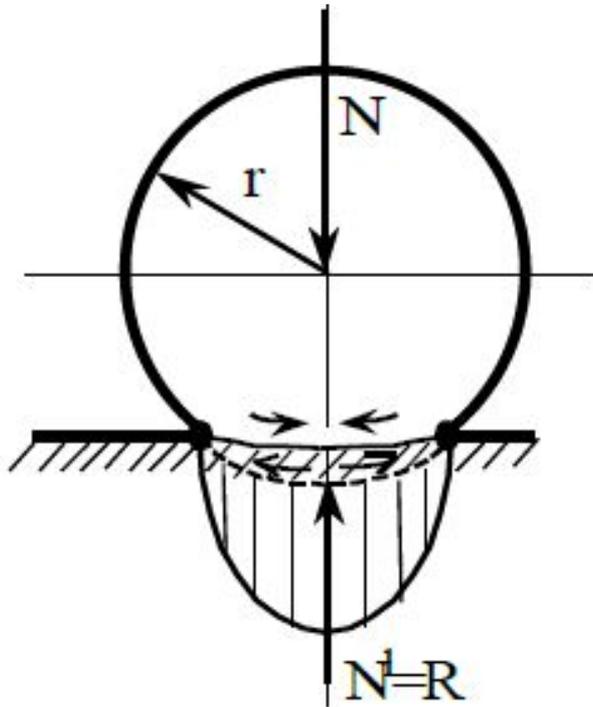
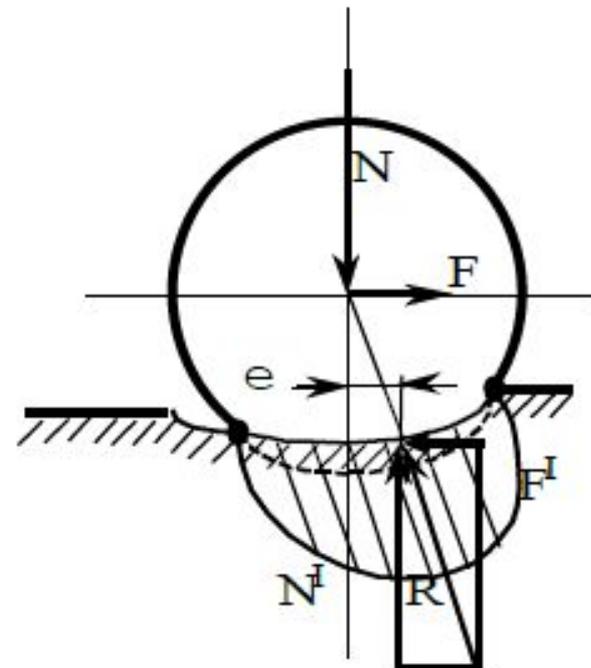


Трение качения

Если бы колесо, катящееся по основанию, не испытывало проскальзывания, то такое движение было бы чистым качением и путь, проходимый любой точкой поверхности колеса по основанию за один оборот, составлял бы $2\pi r$. Однако качения без проскальзывания не бывает. Колесо и основание испытывают упругие деформации. При этом колесо в зоне контакта сжимается, а основание – растягивается (стрелки на рис. 1а).



а



б

● Поэтому на контакте постоянно происходит проскальзывание колеса относительно основания. Это один из источников рассеяния энергии. Другим источником является вязкоупругое поведение материалов основания колеса. Если к оси колеса не приложено тяговое усилие, то дуга контакта симметрична (см.рис.1а), и реакция опоры соосна с нормальной нагрузкой. Если приложить тяговое усилие и колесо приходит в движение, то зона контакта искажается (см. рис.1б). Материал сзади колеса не успевает восстановить форму. Эпюра давлений смещается в сторону движения. Большая часть дуги контакта оказывается во фронтальной части. Реакция опоры распределяется на 2 составляющих: вертикальную (N^1) и горизонтальную (F^1), которая представляет собой сопротивление перекатыванию.

