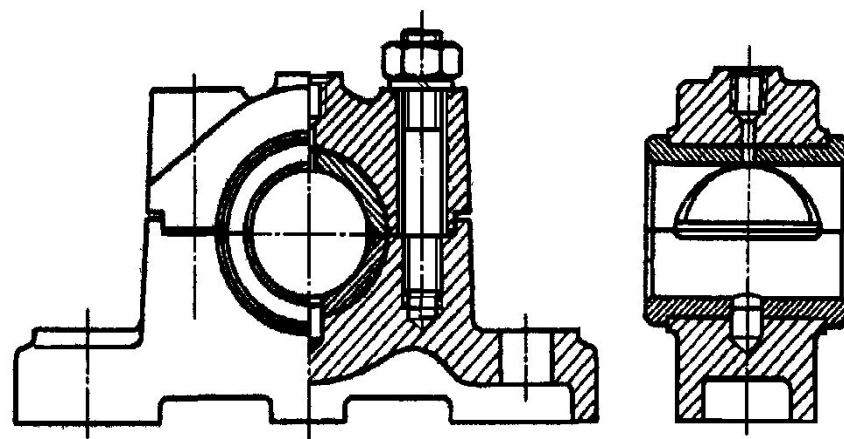


Рисунок 2 – Разъёмный подшипник скольжения

Подшипники скольжения. Общие сведения

Подшипники скольжения по виду воспринимаемой нагрузки бывают радиальными (рисунок 3 а) и осевыми (рисунок 3 б).

Самоустанавливающийся подшипник – подшипник, способный менять угловое положение продольной оси по отношению к поверхности основания, то есть отслеживать угловое положение цапфы вала (рисунок 4). Самоустанавливающиеся подшипники используют при большой длине цапф и возможной несоосности опорных узлов.

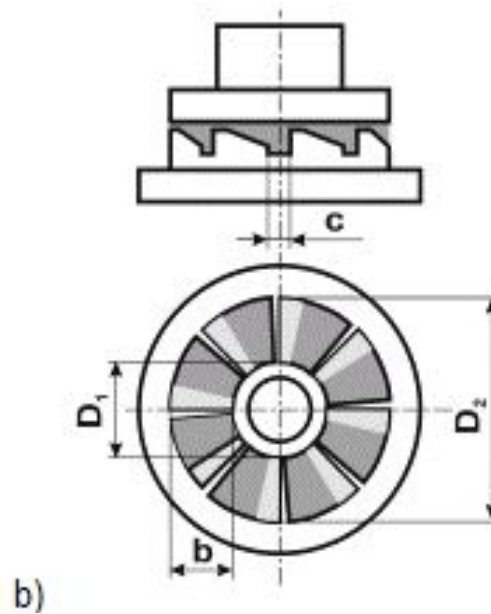
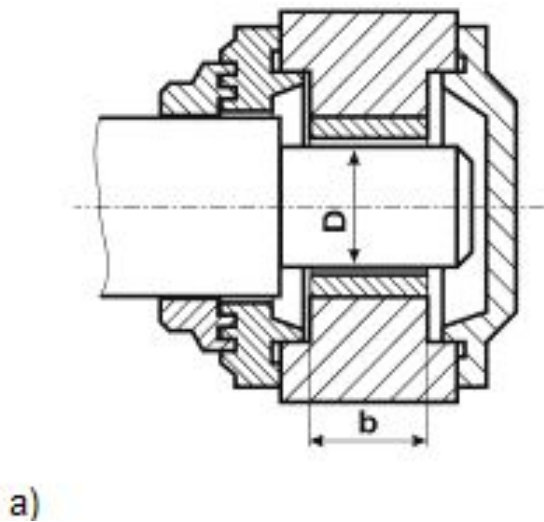


Рисунок 3 – Подшипники скольжения:
а) радиальный; б) осевой

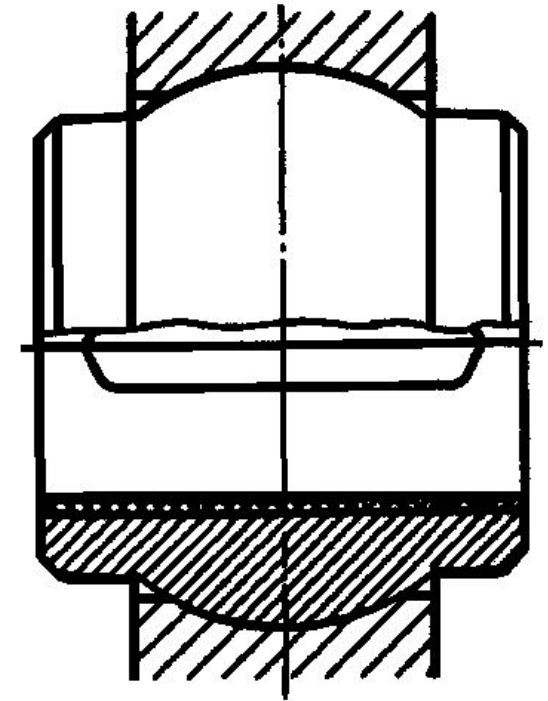


Рисунок 4 –
Самоустанавливающийся
подшипник

Подшипники скольжения. Общие сведения

Достоинства:

- 1 малые габариты в радиальном направлении;*
- 2 хорошая восприимчивость к динамическим нагрузкам (ударным и вибрационным);*
- 3 высокая точность сопряжения;*
- 4 хорошая прирабатываемость;*
- 5 высокая долговечность в условиях обильной жидкостной смазки;*
- 6 возможность работы в водной, абразивной и коррозионно-активной среде (при соответствующем подборе материалов);*
- 7 возможность сборки как в осевом, так и в радиальном направлениях*

Недостатки:

- 1 большие габариты в осевом направлении;*
- 2 значительный расход смазочного материала;*
- 3 необходимость следить за постоянным поступлением смазочного материала к рабочим поверхностям;*
- 4 высокий пусковой момент и большой износ в период пуска;*
- 5 необходимость использования в подшипнике дорогостоящих антифрикционных материалов.*

Режимы работы подшипников скольжения

Характеристика режима работы подшипника: $\lambda = \frac{\mu \omega}{p}$

μ - динамическая вязкость смазки;

ω - угловая скорость вала; p - среднее давление на опорную поверхность.

В зависимости от количества смазочного материала в подшипнике скольжения различают следующие режимы трения:

1) **жидкостное трение** – поверхности цапфы вала и подшипника разделены сплошным слоем смазки, непосредственное трение между ними отсутствует;

2) **полужидкостное трение** – сплошность масляного слоя нарушена; поверхности подшипника и цапфы вала контактируют вершинами микронеровностей на участках большей или меньшей протяженности;

3) **полусухое (граничное) трение** – поверхности цапфы вала и подшипника почти постоянно контактируют между собой, разделительный слой смазочного материала отсутствует, масло находится на поверхностях в виде адсорбированной пленки;

4) **сухое трение** – в зазоре между поверхностями цапфы вала и подшипника смазочный материал отсутствует полностью, вследствие чего эти поверхности находятся в состоянии непрерывного контакта.

