

ВПЛИВ АКТИВНОГО ДРОСЕЛЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВИХ ПІДШИПНИКІВ

Канд. техн. наук, доц. Федотов В. О., Кашканов А. А.

Ідея використання вузьких щілин як зовнішнього дроселя газових підшипників належить Шайрсу. Це стало відомо з роботи [1], в якій автори показали, що газостатичні опори із щілинами наддуву газу мають такі переваги у порівнянні з підшипниками, в яких газ подається до робочого зазору через ланцюг отворів малого діаметру: незалежність характеристик підшипника із щілинами наддуву до змін температури навколишнього середовища та вологості змазки; більш висока підйомна сила та жорсткість опори при малих відношеннях довжини підшипника до його діаметра при менших витратах газу. Ці переваги зумовили увагу дослідників та інженерів до опор із щілинами наддуву, у багатьох працях удосконалюються методи розрахунку та технологія виготовлення опор із щілинами постійної ширини [2, 3, 4]. Перспективний шлях подальшого розвитку підшипників із щілинами наддуву зв'язаний із введенням активного дроселя, у якого під час роботи змінюється ширина щілини наддуву. Одна з таких опор показана на рис. 1. В неї з боку прикладення сили F_H буде максимальна ширина щілини наддуву δ , а тоді й максимальний тиск на вході у робочий зазор опори, а з протилежної — мінімальна ширина на тиск. За рахунок збільшення різниці між максимальним та мінімальним тиском на вході у робочий зазор опори і очікується значне поліпшення характеристик опор з активним дроселем у порівнянні з підшипниками, в яких ширина щілини постійна.

Через те, що площина симетрії опори (рис. 1) поділяє його на дві незалежні частини, то для визначення характеристик достатньо розглянути одну половину підшипника і отримані результати подвоїти.

Введемо такі позначення: c — робочий зазор між втулкою та валом при їх співвісному положенні; e — радіальний ексцентриситет; δ_0 — ширина щілини наддуву при співвісному положенні вала та втулки; $\epsilon = e/c$ — відносний радіальний ексцентриситет; $\chi = c/\delta_0$ — відносна ширина щілини наддуву; z, r, φ — координати циліндричної системи; $\xi = z/l_0$ — безрозмірна осьова координата; $h = c(1 - \epsilon \cos \varphi)$ — радіальний зазор між валом та втулкою; $\delta = \delta_0(1 + \epsilon \chi \cos \alpha \cos \varphi)$ — ширина щілини наддуву; $\lambda = l_0/R_0$ — відносна довжина підшипника; $\beta = R/R_0$ — відносний радіус щілини; $\psi = \ln \beta / (\lambda \sin \alpha)$ — характеристика щілини наддуву; a_{ij} — сталі інтегрування; U_0 — квадрат безрозмірного тиску газу у щілині наддуву; U_1 — квадрат безрозмірного тиску газу в зазорі підшипника; P_0 — тиск оточуючого опору середовища (атмосферний тиск); F^* — безрозмірна радіальна підйомна сила; $F = 4 R_0^2 P_0 F^*$ — радіальна підйомна сила; $K_e^* = dF^*/de$ — безрозмірна радіальна жорсткість; $K = 4 R_0 P_0 K_e^*/c$ — радіальна жорсткість опори; Q^* — безрозмірні витрати газу; $Q = \pi k P_0^2 c^3 Q^*/(12 \mu)$ — витрати газу через підшипник; k — відношення густини газу до тиску при температурі газового шару; μ — коефіцієнт динамічної в'язкості.

Виходячи із рівнянь Рейнольдса [5], одержимо диференціальні рівняння, які задовольняють функції U_0 та U_1

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial U_0}{\partial r} \right) = 0. \quad (1)$$

$$\lambda^2 \left(\frac{\partial^2 U_1}{\partial \varphi^2} + \frac{3\epsilon \sin \varphi}{1 + \epsilon \cos \varphi} \cdot \frac{\partial U_1}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial^2 U_1}{\partial \xi^2} = 0. \quad (2)$$

У диференційному рівнянні (1) враховано, що протяжність щілини наддуву $\frac{R-R_0}{\sin \alpha}$ мала у порівнянні з радіусами її меж.

