

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Ф.І.Абрамчук

ГІДРОДИНАМІЧНА ТЕОРІЯ ЗМАЩУВАННЯ

Конспект лекцій

Затверджено методичною радою
Університету
Протокол № від 20__ р.

Харків ХНАДУ 2014

ПЕРЕДМОВА

В механізмах деталей двигунів внутрішнього згоряння переважно використовується тертя ковзання, яке ділиться на сухе, рідинне і напівсухе.

При роботі двигуна в різних його вузлах виникають різні види тертя в залежності від способу підведення мастила. Наприклад, в парі «випускний клапан – направляюча втулка» найбільш вірогідно напівсухе тертя, в парі «поршневий палець – бобишка поршня» - напіврідинне тертя.

В підшипниках колінчастого вала допускається тільки рідинне тертя. При цьому створюється масляний шар, що розділяє поверхні деталей. При обертанні шийки масло за рахунок своєї в'язкості в обертальний рух. Далі масляний шар попадаючи в об'єм, що зменшується, витікає у всіх напрямках і за рахунок в'язкості створюється тиск. В результаті в клиноподібній частині масляного шару створюється гідродинамічний тиск, що піднімає шийку від підшипника.

Гідродинамічна теорія змащування була розроблена проф. Н.П.Петровим у 1883 р. і є важливим розділом сучасної науки теорії змащування машин і механізмів.

Гідродинамічний режим змащування вузлів тертя припускає повний розділ поверхонь шаром масла, причому зовнішнє тертя замінюється внутрішнім тертям між шарами рідини. Природно, що гідродинамічний режим змащування може існувати тільки у випадку руху поверхонь вузла тертя. По характеру руху він може бути стаціонарним і нестаціонарним.

Лекція № 1

1. Види рідинного змащування.
2. Диференційні рівняння гідродинаміки.
3. Опір масляного шару обертанню вала.

1. Види рідинного змащування

Розрізняють наступні види рідинного змащування:

1. Гідродинамічне змащення, яке має місце при повному розділі поверхонь безперервного масляного шару товщиною більш як 5 мкм в процесі руху дотичних деталей (наприклад, в підшипниках ковзання ДВЗ).
2. Еластогідродинамічне – змащування тонкого (піджатога) плівкою в точці або по лінії контакту з дуже високим тиском в зоні контакту (наприклад, в підшипниках качення, шестернях редукторів великої потужності).
3. Гідростатичне - змащування з примусовим тиском та повним розділом поверхонь тертя (наприклад, підшипники турбін).
4. Повітряне (газове) - змащування з використанням аеродинамічної під'йомної сили та розділенням поверхонь тертя повітряним шаром при високих швидкостях руху (наприклад, в підпятниках суперцентрифуг, на суднах з повітряним змащуванням).

2. Диференційні рівняння гідродинаміки

Для виводу рівнянь виходять з універсального принципу д'Аламбера про динамічну рівновагу системи при всякій динамічній рівновазі сума всіх сил, які діють на систему: при всякій динамічній рівновазі сума всіх зовнішніх сил, які діють на систему, та сил інерції дорівнює нулю

$$\Sigma P_{\text{зовн.}} + \Sigma P_{\text{ин}} = 0$$

Якщо розглянути одиницю маси масла, яке знаходиться в потоці, одержуємо рівняння:

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = 0, \quad (1.1)$$

$$Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} - \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (1.2)$$

$$Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = 0 \quad (1.3)$$

де X , Y , Z – компоненти зовнішніх сил, віднесених до одиниці маси;

$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}$ - тиск віднесений до одиниці маси ;

$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2}$ - сили інерції на одиницю маси;

p – тиск;

ρ – густина рідини.

До рівняння (2.1), (2.2) та (2.3) треба приєднати рівняння суцільності (нерозривності) потому:

$$\frac{dp}{\partial t} + \text{div}(pv) = 0. \quad (1.4)$$

Рівняння (2.1), (2.2), (2.3) та (2.4) є основними диференціальними рівняннями гідродинаміки масляного шару для трьохмірного потоку в формі рівняння д'Аламбера.