Режимы работы подшипников скольжения

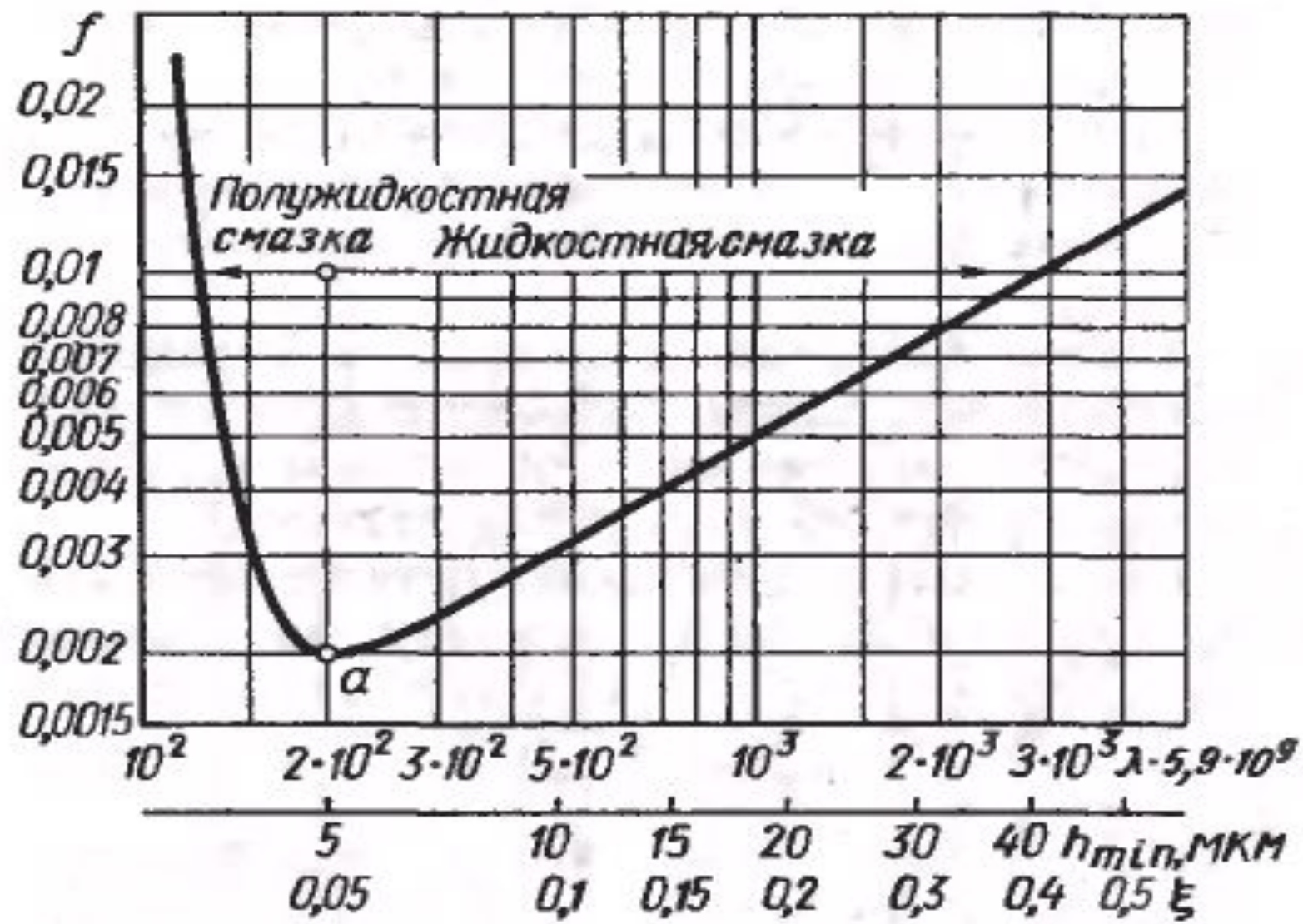


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента трения от характеристики режима работы

Режимы работы подшипников скольжения

Примеры саморегуляции подшипников скольжения.

Жидкостной режим трения:

1 Увеличивается $p \Rightarrow$ снижается $\lambda \Rightarrow$ уменьшается $f \Rightarrow$
 \Rightarrow уменьшается тепловыделение \Rightarrow повышается $\mu \Rightarrow$
 \Rightarrow устойчивое равновесие.

2 Повышается $t^0 C \Rightarrow$ снижается $\mu \Rightarrow$ уменьшается $\lambda \Rightarrow$
 \Rightarrow уменьшается $f \Rightarrow$ уменьшается тепловыделение \Rightarrow
 \Rightarrow устойчивое равновесие.

Полужидкостной режим трения:

Любой фактор, способствующий снижению (уменьшение вязкости масла, увеличение нагрузки), вызывает повышение коэффициента трения. $t^0 C \Rightarrow$ повышение, $\lambda \Rightarrow$ увеличение коэффициента трения f .

Выход из ситуации – контроль за частотой вращения.

Смазка подшипников скольжения

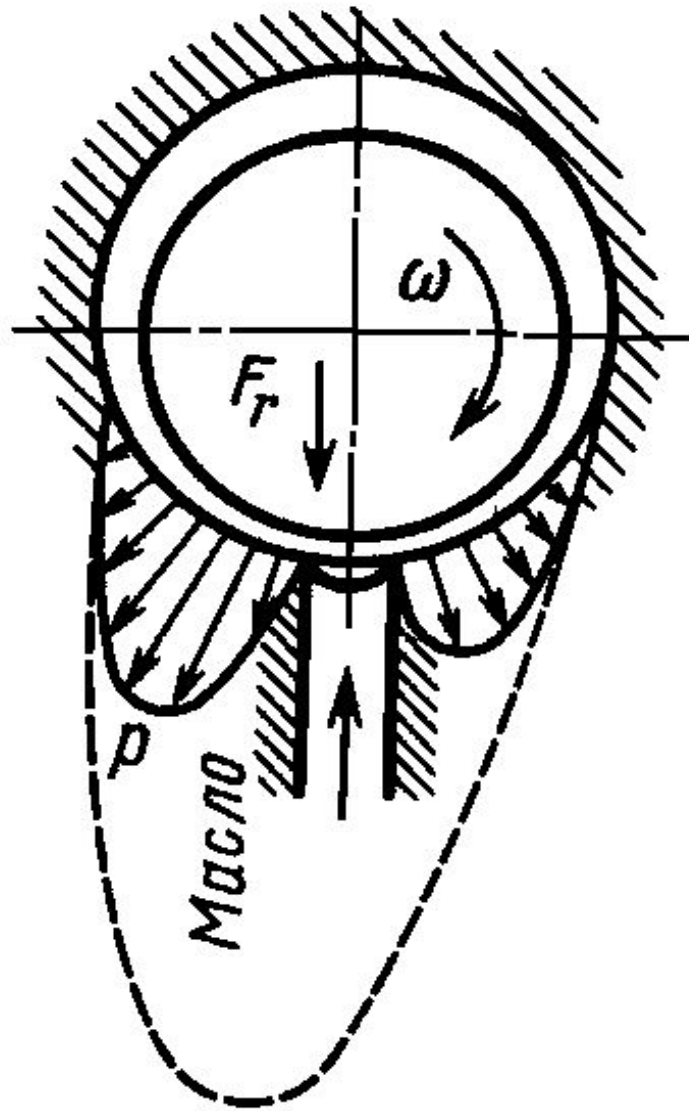
Смазка, применяемая для смазывания подшипников скольжения, по степени консистентности (по густоте, твёрдости) классифицируется:

- **твёрдая** - графит, дисульфид молибдена, некоторые обволакивающие металлы, например, индий;
- **пластичная** (консистентную, не обладающую свойством каплепадения)
 - солидол, литол, некоторые смазки ЦИАТИМ;
- **жидкая** – органические и минеральные масла, иногда вода и другие жидкости;
- **газообразная** – воздух, азот, инертные газы (аргон).

