

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Разработал: доцент каф. 202
Ковеза Юрий Владимирович
ауд. 227 МК
khai202.ho.ua

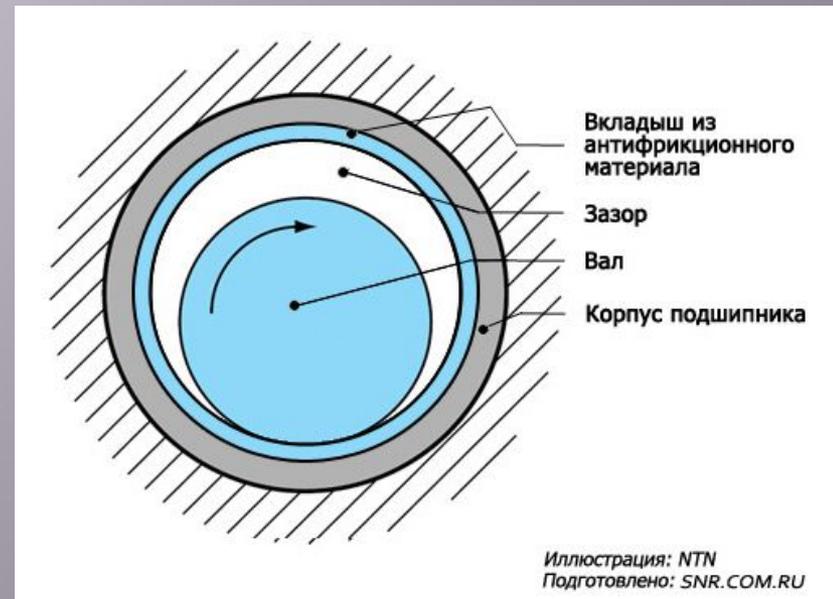
Лектор: ассистент каф. 202
Светличный Сергей Петрович
ауд. 246

Содержание лекции:

1. Преимущества и недостатки.
2. Область применения.
3. Классификация ПС.
4. Материалы ПС.
5. Смазочные материалы.
6. Виды трения.
7. Кривая Штрибека.
8. Расчет подшипников при граничном и полужидкостном трении.
9. Гидростатические подшипники.

Конструкция подшипника скольжения

Подшипник скольжения представляет собой корпус, имеющий цилиндрическое отверстие, в которое вставляется вкладыш из антифрикционного материала и смазывающее устройство. Между валом и отверстием втулки подшипника имеется зазор, который позволяет свободно вращаться валу.



Преимущества ПС:

1. При высоких угловых скоростях и постоянной нагрузке без частых пусков-остановок имеют меньшие габариты.
2. Единственный возможный вариант опор при разъёме вдоль образующей (коленвалы).
3. Практически неограниченный срок службы.
4. Возможна работа в агрессивной среде.
5. Меньшие радиальные размеры.
6. Надёжность в высокоскоростных приводах за счёт стабильности параметров.
7. Способны воспринимать значительные ударные и вибрационные нагрузки.
8. Бесшумность.

Недостатки ПС:

1. Сложный пуск – требуется или подача жидкости под давлением, или установка подшипников качения, отключаемых при достижении рабочей частоты вращения.
2. Требуются системы подачи и отвода жидкости.
3. КПД ниже, чем у ПК.
4. Высокие требования к соосности вала и подшипника, что удорожает производство.
5. Используют дефицитные цветные материалы.
6. Сравнительно большие осевые размеры.
7. Высокие требования к температуре и чистоте смазки.

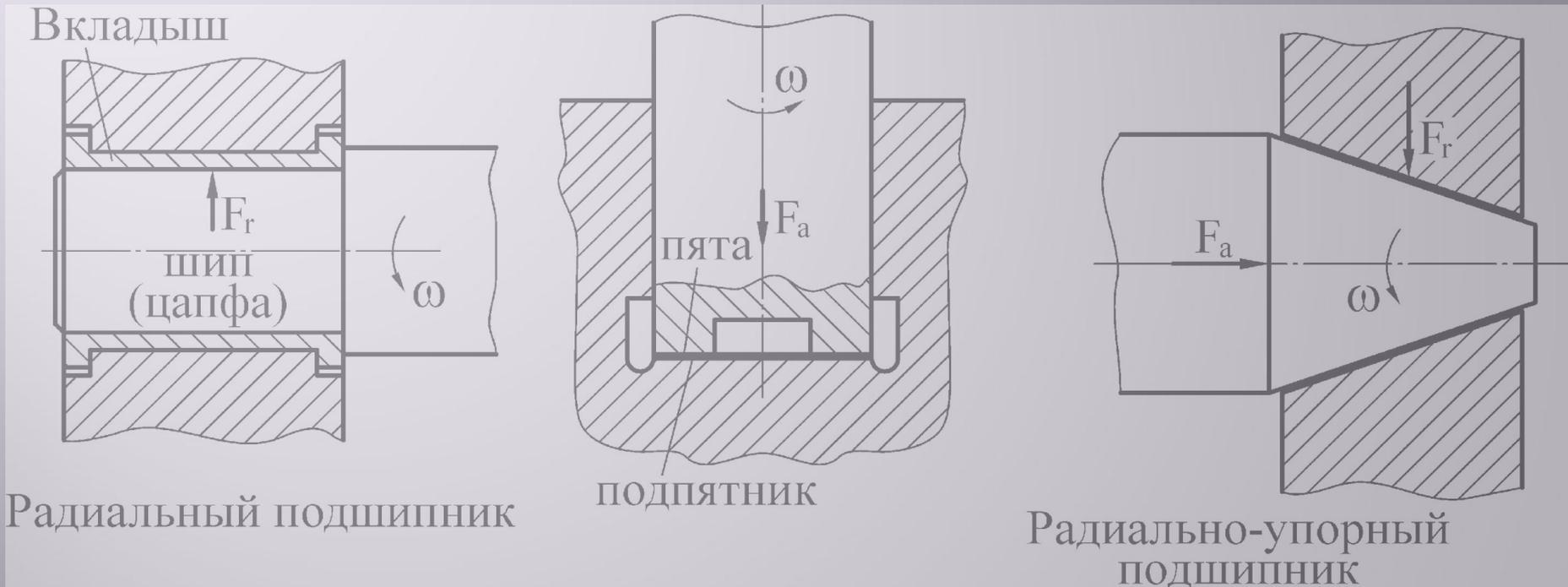
Область применения ПС:

1. Разъемные подшипники для коленчатых валов.
2. Подшипники для особо быстроходных валов, если долговечность подшипников качения недостаточна ($V > 30$ м/с).
3. Гидростатические подшипники для особоточных и плавных вращений.
4. Подшипники для валов особенно большого диаметра.
5. Подшипники с малыми диаметрными габаритами.
6. Подшипники, подверженные ударным и вибрационным нагрузкам.
7. Быстроходные газовые подшипники.