Аналогічні рівняння для тривимірного потоку, через компоненти швидкості (v , u , w) в часткових похідних може бути одержано у формі рівняння Ейлера .

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z}; \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z}; \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z}; \end{aligned} \right\} \quad (1.5)$$

Основне рівняння гідродинаміки може бути також виражене у формі Лагранжа, Нав'є-Стокса і Ляме. Інтегрування цих рівнянь дає рішення у формі Рейнольдса.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{dp}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{dp}{\partial z} \right) = 6 \frac{\partial}{\partial x} (h \cdot U_0) + 12V_0, \quad (1.6)$$

де p – тиск в шарі масла;

U_0, V_0 - компоненти швидкості руху поверхні вала;

η – динамічна в'язкість масла;

h – товщина масляного шару.

Рівняння Рейнольдса може бути застосоване для практичних цілей. Наприклад, для визначення тиску в масляному шарі при умові якщо задані всі інші параметри. Дуже важливо, що в ці рівняння входить в'язкість – параметр, який характеризує фізичні властивості середовища (масла). При цьому необхідно враховувати, що в'язкість залежить від температури, яка змінюється в залежності від режиму роботи вузла тертя.

3. Опір масляного шару обертанню вала

Гідродинамічне змащування – це змащування рідким шаром масла, тому гідродинамічна теорія змащування побудована на законах внутрішнього тертя між шарами рідини. Простіший випадок є ламінарна течія в масляному шарі (рис.3.1).

Рисунок – 1.1

Воно може бути описане рівнянням Ньютона для внутрішнього тертя рідин

$$F_T = \eta \cdot S \cdot \frac{dV}{dx},$$

де F_T – сила внутрішнього тертя;

η – в'язкість рідини (масла);

S – площа поверхонь, які труться ;
 V – швидкість руху поверхонь тертя.

$$F_T = \eta \cdot \frac{S \cdot V}{h},$$

де h – товщина шару масла.

З цієї формули витікає:

1) Сила рідинного тертя прямопропорційна абсолютній в'язкості, площі і відносній швидкості поверхонь, що рухаються та обернено пропорційно товщині шару масла.

2) Рідинне тертя не залежить від тиску на поверхні і від становища поверхні. Однак в'язкість залежить не тільки від температури, а від тиску, що дуже важливо для вузлів тертя з великими навантаженнями.

Коефіцієнт рідинного тертя і затрати енергії на тертя.

$$F_{TP} = k \cdot N, \quad F_{TP} = k \cdot P \quad (1.7)$$

звідки

$$k = \frac{F_{TP}}{P} = \frac{\eta \cdot V \cdot S}{h \cdot P}.$$

Потужність рідинного тертя N_{TP}

$$N_{TP} = F_{TP} \cdot V \quad (1.8)$$

Основні форми тертя:

- 1) сухе $\kappa > 0,1$.
- 2) напівсухе $\kappa = 0,1 \dots 0,0005$.
- 3) рідинне $\kappa < 0,005$.

Перехід від сухого тертя до рідинного сила та потужність тертя зменшується в сотні раз . Цей ефект використовується в багатьох підшипниках.

В дійсних конструкціях підшипників ковзання межові умови при наявності маслороздільних пристроїв.

$$1) p_{x=\pm l/2} = p_0 \quad (1.9)$$

$$2) p_{x=0} = p_m \quad (1.10)$$

По другій координаті тиск змінюється наступним чином

1 – без канавки;

2 – з канавкою.

Лекція 2

1. Гідродинамічний розрахунок підшипника
2. Тепловий розрахунок підшипника

1. Гідродинамічний розрахунок підшипника

Для динамічно навантажених підшипників ДВЗ (рис. 2.1) всі параметри, які входять до рівняння (1.6) залежать від часу і координат. Замкнених рішень рівнянь (1.6), (1.11), (1.12) немає. В теорії змащування використовують різні приблизні методи прями чисельні та аналітичні. В деяких випадках достатньо точним є розрахунок нестационарно навантаженого підшипника колінчастого вала з урахуванням некруглості підшипника або вала наявності маслорозподільних пристроїв, зміни температури масла та залежності його від температури та тиску.