Чем выше вязкость смазочного материала, тем труднее он выдавливается из рабочего зазора подшипника и, следовательно, тем более толстым может быть его слой между цапфой и поверхностью подшипника в процессе их совместной работы. Наибольшее распространение в промышленных условиях получили **жидкая и консистентная смазки.**

При использовании жидкостной смазки в зависимости от способа подачи смазки в рабочий зазор подшипника и разделения твёрдых поверхностей слоем жидкой смазки различают **гидростатический и гидродинамический способы смазывания.**

Смазка подшипников скольжения



Гидростатический способ основан на разделении трущихся поверхностей за счёт статического напора (давления) подводимой к подшипнику смазочной жидкости, создаваемого внешним источником (насосом). Поэтому при гидростатическом способе смазывания смазочная жидкость подаётся навстречу основным нагрузкам (рисунок 6), действующим на цапфу вала, а давление насоса выбирается таким, чтобы цапфа вала всплывала на слое смазки. Применяется этот способ подачи смазки для смазывания подшипников тяжело нагруженных тихоходных валов (например, для смазки подшипников валов прокатных станов), для гидростатической центровки валов в прецизионных машинах.

Рисунок 6 – Гидростатическая смазка подшипника скольжения

Смазка подшипников скольжения

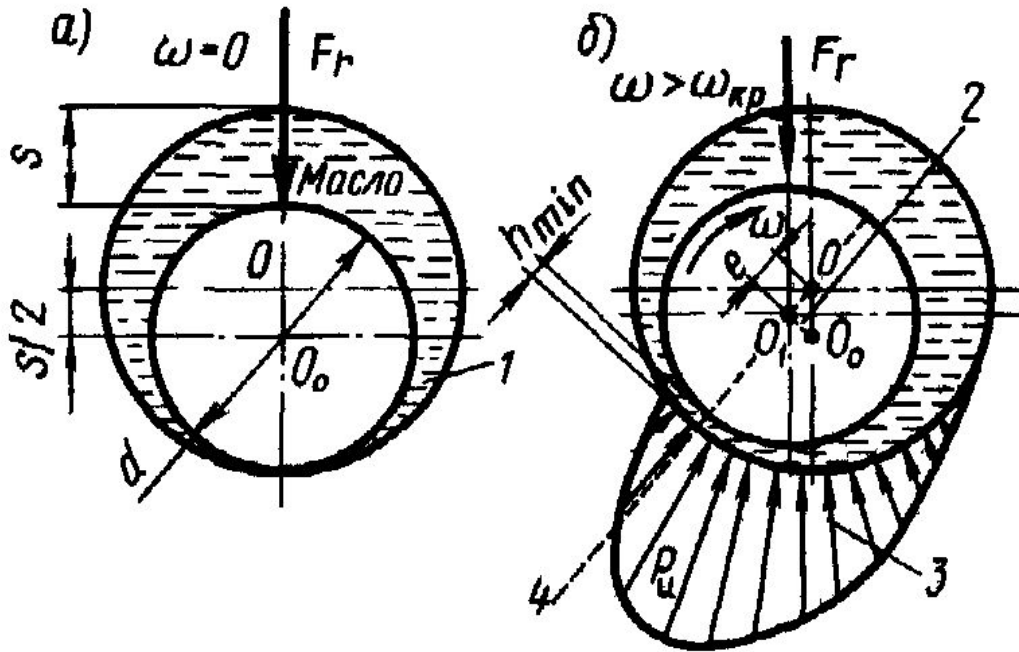


Рисунок 7 – Гидродинамическая смазка подшипника скольжения

Гидродинамический способ

реализуется только в процессе вращения цапфы в подшипнике после достижения критической скорости вращения (рисунок 7). В состоянии покоя цапфа вала лежит на поверхности подшипника (рисунок 7 а).

По мере увеличения угловой скорости цапфы (рисунок 7 б) частицы смазочного масла за счёт налипания на её поверхность втягиваются в клиновидный зазор между цапфой и подшипником.

В результате, цапфа вала всплывая, оторвётся от поверхности подшипника, – происходит полное разделение трущихся поверхностей. Давление, развивающееся в клиновом зазоре, повышается прямо пропорционально динамической вязкости масла, частоте вращения вала и обратно пропорционально толщине масляного слоя. Давление в клиновом слое может быть большим, и поэтому подача масла производится в зону разрежения, что не требует больших затрат мощности на смазывание и системы смазки высокого давления (насосы, фильтры, радиаторы, трубопроводы и т.п.).