Поскольку из условия равновесия $N \cdot e = F \cdot r = M_c$, то коэффициент трения качения

$$\mu_k = \frac{M_c}{N} = e,$$

где e - эксцентриситет - смещение центра опорной поверхности от вертикали (см. рис.2б). Наряду с этой характеристикой используется коэффициент сопротивления качению, равный отношению работы на единичном пути к нормальной нагрузке. Работа при повороте на угол $d\varphi$ равна $M \cdot d\varphi$, а пройденный путь $\Delta l = r \cdot d\varphi$.

●
Тогда коэффициент сопротивления

$$(1) \quad K_c = M * d\varphi / N * r * d\varphi = e/r.$$

Это выражение было получено Кулоном. Дальнейшие исследования показали, что эксцентриситет не является константой и

$$K_c \sim 1/r^n, \text{ причем } n < 1.$$

Далее было установлено, что проскальзывание вносит незначительный вклад в потери энергии, а главный источник потерь - вязкоупругие деформации катка и опоры. Рассеивание энергии связано в основном с гистерезисом деформации. Исходя из этих соображений, для цилиндрического катка

$$(2) \quad \mu_k = 0,24 \alpha_r (qrj)^{1/2},$$

где q - нагрузка, приходящаяся на единицу длины.

Более детально задача о качении жесткого цилиндра по вязкоупругому полупространству решена академиком А.Ю. Ишлинским. Для малых скоростей качения коэффициент трения

$$\mu_k = C_1 V,$$

а для больших скоростей

$$\mu_k = C_2 \sqrt{r} N^{1/2} / \sqrt{V} .$$

При малых скоростях коэффициент трения качения увеличивается с повышением скорости, а при больших - уменьшается.

Дальнейшее развитие теория трения качения получила в работах И.Г. Горячевой, которая рассмотрела качение вязкоупругих тел при наличии на площадке контакта зон сцепления и проскальзывания. Она показала, что в случае одинаковых материалов зона сцепления располагается на фронтальной части дуги контакта, а проскальзывание - на тыльной.

Гидродинамическое трение

● Гидродинамическое (жидкостное) трение характеризуется тем, что трущиеся поверхности разделены слоем масла. Минимальная толщина слоя должна быть больше, чем суммарная высота наиболее высоких микронеровностей обеих поверхностей:

$$h_{min} \geq (R_{max1} + R_{max2}).$$

Масло является вязкой жидкостью. Сила внутреннего трения выражается формулой Ньютона:

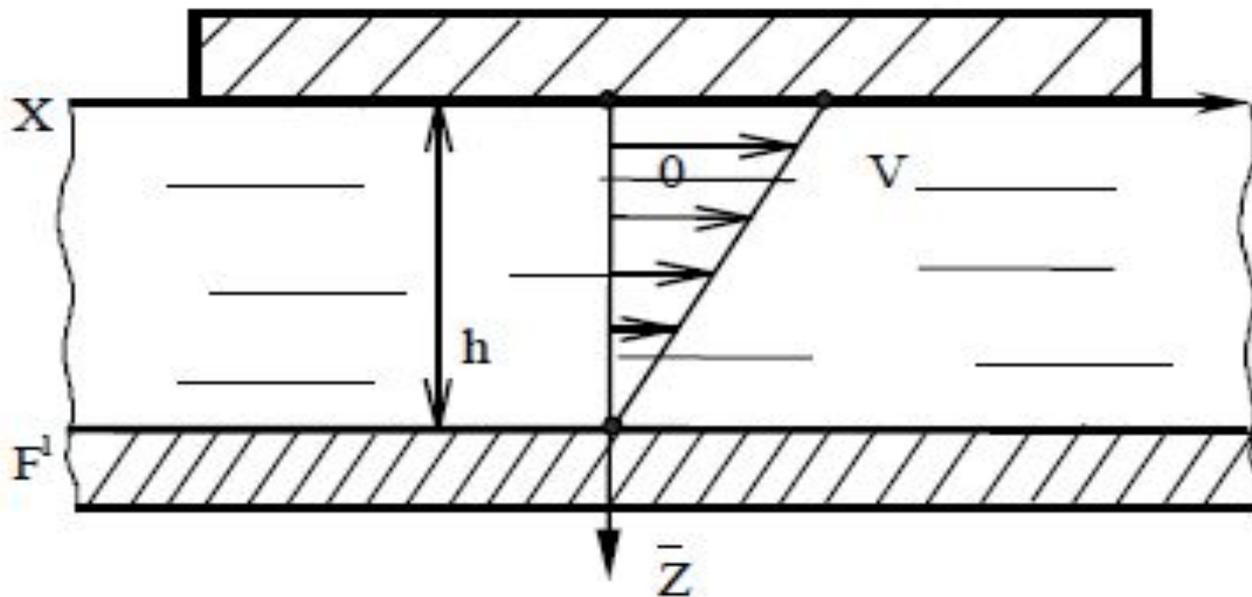
$$(3) \quad F = \eta \frac{dV}{dz} S,$$

где η - динамическая вязкость; dV/dz - поперечный градиент скорости; S - площадь сдвига слоев смазки. Если скорость в направлении, перпендикулярном течению, по мере заглубления меняется по линейному закону (см. рис. 6), то $dV/dz = V/h$.

В таком случае формулу Ньютона можно записать в виде

$$F = \eta VS/h .$$

Линейный закон распределения скоростей в потоке



Вязкость масла зависит от температуры и давления. С ростом температуры наблюдается резкое снижение вязкости. Повышение давления приводит к слабому увеличению вязкости. Русский инженер Н. П. Петров (1836-1920) рассмотрел сопротивление вращению вала в подшипнике при постоянном зазоре $h = \text{const}$ (рис.7). Для этого случая в формуле (3) вместо S можно подставить $2\pi rL$ и вместо V - ωr . Тогда получим формулу Петрова для расчета момента трения:

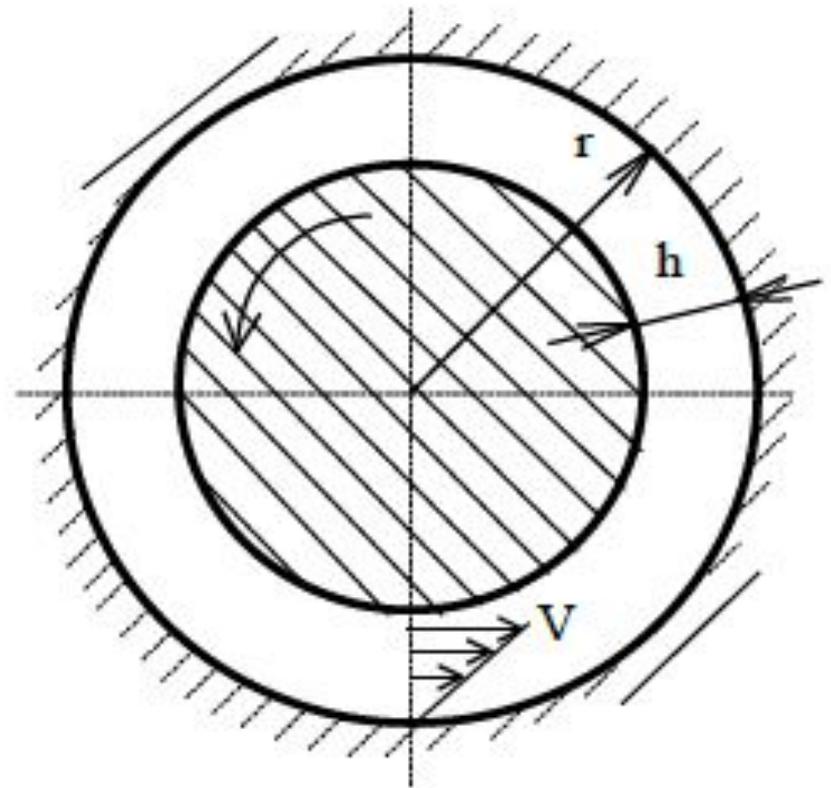
(4)