Область применения ПС



Классификация: по направлению воспринимаемой нагрузки



Поверхность вала, передающая радиальные нагрузки, называется шипом, а опорная поверхность – радиальным подшипником. Поверхность вала, передающая осевые нагрузки, называется пятой, а опорная поверхность – подпятником.

Классификация: по конструкции вкладыша

монолитные (цельные)
из бронзы, чугуна,
керамики,
металлокерамики,
пластмассы

Заливные – внутрь
поверхности заливают
баббит слоем около
1 мм

самоустанавливающиеся
– сегменты могут
поворачиваться вокруг
оси

Материалы

для подшипников скольжения

Требования:

- низкий коэффициент трения в паре с материалом вала (как правило, сталью);
- износостойкость;
- усталостная прочность при пульсирующих нагрузках;
- высокая теплопроводность;
- хорошая прирабатываемость;
- хорошая смачиваемость маслом.

Материалы

для подшипников скольжения

Металлические материалы

1. Баббиты – сплавы на основе олова и свинца. Применяют при высоких скоростях и давлении (20 МПа), например, высокооловянистые баббиты Б83 и Б89.

В двигателях автомобилей используют СОС 6-6 (свинец, олово, сурьма).

Недостатки: слабое сопротивление усталости и низкая (до 110°С) теплостойкость.

2. Бронзы – сплавы на основе олова, свинца, бериллия и др. применяют при высоких скоростях и давлении до 30 МПа, например, Бр010Ф1, Бр04Ц4С17.

Недостаток: повышенный износ цапф.

3. Алюминиевые сплавы. Имеют высокую антифрикционность, теплопроводность, сопротивление усталости. Наиболее перспективные алюминиево-оловянистые сплавы А09–2, А09–1

Материалы

для подшипников скольжения

Металлокерамические материалы

Смеси металлических порошков (медь или железо) с добавками порошков графита, свинца и др. путем прессования и спекания при высокой температуре. Имеют пористую структуру, могут работать при скудной смазке после пропитки горячим маслом. Это, например, железографитовые, бронзографитовые подшипники.

Неметаллические материалы

Это пластмассы, например: фторопласт, капрон, капролон и др.; резина; графитовые материалы; твердые породы дерева.

Смазочные материалы

Жидкие

- Масла промышленные
- Масла трансмиссионные

Твёрдые

- коллоидный (высокодисперсный) графит
- дисульфид молибдена (двусернистый молибден)

Газообразные

Пластичные

- Солидол – продукт загущения жидких минеральных масел кальциевым мылом.
- Консталин – натриевым;
- Литол – литиевым.

Смазочные материалы

Вязкость – это способность оказывать сопротивление при сдвиге одного слоя жидкости относительно другого.

Различают **динамическую** и **кинематическую** вязкости. Критерий динамической вязкости базируется на формуле Ньютона

$$F = \mu \cdot S \frac{dV_x}{dy}$$

где F – сила сопротивления сдвигу слоев жидкости;

S – площадь слоев; V_x – скорость относительного перемещения; μ – динамическая вязкость, Па · с.

(старая единица пуаз или сантипуаз (сотая доля пауза, один сантипуаз равен 0,001 Па · с).

Смазочные материалы

Кинематическая вязкость – отношение динамической вязкости жидкости к ее плотности при той же температуре, м²/с:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Чаще измеряют в мм²/с. 1 мм²/с равен сантистоксу — 0,01 стокса.

Другие свойства жидких масел:

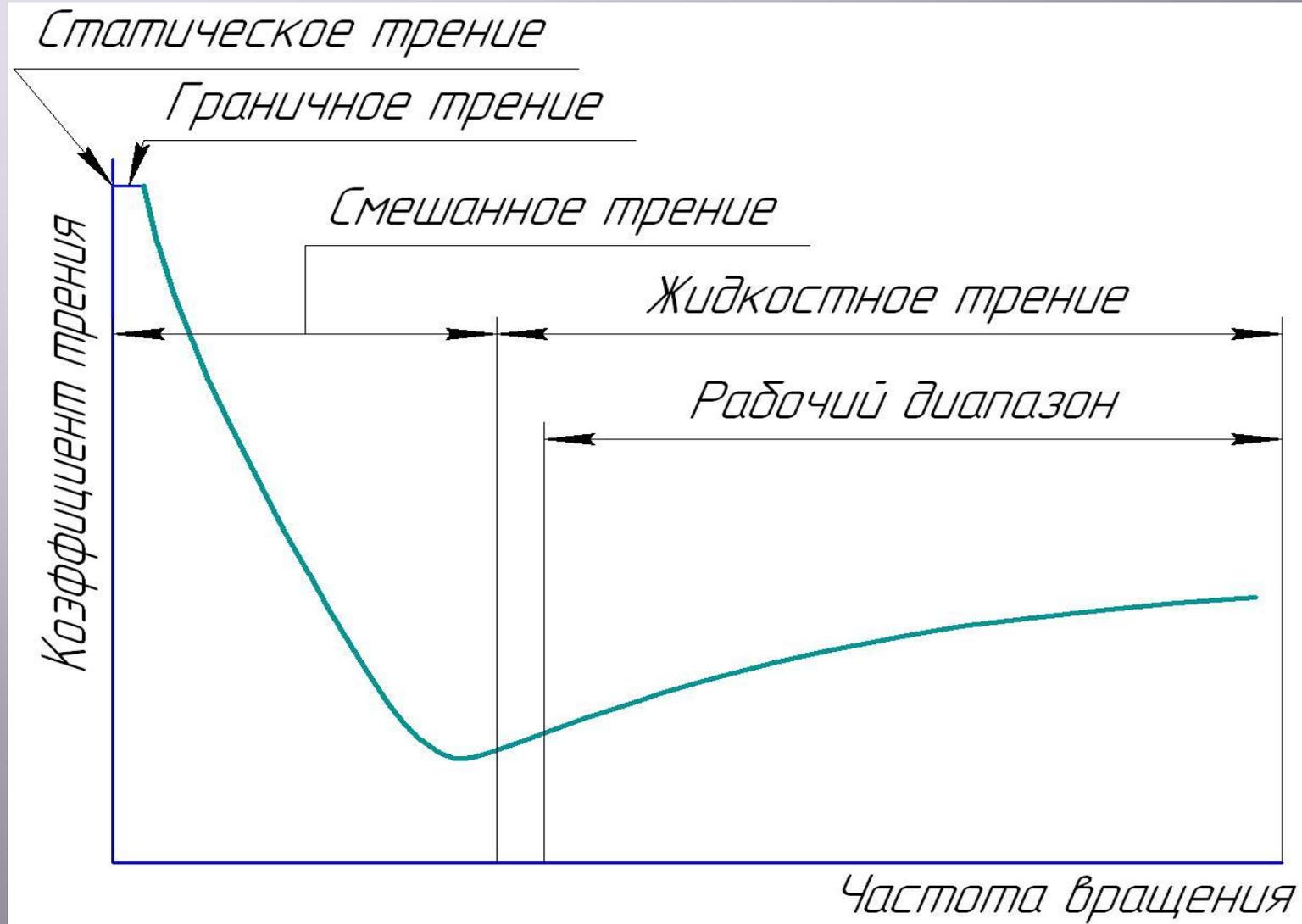
- маслянистость (способность масла создавать пленки на твердой поверхности);
- температура вспышки;
- температура застывания.