Виды разрушения подшипников скольжения

В практике эксплуатации подшипников скольжения можно наблюдать следующие **виды их изнашивания**:

- 1) *абразивный* (происходит при попадании твёрдых частиц в рабочий зазор подшипника);
- 2) *усталостное выкрашивание* при действии пульсирующих нагрузок;
- 3) *перегрев*, являющийся следствием сухого трения и приводящий в конечном итоге к заеданию цапфы в подшипнике, появлению задиров или к выплавлению антифрикционного слоя материала.

Таким образом, **основной критерий работоспособности подшипника скольжения** – износоустойчивость трущейся пары.

Требования к материалам фрикционной пары:

- 1) *малый коэффициент трения;*
- 2) *высокая износостойкость и сопротивление усталости;*
- 3) *хорошая теплопроводность;*
- 4) *прирабатываемость и смачиваемость маслом.*

Материалы фрикционной пары ПС

- 1) *антифрикционные чугуны* (АЧС, АЧВ и др.) – при спокойной нагрузке, удельном давлении до 20 МПа и скоростях скольжения до 5 м/с;
- 2) *бронзы оловянистые* (БрОЦС5-5-5; БрОФ10-1 и др.), *свинцовистые* и *оловянисто-свинцовистые* (БрС-30; БрО5С25 и др.), *безоловянистые* (БрА9Ж3Л; БрА10Ж4Н4Л и др.) – при скоростях скольжения до 12 м/с и удельных давлениях до 25 МПа;
- 3) *латуни* (ЛАЖМц52-5-2-1, ЛКС80-3-3 и др.) – при скоростях скольжения до 2 м/с и удельных давлениях до 12 МПа;
- 4) *баббиты*, например Б89 (89% олово, 9% сурьма, ост. медь) - для условий обильной смазки и хорошего теплоотвода при скоростях скольжения до 15 м/с и удельных давлениях до 12 МПа;
- 5) *лёгкие сплавы на алюминиевой основе* – для неответственных подшипников (литейные АЛ3, АЛ4, АЛ5, деформируемые АК4, АК4-1);
- 6) *неметаллические материалы* (ДСП, текстолит, поликарбонаты, капрон, нейлон, фторопласты, резины) - при скоростях скольжения до 5 м/с и удельных давлениях до 10 МПа, некоторые из этих материалов (ДСП, резины) допускают использование воды в качестве смазки;

Материалы фрикционной пары ПС

7) *металлокерамика* (бронзографит, железографит) - при скоростях скольжения до 3 м/с, удельных давлениях до 6 МПа и недостатке смазки. Металлокерамика отличается высокой пористостью (поры занимают до 40 % объёма), вследствие чего способна впитывать большие количества масла, этого запаса масла хватает обычно на несколько месяцев работы подшипника без смазки.

Для работы с подшипником, цапфы вала необходимо подвергать термической или химико-термической обработке с целью получения высокой твёрдости рабочей поверхности ($HRC > 50 \dots 55$). Точность изготовления диаметральных размеров цапфы – по 6...7 качеству ЕСДП, а шероховатость поверхности Ra – 2,5...0,25 мкм. Более высокая гладкость поверхности цапфы нежелательна (хуже удерживает смазку).

Высота микронеровностей цапфы Rz_1 и вкладыша Rz_2 должна обеспечивать режим жидкостной смазки. Т.к. в реальных условиях при установке подшипников имеют место перекосы вала, погрешности формы и температурные деформации, принимают:

$$h_{\min} \text{ — минимальная толщина масляного слоя. } h_{\min} \geq 2(R_{z_1} + R_{z_2})$$

Расчет подшипников скольжения

Для проверки основных размеров цапфы подшипника – длины l и диаметра d сравнивают расчетное и допускаемое давление в подшипнике. В этом случае условие прочности по среднему давлению p между контактирующими поверхностями цапфы вала и подшипника можно записать как:

$$p = \frac{R}{d \cdot l} \leq [p]$$

где R – радиальная нагрузка, действующая на цапфу вала,

$[p]$ – допустимая величина этого давления.

При проектном расчёте принимается следующее **допущение**: удельное давление считается *равномерно* распределённым как *по диаметру цапфы*, так и *по её длине*.

При проектном расчёте задаются величиной коэффициента длины подшипника ψ . Для незамоустанавливающихся опор рекомендуют принимать $\psi = 0,4 \dots 1,2$ (в отечественной технике чаще всего $\psi = 0,6 \dots 0,9$). Применение самоустанавливающегося подшипника позволяет увеличить коэффициент длины до $\psi = 1,5 \dots 2,5$.

Расчет подшипников скольжения

При заданном коэффициенте длины подшипника его диаметр может быть найден по соотношению:

$$d \geq \sqrt{\frac{R}{[p]\psi}}$$

Величину энерговыделения в работающем подшипнике характеризует произведение среднего давления p на скорость скольжения v . С целью предотвращения перегрева подшипника производится его проверка и по этому критерию:

$$pv = \frac{\pi R n}{60 l} \leq [pv].$$

где n – частота вращения цапфы вала.