$$M = F \cdot r = 2\pi\eta\omega R^3 L / h.$$

Коэффициент трения выразится:

$$(5) \quad \mu = (2\pi r/h) \cdot \eta v/q.$$

Здесь L - длина подшипника; ω - угловая скорость вала; $h \ll r$. Из формулы видно, что момент трения увеличивается с ростом вязкости, угловой скорости, радиуса, длины подшипника и с уменьшением зазора. Наиболее сильно влияет радиус подшипника, он в третьей степени.



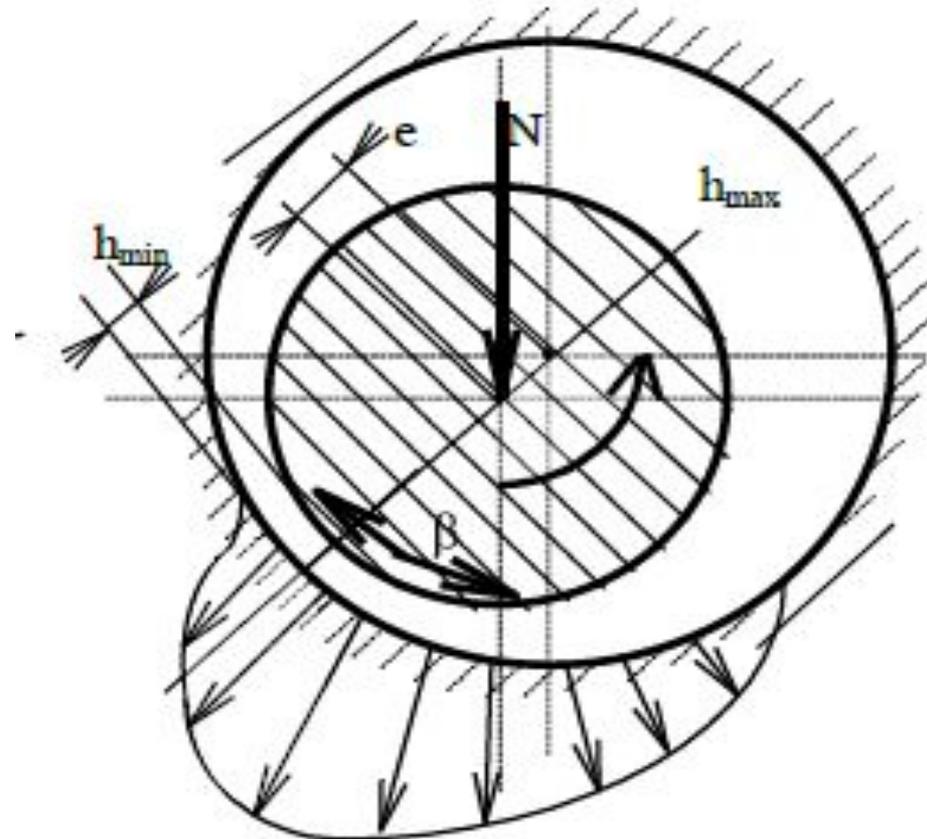
Если постоянство зазора не поддерживать искусственным путем, то вал опустится под действием силы тяжести. Зазор снизу начнет убывать. Здесь в действие включается **гидродинамический эффект**. Гидродинамический эффект заключается в том, что вал захватывает за счет смачивания масло и нагнетает его в сужающийся по направлению движения клиновидный зазор. Внутри масляного клина возникает добавочное давление, эпюра которого показана на рисунке.

Вал всплывает при некоторой толщине смазочного слоя, когда в результате саморегулирования устанавливается минимальный зазор нагруженной зоны подшипника, соответствующий действующей нагрузке N :

$$(6) \quad h_{\min} = k \cdot r \cdot \eta \cdot v / q ,$$

где k - коэффициент,

$q = N/L$ - погонная нагрузка.