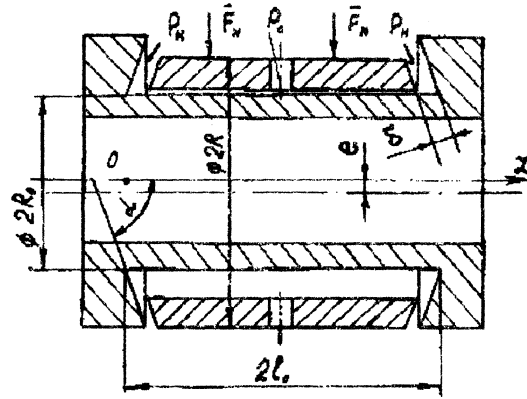


Рис. 1. Газостатична опора з активним дроселем

Функція U_1 — парна періодична функція змінної φ з періодом 2π , тому, розв'язуючи рівняння (2) у вигляді

$$U_1 = \sum_{n=0}^{\infty} z_n(\xi) \cos n\varphi, \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

отримаємо при малих значеннях ε

$$U_1 = a_{01} + a_{02} \xi + (a_{11} e^{\lambda \xi} + a_{12} e^{-\lambda \xi}) \cos \varphi. \quad (3)$$

З рівняння (1), з урахуванням граничних умов $U_0(R, \varphi) = P_n^2$, $U_0(R_0, \varphi) = U_1(0, \varphi)$ та виразу (3), маємо

$$U_0 = P_n^2 - \frac{\ln(R/r)}{\ln \beta} [P_n^2 - a_{01} - (a_{11} + a_{12}) \cos \varphi]. \quad (4)$$

Локальні масові витрати газу у щілині наддуву ΔQ_0 та у робочому зазорі ΔQ_1 знаходимо таким чином [2]

$$\Delta Q_0 = -\frac{k P_0^2 \delta^3}{24 \mu} r \frac{\partial U_0}{\partial r} d\varphi \sin \alpha \quad (5)$$

$$\Delta Q_1 = -\frac{k P_0^2 h^3}{24 \mu \lambda} \frac{\partial U_1}{\partial \xi} d\varphi. \quad (6)$$

Використовуючи умову нерозривності течії газу на межі областей $-\Delta Q_0 = \Delta Q_1$ та враховуючи, що на виході з робочого зазору $U_1(l_0, \varphi) = P_0^2$, знаходимо

$$a_{01} = 1 + A, \quad a_{02} = A, \quad a_{12} = \varepsilon B e^{\lambda}, \quad a_{11} = -\varepsilon B e^{-\lambda},$$

де

$$A = \frac{P_n^2 - 1}{1 + \psi \chi^3}, \quad B = \frac{3 \psi A \chi^3 (1 + \chi \cos \alpha)}{2(\operatorname{sh} \lambda + \psi \chi^3 \lambda \operatorname{ch} \lambda)}$$

Тепер вираз (3) для квадрату безрозмірного тиску у робочому зазорі підшипника запишеться:

$$U_1 = 1 + A(1 - \xi) + \varepsilon B \operatorname{sh} \lambda (1 - \xi) \cos \varphi. \quad (7)$$

Знаючи тиск у робочому зазорі підшипника, знайдемо безрозмірну радіальну підйомну силу газостатичної опори.

$$F^* = \int_0^1 d\xi \int_0^\pi \sqrt{U_1} \cos \varphi \cdot d\varphi.$$

При визначенні підйомної сили підшипника нехтували невеликим впливом нахилу конічних щілин на характеристики опори. Це припущення зроблено на підставі того, що несуча поверхня радіального підшипника значно перевищує поверхню конусної щілини.