Исходя из последнего выражения, при известных материалах трущейся пары цапфа-вкладыш подшипника, удобно найти длину подшипника следующим образом:

$$l \geq \frac{\pi R n}{60 [pv]};$$

а далее можно вычислить необходимый диаметр цапфы:

$$d \geq \frac{R}{l [p]}$$

Конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы работы ПС

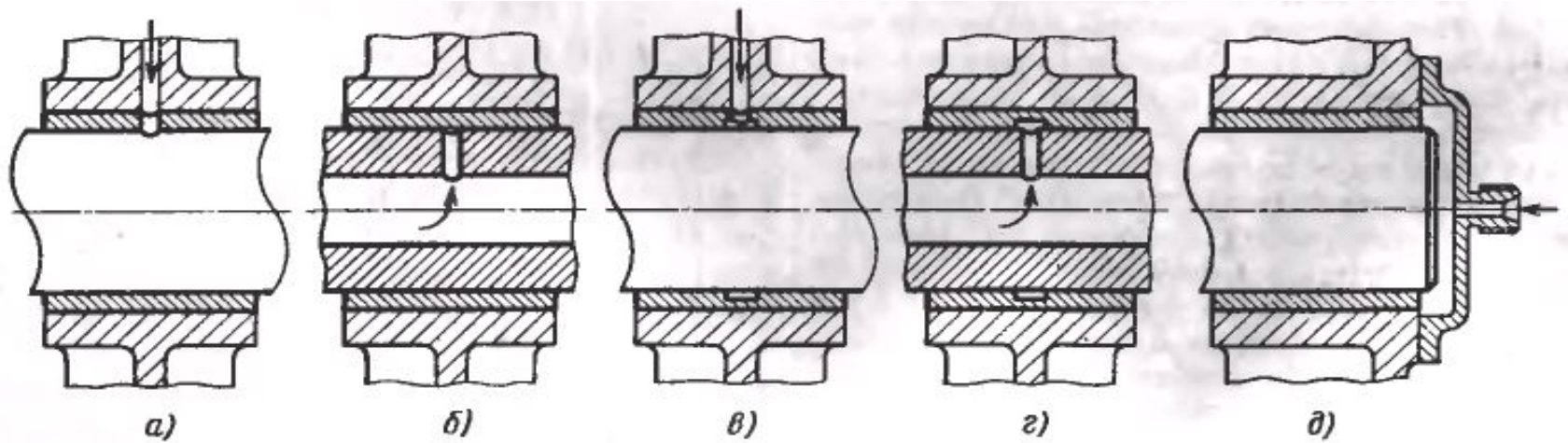


Рисунок 8 – Ввод масла в подшипник

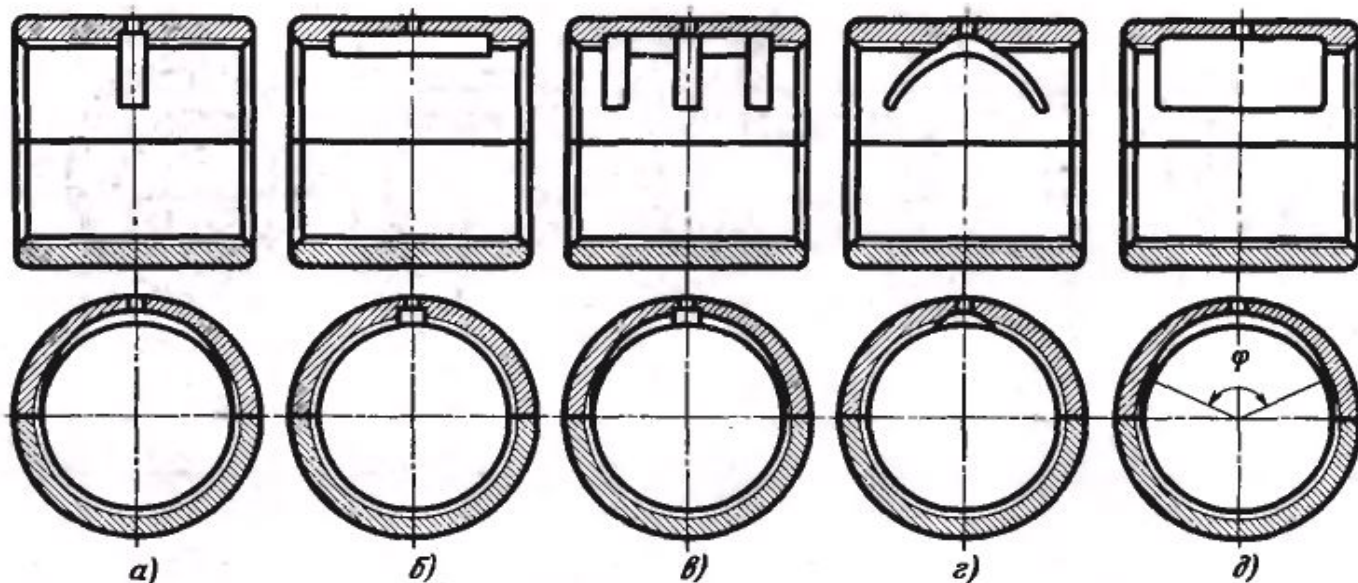


Рисунок 9 – Маслораздаточные канавки

Конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы работы ПС

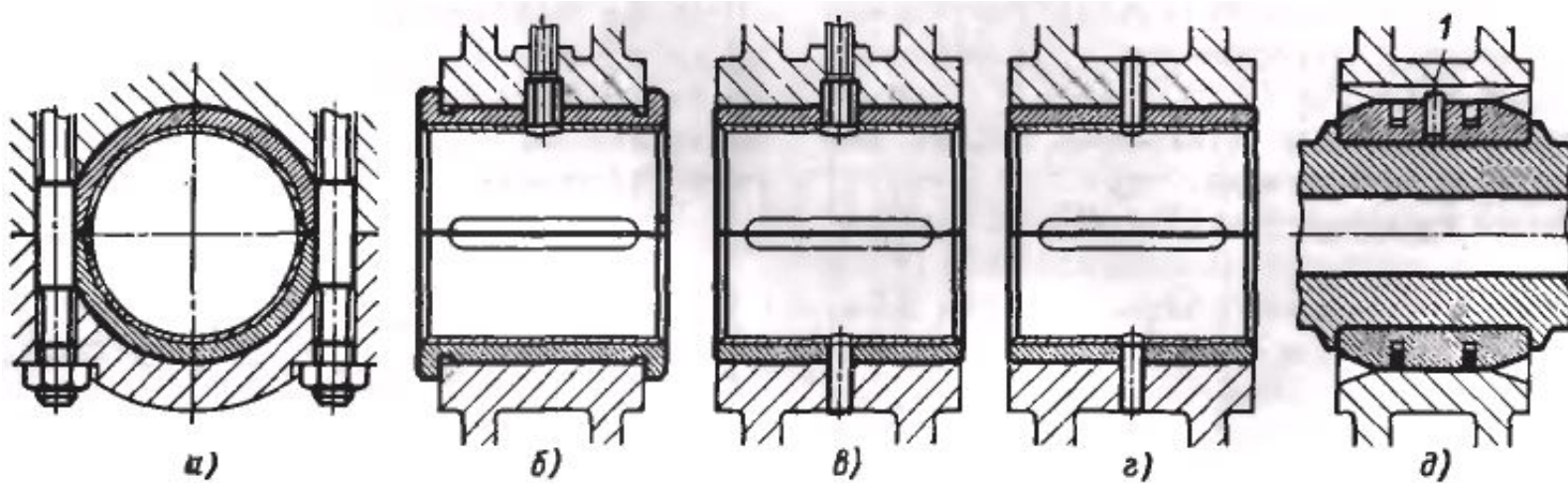


Рисунок 10 – Фиксация вкладышей

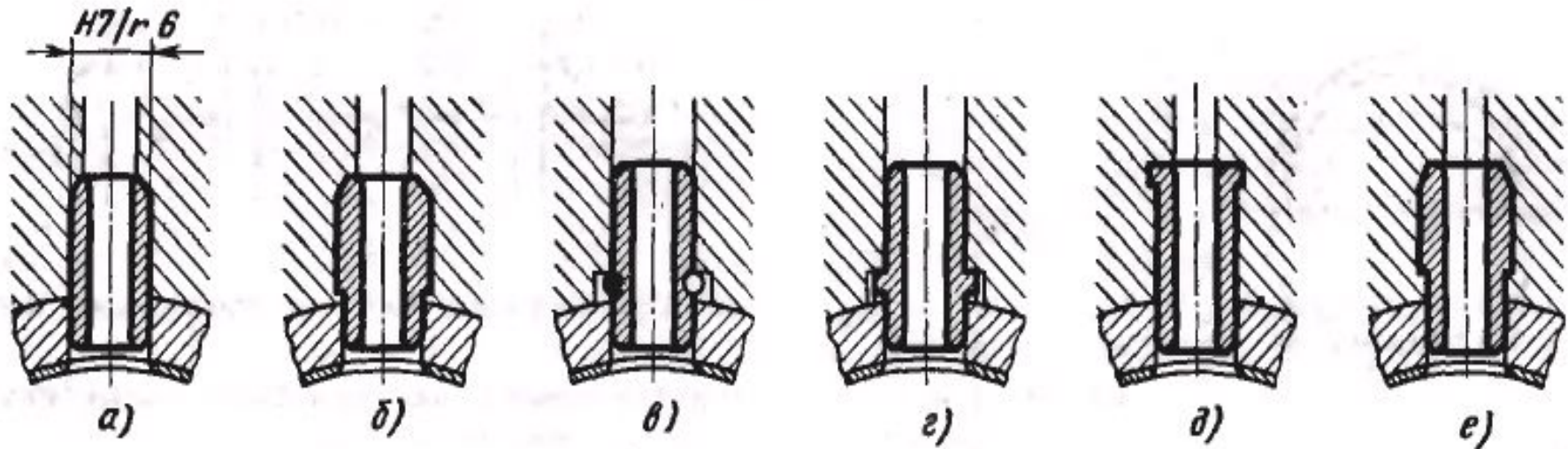