Виды трения

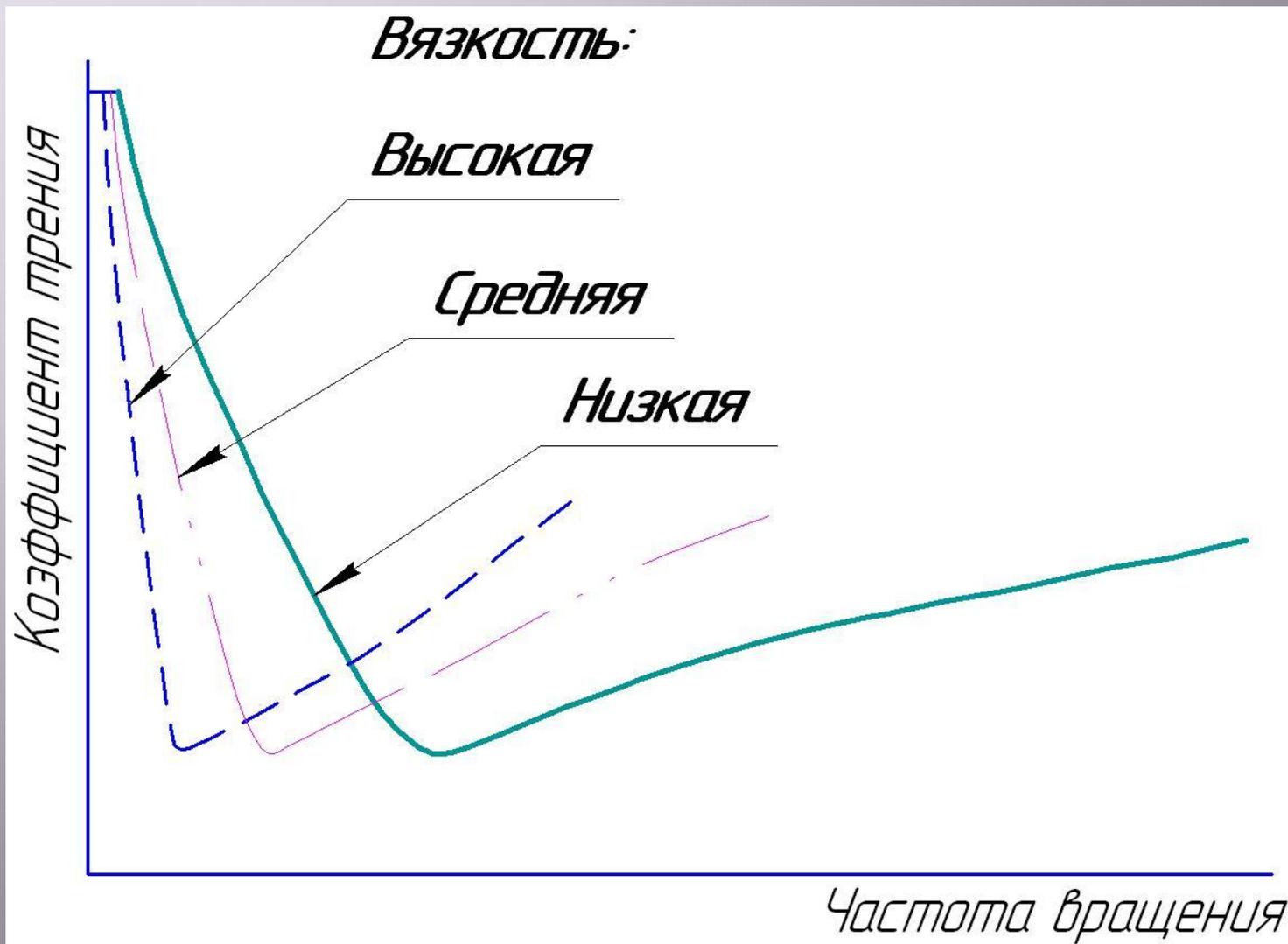
Мощность в ПС расходуется на:

- упругое и пластичное деформирование микронеровностей;
- на схватывание (задир) в местах выдавливания смазки;
- на полимеризацию смазки в местах уменьшения зазора при увеличении нагрузки;
- на относительный сдвиг слоёв масла.

Виды трения (кривая Штрибека)



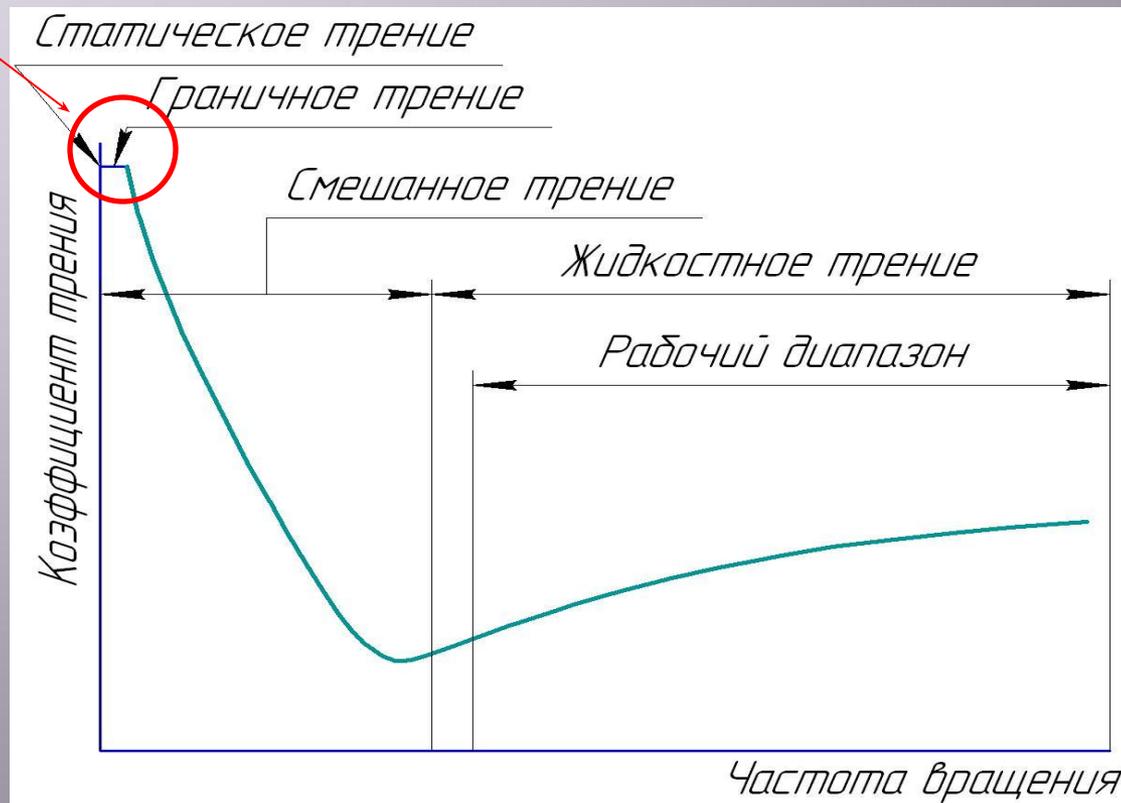
Кривая Штрибека для различных вязкостей



Виды трения

Сухое (граничное) трение. Трущиеся поверхности соприкасаются друг с другом, при трении происходит взаимопроникновение и деформация микронеровностей.