Минимальной зазор возникает в сечении, смещенном на угол β . Для того чтобы выразить подъемную силу масляного клина, силу вязкого трения и минимальную толщину зазора, необходимо решать уравнение Рейнольдса. Для жестких элементов пары трения, несжимаемой жидкости и стационарного течения это уравнение в интегральной форме имеет вид:

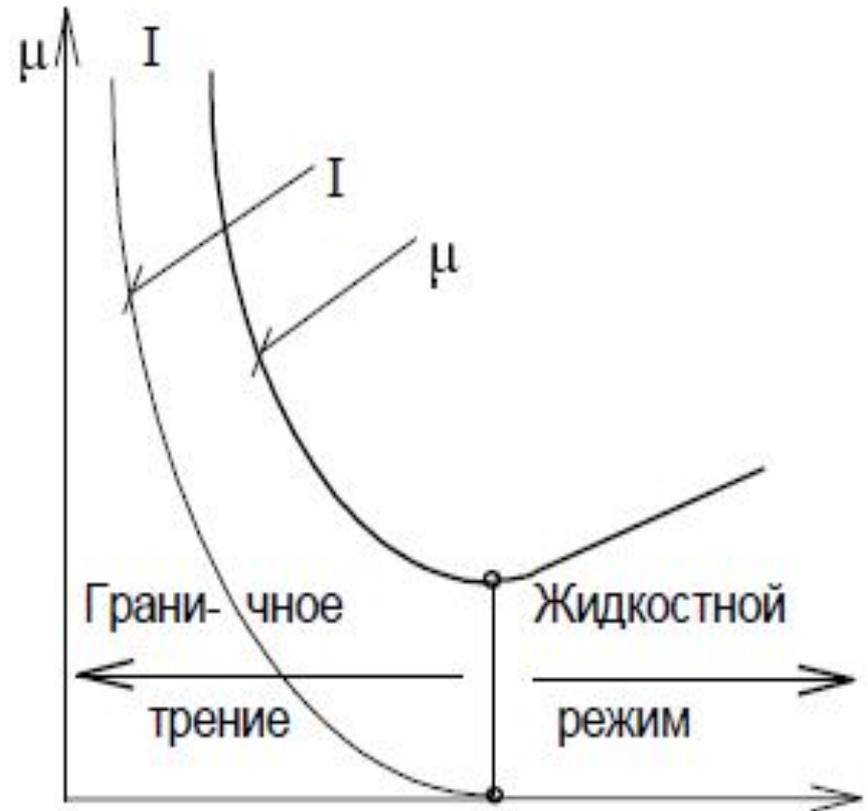
$$(7) \quad dp/dx = 6\eta v(h-h_0)/h^3 .$$

Здесь h_0 - толщина зазора в области максимального давления; h - текущая величина зазора. Решение уравнения Рейнольдса редко удастся получить в аналитическом виде. Оно выполняется обычно численными методами.