Рисунок 11 – Установка маслопроводящих штуцеров

Конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы работы ПС

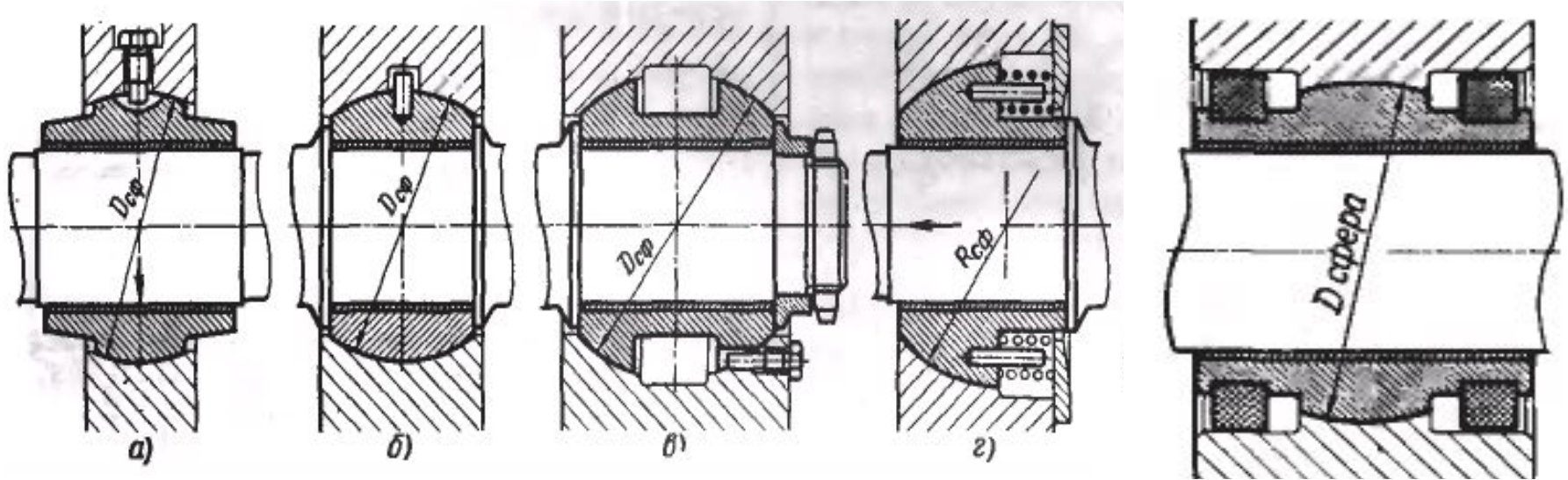


Рисунок 12 – Самоустанавливающиеся и упругие подшипники

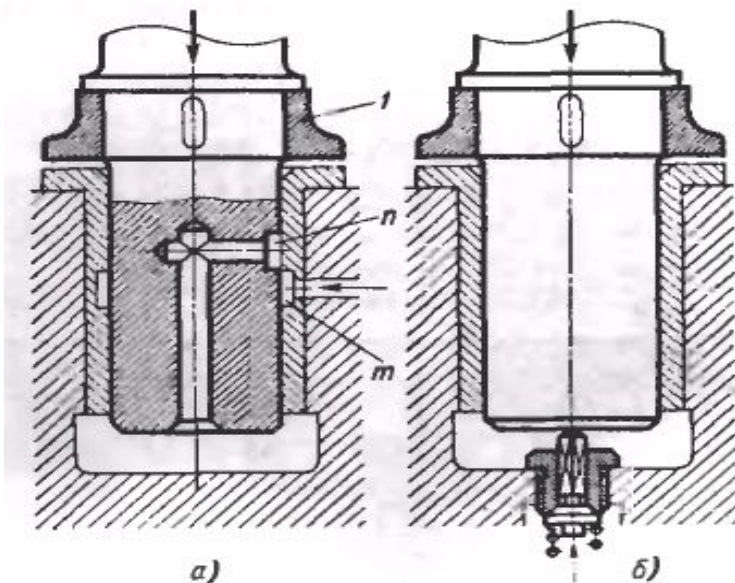


Рисунок 13 – Гидравлические подпятники

**Лекция закончена.
Спасибо за внимание!**