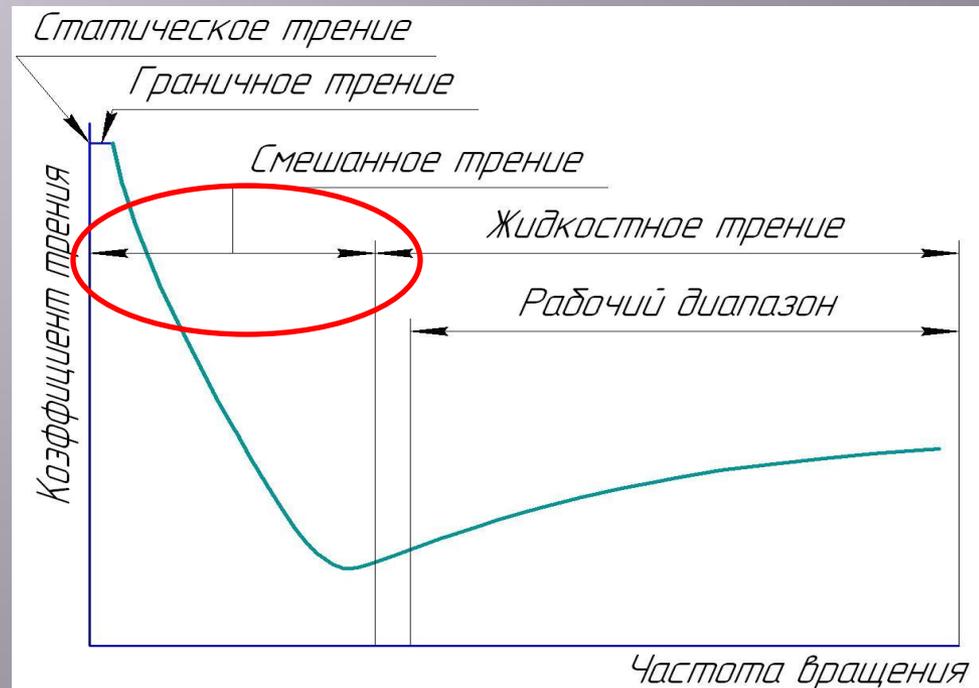
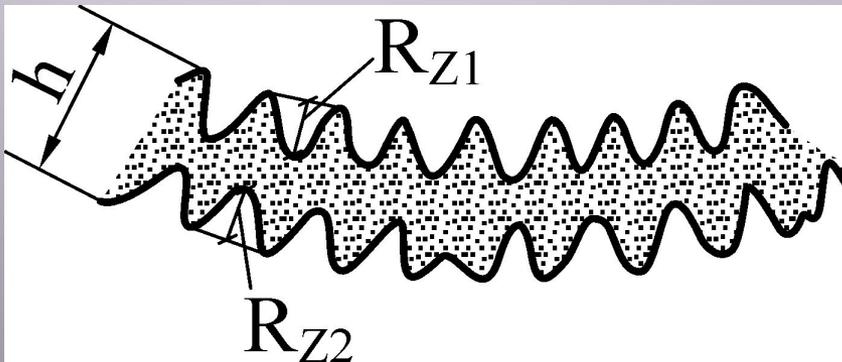
Коэффициент трения $f = 0.1 \dots 0.5$



Виды трения

Смешанное трение. Поверхности покрыты слоем жидкости толщиной около 0,1 мкм. Если условие $h > R_{z1} + R_{z2}$ не выполняется, то в подшипнике будет одновременно жидкостное и граничное трение.

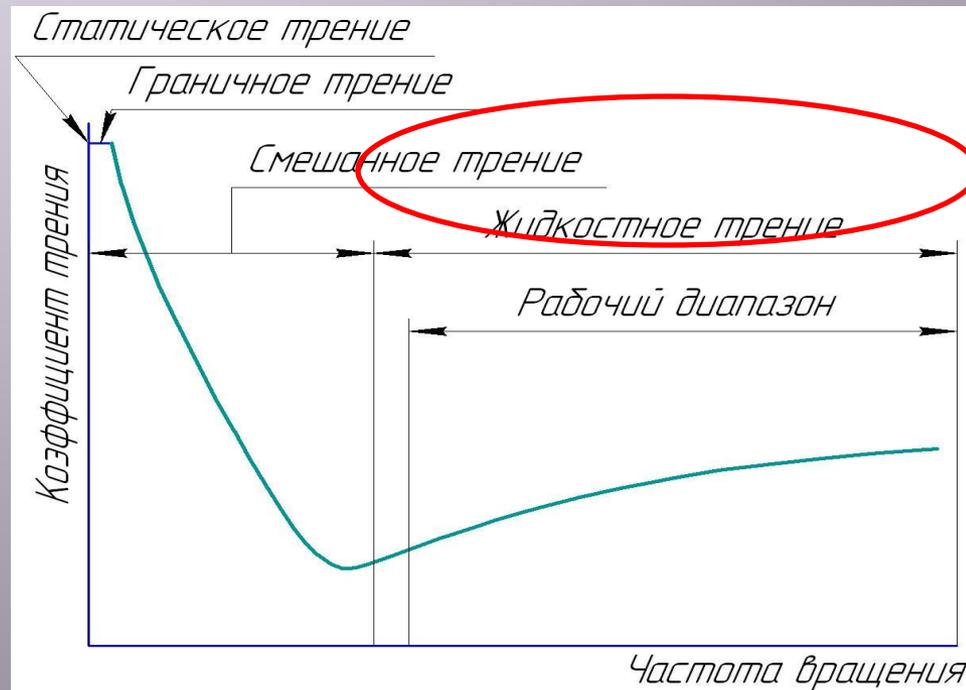
Коэффициент трения $f = 0.01 \dots 0.1$



Виды трения

Жидкостное трение. Поверхности разделены слоем смазочного материала, при котором микронеровности не соприкасаются. Слой жидкости h больше суммы высот микронеровностей поверхностей: $h > R_{z1} + R_{z2}$