Рисунок 2.1 – До розрахунку підшипника ковзання

Більш точні результати одержані при розрахунку з врахуванням деформацій вузла тертя. В цьому випадку систему диференціальних рівнянь вирішують ітераційним методом. Процес послідовних наближень закінчують, коли наближення як по характеристиках деформованого стану, так і по параметрах транспорту руху будуть відрізнятися один від другого не більше як деяка наперед задана величина.

При використанні аналітичних методів розподілу тиску приблизно представляють у виді подвійного ряду, т.ч.

$$p = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N a_{mn} \cdot D_m(\varphi) \cdot L_n(x),$$

де D_m , L_n – інерційно-незалежні функції відповідних координат.

Для визначення коефіцієнтів використовують різні методи: наприклад, метод Рітца,, а також найменших квадратів та інші.

При умові, що масло не стискається, режим течії ізотермічний, а вал і підшипник не деформуються, тобто мають ідеальну циліндричну поверхню і осі їх паралельні.

Зазор у будь-якому перетині під кутом φ до лінії центрів в циліндричній системі координат описується такою формулою:

$$h = r \cdot \psi \cdot (1 - \chi \cdot \cos\varphi),$$

де $\chi = \frac{e}{\delta}$ - відносний ексцентриситет;

R, r - радіуси підшипника і вала;

e – зміщення осі вала відносно осі підшипника;

$\psi = \frac{\Delta}{d}$ - відносний зазор;

Δ, δ - діаметральний та радіальний зазори.

Гідродинамічний тиск в довільній точці шару масла по довжині циліндричного підшипника може виражатися наступною залежністю

$$p = 6\eta \cdot v \cdot \frac{c}{r \cdot \psi^2} \cdot I \cdot \varphi_{1x} \left[1 - \left(\frac{2x}{l_u} \right)^m \right],$$

де c – коефіцієнт, враховуючий зниження тиску внаслідок витікання масла через торцеві зазори підшипника;

l_u – довжина підшипника;

x – координати від середини до поперечного перерізу який розглядається.

$I_{\varphi x}$ – закон зміни гідродинамічного тиску по куту;

m – постійна, яка визначається по експериментальним кривим для подібних підшипників при заданому зазорі.

Рівнодіюча P проєкцій елементарних сил гідродинамічного тиску на лінії дії зовнішніх навантажень

$$P = l \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p \cdot [-\cos(\varphi_a + \varphi)] \cdot r d\varphi. \quad (2.1)$$

Після підстановки значення p з рівняння (.....) та інтегрування одержуємо

$$P = \eta \cdot \omega \cdot r \cdot l \cdot \frac{\Phi}{\psi^2} \quad (2.3)$$

де $\omega = V/r$,
 Φ – безрозмірна величина, яка називається коефіцієнтом навантаженості підшипника.

$$\Phi = \frac{2k \cdot \psi^2}{2\omega}, \quad (2.4)$$

де $k = \frac{P}{dl_u}$ - навантаженість на одиницю площі проекції шийки.

Розміщення шийки, що повертається в короткому підшипнику залежить від значення l/d , тобто для визначеної завантаженості підшипника є свій відносний ексцентриситет χ . Для розрахунку підшипника побудовані графіки $\Phi = f(\chi)$. Тому при визначенні по (2.4) значення Φ , по кривим знаходять χ , а знаючи відносний ексцентриситет визначають мінімальний зазор між шийкою і підшипником

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi). \quad (2.5)$$

В дійсності мінімальна товщина шару масла повинна бути більше деякою критичного значення $h_{кр}$ на 2 мкм.

$$h_{\min} \geq h_{кр} + 2 \text{ мкм},$$

де $h_{кр} = h_{\epsilon} + h_{\Pi} + h_k + h_q + h_u$.

Тут h_{ϵ} і h_{Π} - висоти мікронерівностей поверхонь вала підшипника;
 h_k , h_d і h_u - величини, які враховують відповідно перекіс, несоосність, деформацію та відхилення профілю.