Диаграмма Герси - Штрибека

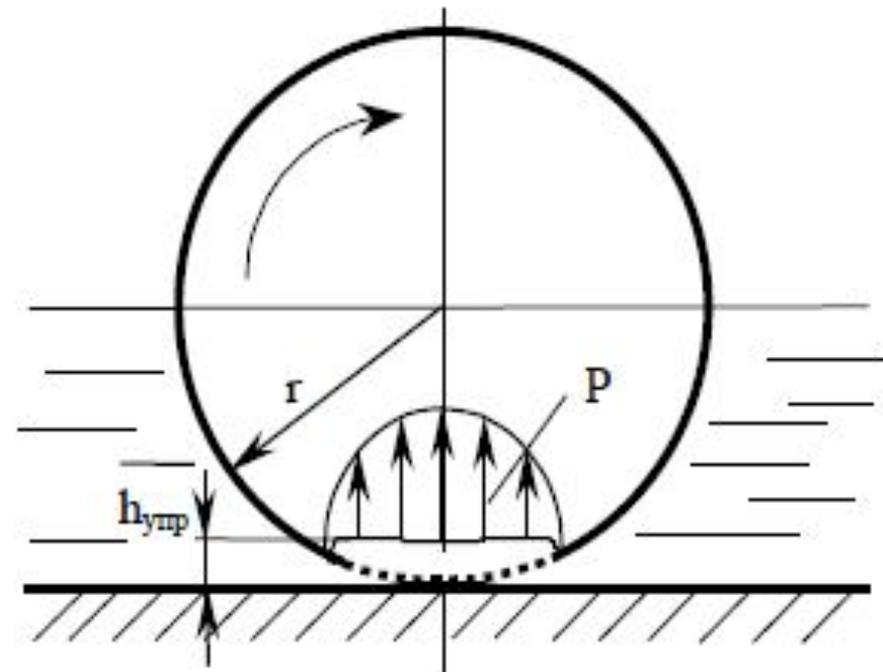
Входящую в формулу (6) безразмерную величину $\lambda = \eta V/q$ называют характеристикой подшипника. Зависимость коэффициента трения от этой характеристики или скорости называется диаграммой Герси-Штрибека.

При значении λ , соответствующем минимуму коэффициента трения, происходит переход от граничного трения к жидкостному. На этом же графике изображена кривая интенсивности изнашивания. При $\lambda \geq \lambda_{\min}$ контакт деталей размыкается, и износ исчезает.



Эластогидродинамический эффект

Разновидностью гидродинамической является эластогидродинамическая смазка. Высокие давления в масляном клине вызывают упругую деформацию контактирующих тел. В результате величина зазора между деталями возрастает. Особенно сильно этот эффект проявляется при трении тел, материал которых имеет низкий модуль упругости, например для резиновых колес автомобилей. На рис. показан эластогидродинамический эффект при качении колеса по жесткому основанию. За счет эластогидродинамического эффекта смазка образует прослойку между колесом и основанием. Так происходит при движении автомобиля по залитому водой асфальту при скорости более 70 км/ч. Явление называют глиссированием. Автомобиль становится неуправляемым со всеми вытекающими последствиями.



Стеклование смазки

При проектировании гидродинамических подшипников жидкостного трения самый эффективный режим наблюдается при явлении так называемого «стеклования» смазки. Согласно опубликованным данным явление стеклования проявляется при давлении в смазочном слое в пределах $P_c = 400 \dots 2500$ МПа. Упруго-гидродинамическое состояние пленки смазки в такой ситуации определяют три фактора: давление, сдвиг и температура. Напряжения сдвига при стекловании описывают двучленным выражением:

$$\tau_{\text{стекл.}} = \tau_{\text{пред.}} + C \Delta P,$$

где $\tau_{\text{пред.}}$ - предельное напряжение сдвига; C - коэффициент, близкий по значению к коэффициенту трения при граничной смазке; P - параметр, определяющий превышение действующего давления в контакте над значением давления при стекловании P_c .

Если величина ΔP значительна, то предельные напряжения сдвига равны

$$\tau_{\text{стекл.}} \approx C \Delta P.$$

При проектировании узлов трения, имеющих гидродинамические подшипники, целесообразно использовать режим стеклования, обеспечивающий устойчивую работу подшипника, высокую жесткость опор и минимальные потери на трение.

Список литературы

- Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Камбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
- Крагельский И.В. Узлы трения машин: справочник / И.В. Крагельский, Н.М.Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
- Дроздов Ю.Н. и др. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков. – Машиностроение, 1986 – 224с.
- Справочник по триботехнике: в 3т. / под общ. ред. М.Хебды, А. В.Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.
- Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безысность): Учебник/ Д.Н.Гаркунов. – М.: Изд-во «МСХА», 2001. – 616 с.
- Современная трибология: итоги и перспективы / под. ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во ЛКИ, 2008 г. – 480 с.
- Чичинадзе, А.В. Трение, износ и смазка — М : Машиностроение, 2003. — 576 с.