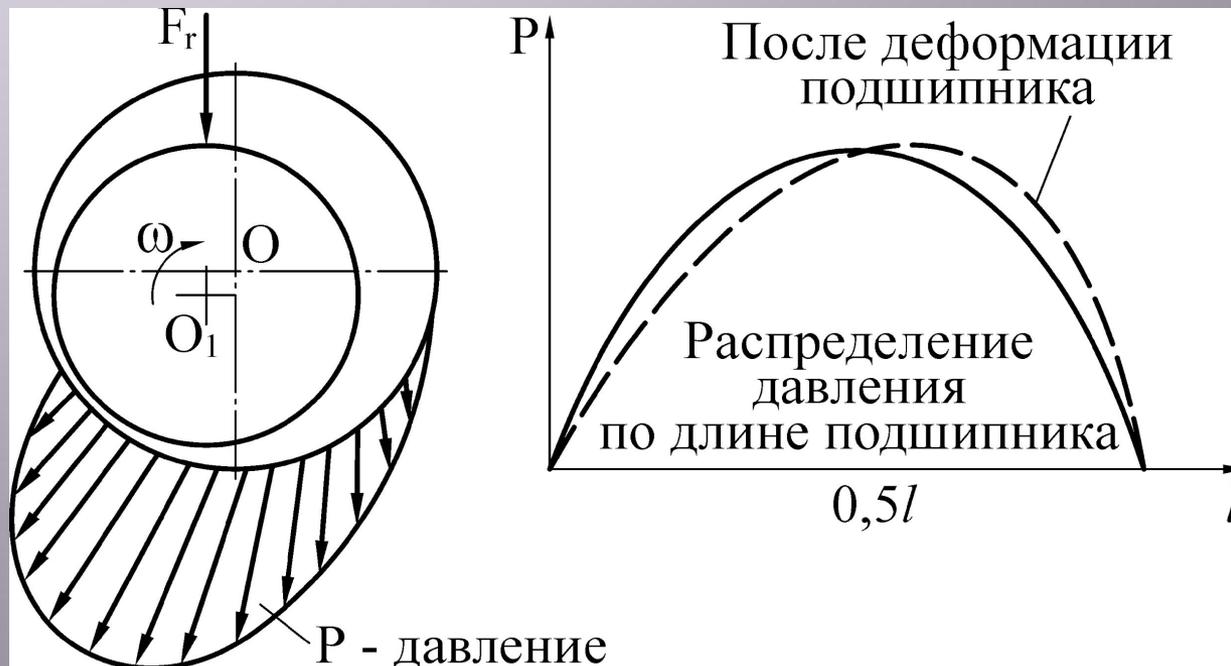
Коэффициент трения $f = 0.001 \dots 0.005$



Виды трения

Для того, чтобы между трущимися поверхностями мог долго существовать слой смазочного материала, в нем должно быть избыточное давление.

Если это давление создается за счет вращения цапфы, то подшипник называется гидродинамическим, если при помощи насоса – гидростатическим.



Расчет подшипников скольжения при граничном и полужидкостном трении

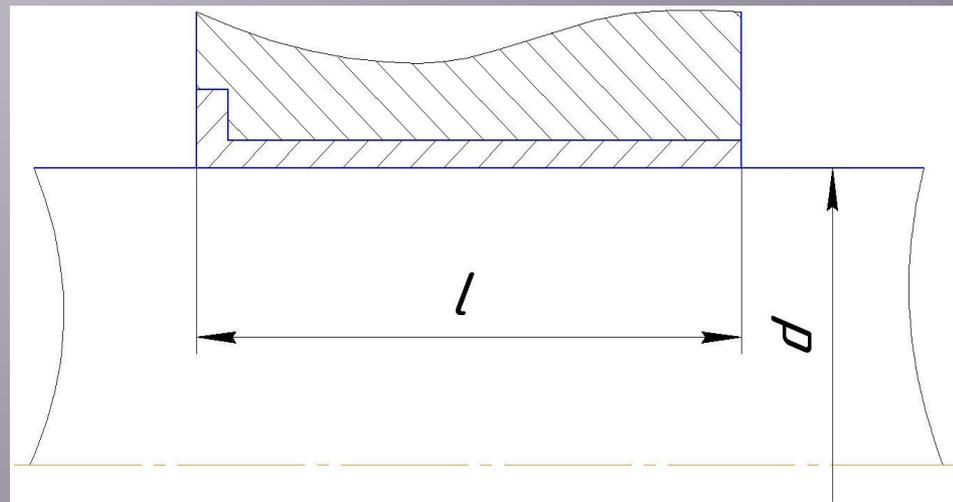
Граничное и полужидкостное трение характерны для тихоходных подшипников и быстроходных подшипников в период пуска и остановки машины, когда скорость вала мала.

Расчет выполняют как проверочный по двум критериям:

1. По допустимому давлению, МПа, в подшипнике:

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

В двигателях $[p] = 4 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$.



Расчет подшипников скольжения при граничном и полужидкостном трении

2. По произведению давления на скорость скольжения:

$$pV = \frac{F_r}{d l} \frac{\pi d n}{60000} \leq [pV]$$

В автомобильных двигателях

$$[pV] = 25 \dots 35 \text{ МПа м/с};$$

В поршневых авиационных двигателях

$$[pV] = 30 \dots 50 \text{ МПа м/с}$$

Расчет подшипников скольжения при граничном и полужидкостном трении

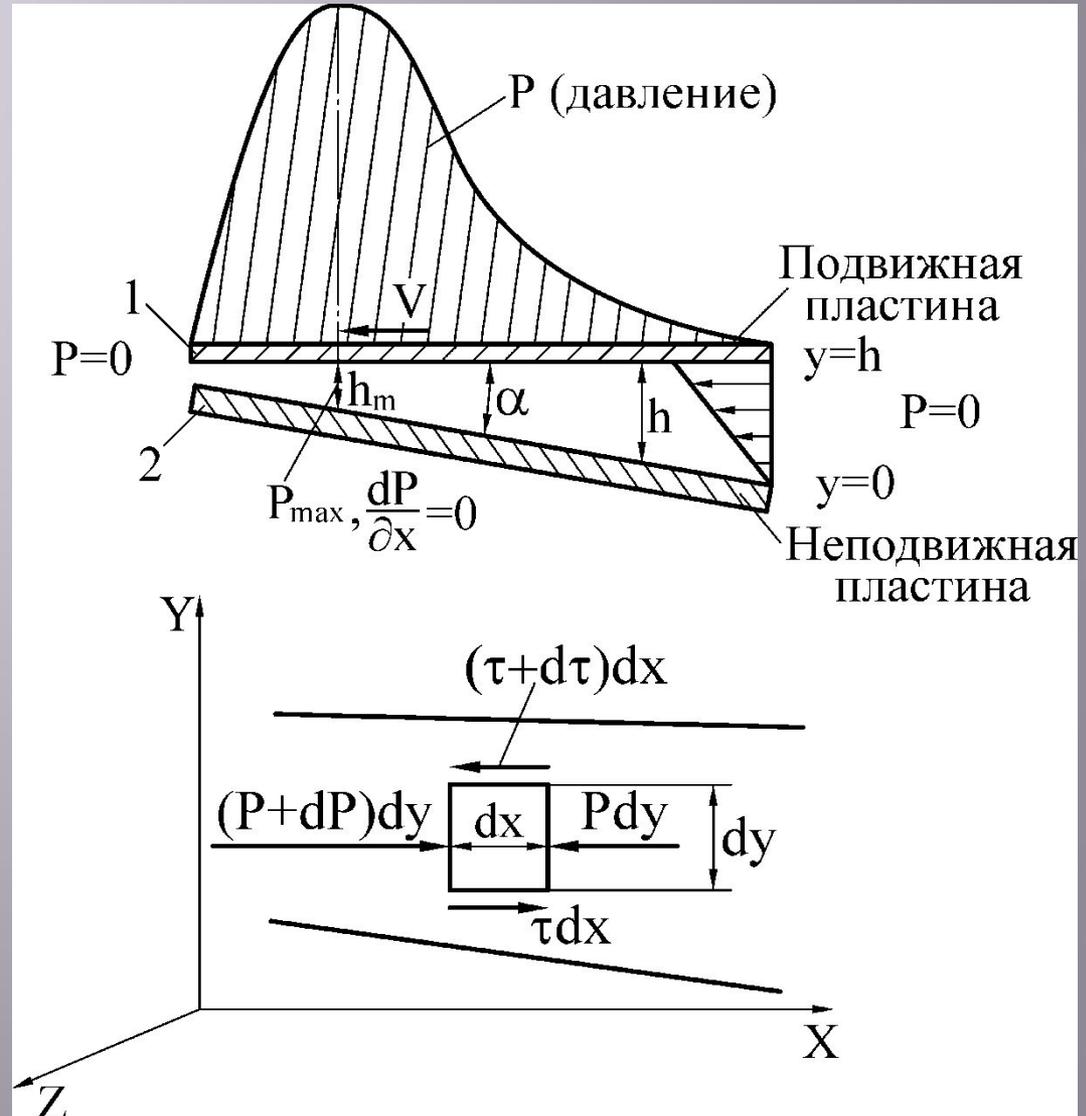
$[pV]$ и $[p]$ выбирают в зависимости от материала вкладыша:

Материал вкладыша	V , м/с, не более	$[p]$, МПа	$[pV]$, МПа м/с
Бронза Бр0Ф10-1	10	15	15
Бронза БрАЖ9-4	4	15	12
Баббит Б-16	12	15	10
Металлокерамика (бронзографит)	2	4	—
Полиамид АК-7	4	15	15

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

Расчет базируется на гидродинамической теории смазки при таких допущениях:

- нет истечения масла через торцы подшипника;
- жидкость подчиняется закону Ньютона.



Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

В слоях масла возникают касательные напряжения от сдвига слоёв жидкости:

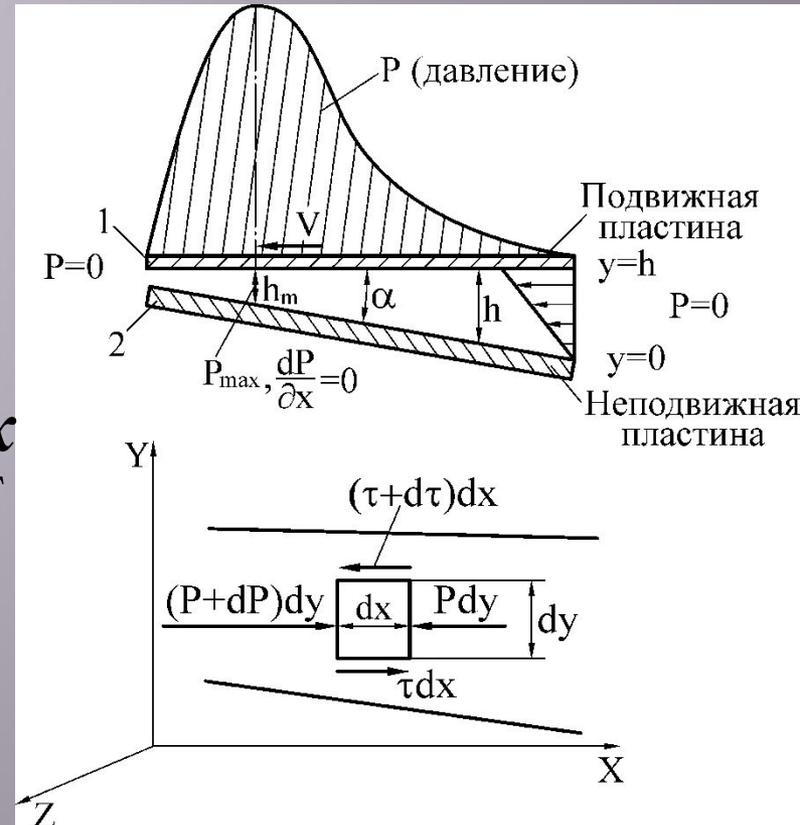
$$\tau = \mu \frac{dV_x}{dy}$$

Из условия равновесия выделенного объема масла можно записать:

$$(P + dP)dy - Pdy = (\tau + d\tau)dx - \tau dx$$

После сокращений получаем градиент давления по толщине слоя смазки

$$\frac{dP}{dx} = \frac{d\tau}{dy}$$



Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

С учетом формулы Ньютона

$$\frac{d^2 V_x}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx}$$

Дважды интегрируя, получим скорость

$$V_x = V \frac{y}{h} + \frac{y}{2} (y - h) \frac{dP}{dx}$$

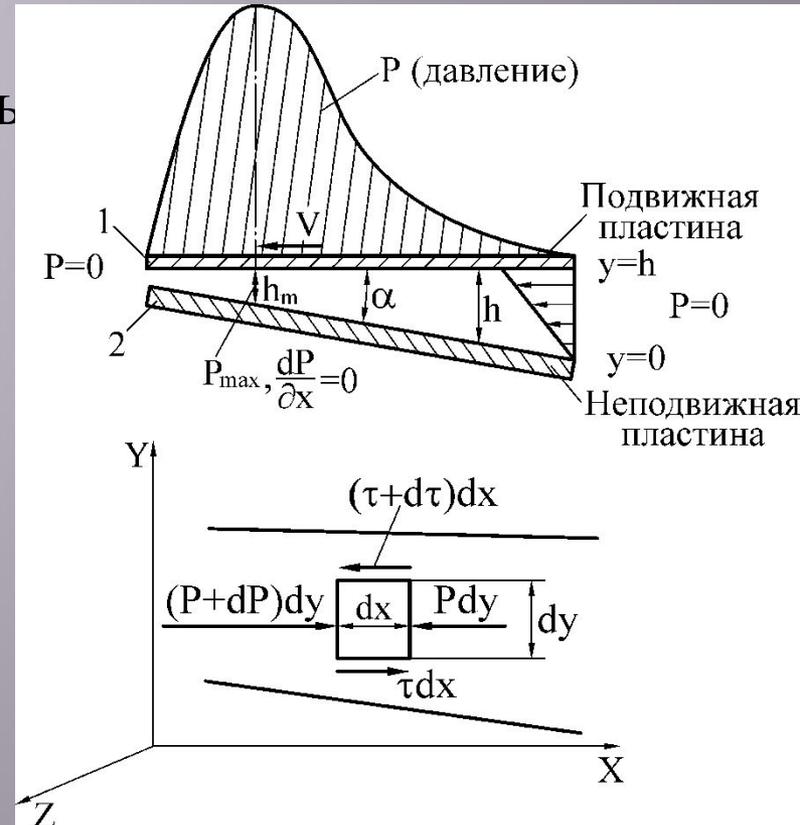
Расход жидкости q через любое сечение

$$q_h = \int_0^h V_x dy = V \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx}$$

В сечении h_m , где

$$\frac{dP}{dx} = 0$$

$$q_m = V \frac{h_m}{2}$$



Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

Из условия неразрывности потока

$$q_h = q_m$$

получаем уравнение Рейнольдса

$$\frac{dP}{dx} = 6\mu V \frac{h - h_m}{h^3},$$

характеризующее изменение давления жидкости (масла) в направлении оси x .

Уравнение показывает: нагрузочная способность подшипника жидкостного трения возрастает с увеличением вязкости и уменьшением зазора.

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

Переписав уравнение Рейнольдса в полярных координатах и преобразовав его, получим несущую способность слоя масла в подшипнике, т.е. радиальную нагрузку, которую может выдержать слой масла:

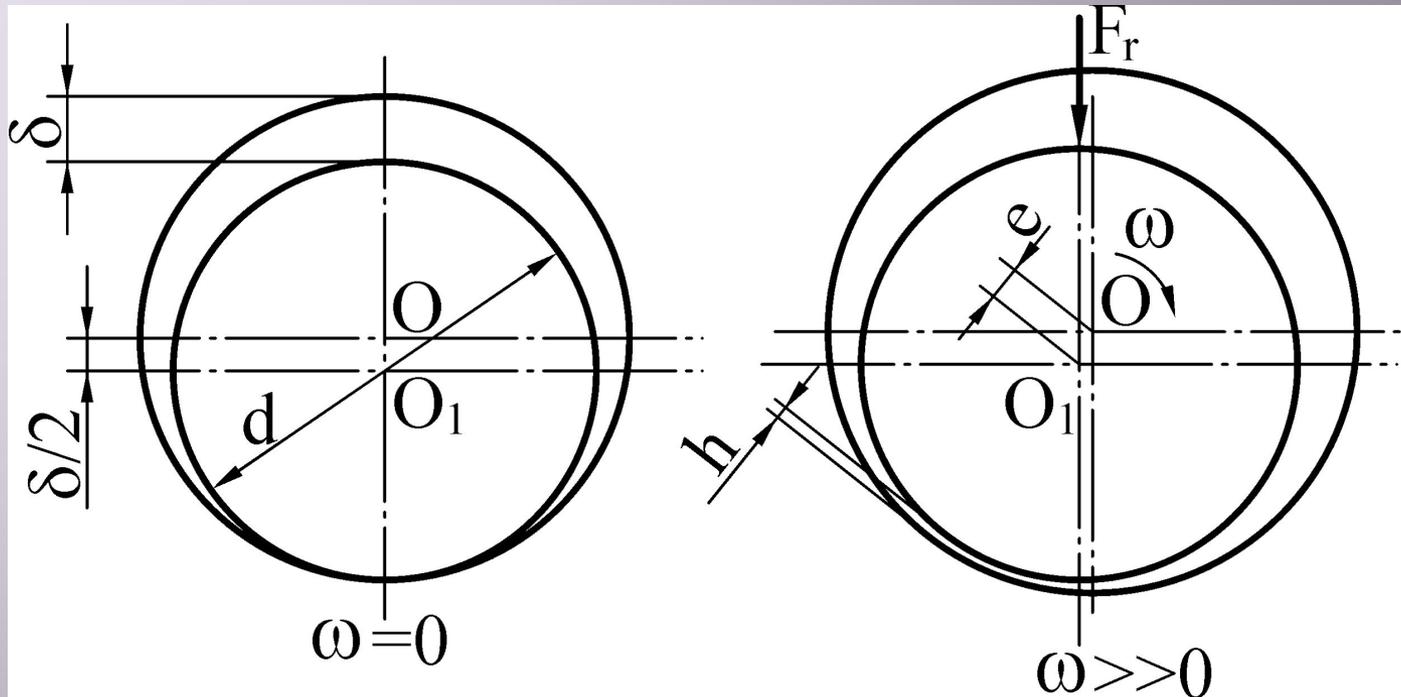
$$F_r = \frac{\mu \omega}{\psi^2} l d \Phi_r.$$

$$\Phi_r = f\left(\frac{l}{d}\right)$$

безразмерный коэффициент нагруженности

подшипника (выбирают из таблиц).

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения



δ – диаметральный зазор; e – эксцентриситет;

$$\psi = \frac{\delta}{d} \text{ — относительный зазор;}$$

$$\chi = \frac{e}{(\delta/2)} \text{ — относительный эксцентриситет}$$

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

При расчетах считают, что при

$$\frac{F_r}{ld} \frac{\psi^2}{\mu\omega} = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} \geq \Phi_r$$

трение полужидкостное, а при

$$\frac{p\psi^2}{\mu\omega} \leq \Phi_r$$

трение жидкостное.

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

При расчете подшипника обычно известны диаметр цапфы d , радиальная нагрузка F_r , угловая скорость ω .