Приведені формули та графіки описують стаціонарний режим роботи підшипників, при якому на шийку діє постійна по величині і напрямку сила. Виконано багато дослідницьких робіт, які показують правомірність застосування приведених формул та графіків для підшипників ковзання ДВЗ, які працюють в нестаціонарних умовах при змінних режимах змащування (змінних по величині та напрямку).

Таким чином, задача конструювання та розрахунку підшипників ковзання є визначення діаметрального зазору, відношення l_u/d , сорту масла, тиску подачі, матеріалу антифрикційного шару вкладишів, при яких було б

забезпечено рідинне тертя і невисокий температурний режим роботи підшипників.

Вихідними даними для розрахунку підшипників ковзання є діаметр і довжина, частота обертання колінчастого вала, сорт масла, температура навколишнього середовища, тиск і температура масла на вході у підшипник, матеріал антифрикційного шару.

Маючи годографи навантажень за цикл

$$K_{cp} = \frac{1}{72} \cdot \sum_{i=1}^{72} K_i,$$

у випадку розрахунку через 10^0 обертання колінчастого вала. Як видно з годографів навантажень в деякі моменти часу можуть значно перевищувати K_{cp} . Однак, як показав освіт, короткочасне перевантаження, тобто перехід в область напіврідкого змащування не являється небезпечним.

Суттєве значення для надійної роботи підшипників є вибір відношення $l/d = 0,6 \dots 0,8$. При $l/d < 0,3$ можливі розриви і перегрів несущого масляного шару з-за різкого зменшення масла, що проходить через навантажену частину підшипника. Збільшення співвідношення l/d більше одиниці також є недоцільним в зв'язку з різними умовами підтримання розрахункової товщини масляного шару на краях і середині підшипника.

2. Тепловий розрахунок підшипника

Далі розрахунок підшипника зводиться до визначення кількості масла, що проходить через підшипник, а також втрати потужності на тертя. Знаючи відносний ексцентриситет вала в підшипнику визначають коефіцієнт q_1 торцевих втрат масла по графіку залежності від χ та від відношення l/d при куті охвата $\varphi_2 = \varphi_1 = 180^0$. Коефіцієнт втрат масла на q_0 на виході з навантаженої частини масла підшипника з циліндричною розточкою також визначається по графіку.

Кількість масла, яка проходить через зазор між валом і підшипником

$$q_{\Pi} = (0,375/\delta) \cdot \sqrt{\eta_{cp}/(\rho\omega)},$$

де δ – радіальний зазор в підшипнику [.....] ;

η_{cp} – середнє значення динамічної в'язкості масла [Па·с];

ρ – густина масла [...../м³] ;

ω – кутова швидкість обертання вала [с⁻¹] .

Коефіцієнт опору f обертання валу з врахуванням тертя в неробочій зоні зазору підшипника при змащенні через верхню половину вкладиша

визначається по графіку. Знаючи його та коефіцієнт витрат масла можна визначити приріст температури в шарі масла.

$$\Delta t = f \cdot \omega \cdot \eta_{cp} / (c_M \cdot \rho \cdot \psi^2 q),$$

де c_M – питома теплоємність масла [Дж/кг.к] .
Температура масла на вході в підшипники

$$t_{ax} = t_0 + \Delta t \frac{q_0}{q_1}.$$

Середня температура масла в шарі

$$t_{cp} = t_{ax} + 0,5\Delta t.$$

Тоді кількість масла, яке необхідне для забезпечення працездатності підшипника.

$$Q_M = 0,5 \cdot \psi \cdot \omega \cdot l \cdot d^2 (q_1 + q_2),$$

$$\text{де } q_2 = \beta \cdot \Phi \cdot \left(\frac{d}{l_u}\right)^2 \cdot \left(\frac{p_u}{\kappa}\right).$$

Коефіцієнт β визначають по діаграмі в залежності від кута обхвату $(\varphi_3 - \varphi_1)$ і відносного ексцентриситету χ .

Втрати потужності на тертя в підшипнику

$$N_{II} = 10^{-3} f \cdot \omega^2 \cdot d^3 \cdot l \cdot \eta_{cp} / (2\psi) \quad [\text{кВт}].$$

Розрахунок t_{cp} , а отже, η_{cp} проводять в декілька ітерацій для різних значень середньої в'язкості масла