Радіальна безрозмірна жорсткість опори у діапазоні лінійності підйомної сили від відносного ексцентриситету $0 \leq \varepsilon \leq 0.5$ запишеться у вигляді:

$$K_{\varepsilon=0}^* = \frac{3}{2} B \lambda \int_0^1 \frac{\operatorname{sh} \lambda (1 - \xi) d\xi}{\sqrt{1 + A(1 - \xi)}}.$$

Витрати газу знайдемо з виразу (6) з урахуванням (7)

$$Q = \frac{\pi k c^3 P_0^2}{12 \mu} Q^*, \quad Q^* = 2A / \lambda.$$

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ТА ВИСНОВКИ

Дослідження газостатичної опори з активним дроселем показали, що при оптимальних параметрах її жорсткість (рис. 2, крива 2), а тому й підйомна сила, значно перевищує жорсткість опори з постійним дроселем (рис. 2, крива 1). Звичайно, що й характеристики опори з постійним дроселем були оптимальні. Причому, як видно з рис. 2, із зростанням відносної довжини підшипника λ , переваги підшипника з активним дроселем зростають. Так, при $\lambda = 0,4$ відношення жорсткості підшипників з активним та постійним дроселем складає $m=1,93$, а при $\lambda = 4$ - $m = 2,43$. Наявність

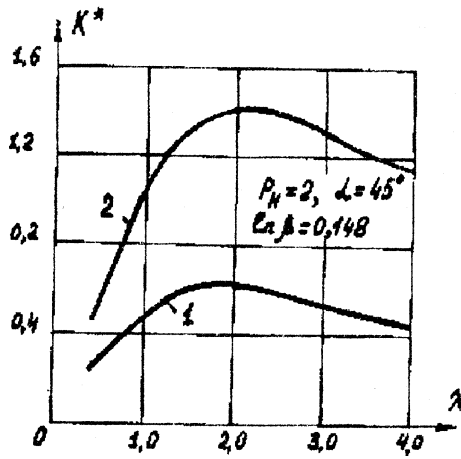


Рис. 2. Графік залежності жорсткості підвіса від відносної довжини опори (1 — дросель з постійною шириною щілини; 2 — активний дросель)

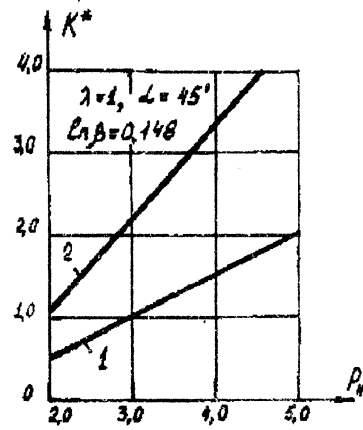


Рис. 3. Графік залежності жорсткості підвіса від тиску газу на вході у дросель (1 — дросель з постійною шириною щілини; 2 — активний дросель)

максимуму в залежності $K^* = f(\lambda)$ (рис. 2, крива 2) вказує на те, що і використання активного дроселя не дозволяє зменшити негативний вплив колових потоків газу на характеристики опори.

При оптимальних параметрах у підшипників із різними видами дроселя залежність безрозмірної жорсткості від тиску наддуву газу майже лінійна (рис. 3: 1 — постійний дросель; 2 — активний дросель) і їх відношення не залежить від тиску, під яким газ подається на вхід дроселя. Характерно, що витрати газу через робочі зазори підшипників із різними видами дроселя однакові.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ди, Шайрс. Современное состояние разработок подшипника с питающими щелями // Проблемы трения и смазки. — 1971. — №4. — с.1—9.
2. Емельянов А. В., Федотов В. А., Приятельчук В. А. Характеристики радиальных газостатических опор с двойным дроселированием газового потока // Машиноведение. — 1977. — № 2. — С. 97—104.
3. Федотов В. А., Шевченко А. В., Молчанов А. В. Влияние окружных потоков газа в проточных каналах цилиндрического подвеса на его характеристики // Изв. высш. учебн. заведений. — 1980. — № 4. — С. 67—71.
4. Зорин В. А., Рязанов К. А. Статические и динамические характеристики цилиндрической профелированной опоры с нагнетанием смазки через кольцевую цепь // В кн.: Надежность роторных систем с опорами на газовой смазке. Тез. докл. науч.-техн. семинара. Челябинск, 1990 — 31 с.
5. Константиnescу В. Н. Газовая смазка. — М.: Машиностроение, 1968. — 718 с.

Кафедра теоретичної та будівельної механіки