1. Задают отношение $l/d = 0,5...1$. Принятую величину проверяют по допустимым $[pV]$ и $[p]$.
2. Назначают относительный зазор $\psi = 0,001...0,003$. Для валов до 250 мм зазор согласуют с одной из стандартных посадок.
3. Выбирают сорт масла с вязкостью μ и его среднюю рабочую температуру.
4. Определяют коэффициент нагруженности подшипника

$$\Phi_r = \frac{P\psi^2}{\mu\omega}$$

с помощью которого по таблицам находят χ и минимальный зазор в подшипнике

$$h_{min} = \frac{\delta}{2} (1 - \chi)$$

Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

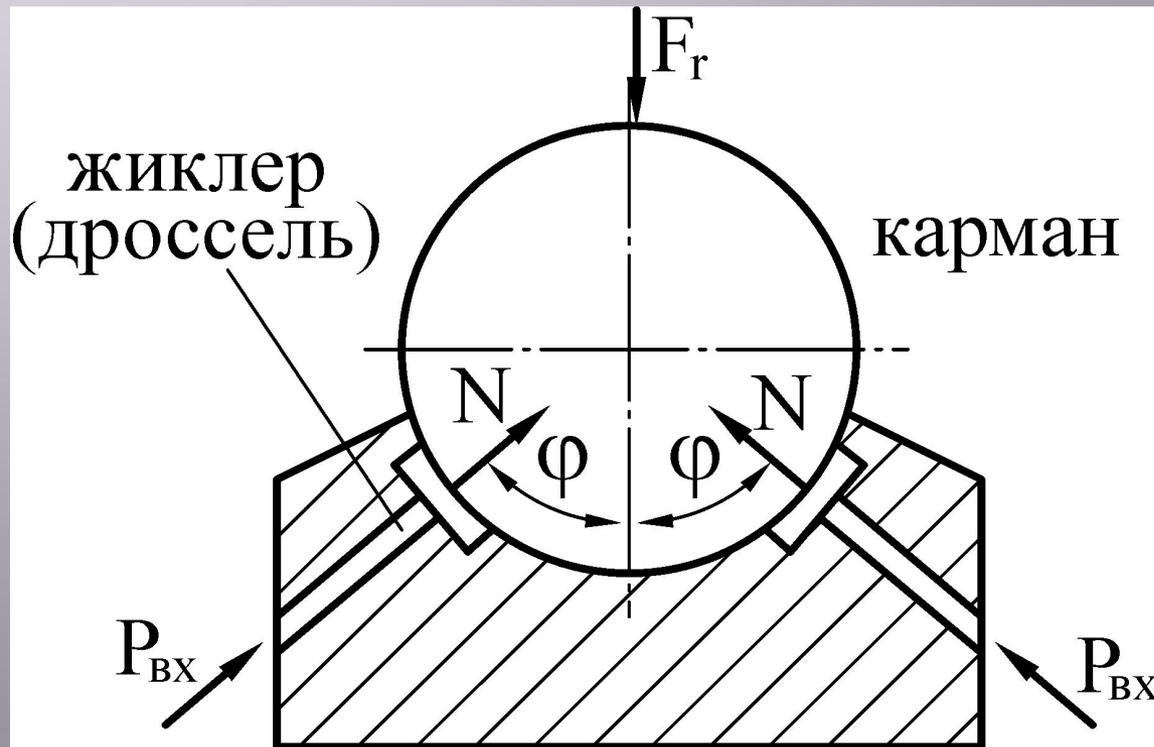
5. Вычисляют критическое значение толщины слоя масла:

6. Определяют коэффициент запаса надежности подшипника скольжения по толщине слоя масла:

$$n_h = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \geq [n_h] \approx 1,5 \div 2$$

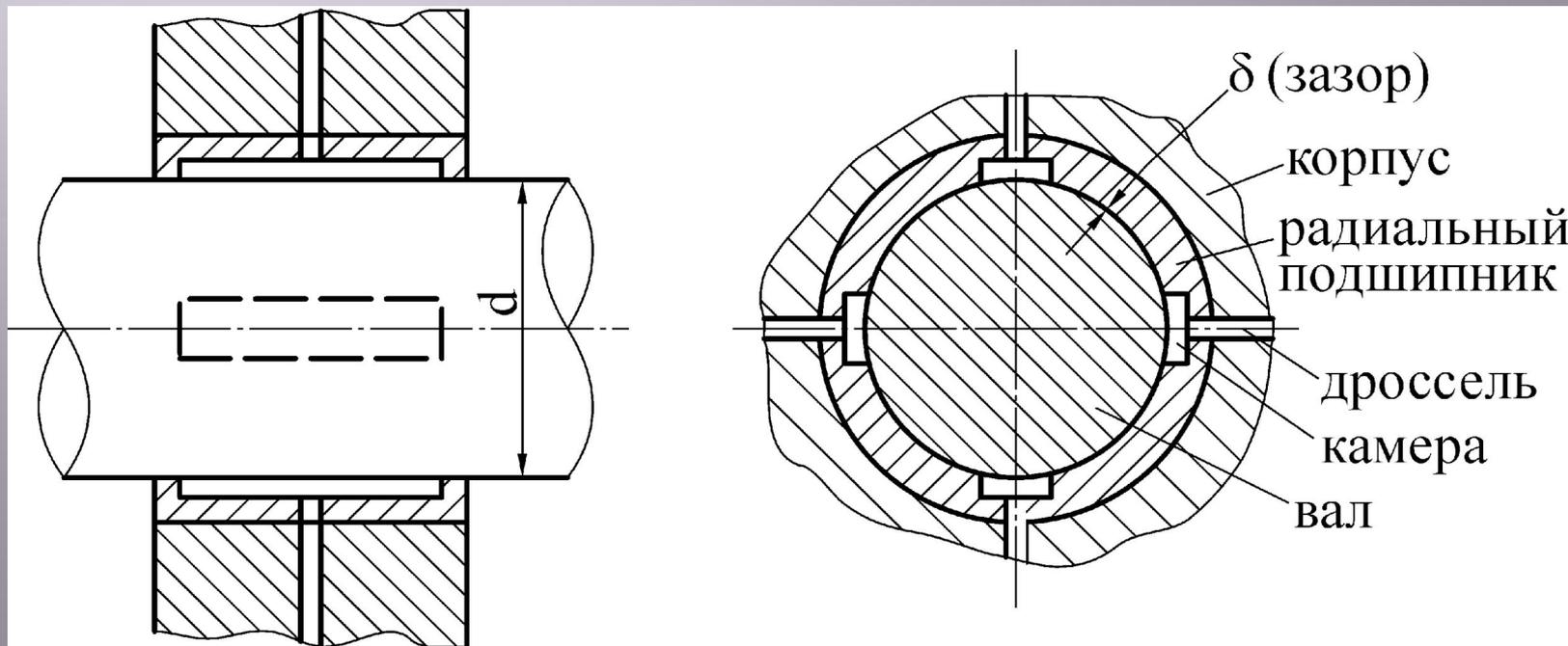
Гидростатические подшипники

В гидростатических подшипниках (ГСП) для уравнивания внешней нагрузки избыточное давление между валом и подшипником создается путем подачи масла от насоса под давлением. Вал при этом плавает на гидростатической подушке.



Гидростатические подшипники

Подшипник полного охвата обеспечивает центрирование вала (радиальное смещение цапфы вызывает повышение давления в зазорах и возникают силы, которые стремятся возобновить центральное положение вала).



Гидростатические подшипники

Преимущества ГСП:

1. Коэффициент трения очень мал, при трогании с места близок к нулю.
2. Износ практически отсутствует.
3. Необходима меньшая точность изготовления (больше зазор).
4. Обеспечивается высокая точность вращения вала за счёт его самоустановки.

Недостатки ГСП:

1. Сложность и дороговизна системы смазки.
2. Пониженная надежность, так как дроссели часто засоряются.