

АНАЛІЗ ЗМІШАНОГО МАЩЕННЯ РОБОЧОЇ ПОВЕРХНІ ЛОПАТОК В МЕХАНІЗМАХ РОТОРНИХ КОМПРЕСОРИВ

Дмитриченко М.Ф., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, dmitrichenko@ntu.edu.ua, 0000-0003-4223-1838

Богданов І.М., Національний транспортний університет, Київ, Україна, gmiller180890@gmail.com, 0000-0001-6346-4388

MIXED LUBRICATION ANALYSIS OF VANE SLIDING SURFACE IN ROTARY COMPRESSOR MECHANISMS

Dmytrychenko M.F., doctor of technical science, National Transport University, Kyiv, Ukraine, dmitrichenko@ntu.edu.ua, 0000-0003-4223-1838

Bogdanov I.M., National Transport University, Kyiv, Ukraine, gmiller180890@gmail.com, 0000-0001-6346-4388

Постановка проблеми. У механізмі стиснення роторного компресора для холодильників і кондиціонерів передбачена лопатка, що розділяє камеру всмоктування та камеру стиснення. Лопатка приводиться у зворотно-поступальний рух ексцентриком обертового поршня. На лопатку діє велике навантаження і момент, створюваний різницею тиску між камерою всмоктування і камерою стиску. Отже, ковзна поверхня лопатки знаходиться під змішаним мащенням.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Динаміка та мащення лопатки і поршня були чисельно проаналізовані за допомогою різних методів в попередніх дослідженнях [8-10]. Зокрема, було проаналізовано рух лопатки і гідродинамічне мастило ковзної поверхні.

Виділення не вирішених раніше частин загальної проблеми. Незважаючи на значну кількість вітчизняних і зарубіжних публікацій, не було проведено достатньо поглиблених досліджень стосовно процесу оптимального проектування лопатки. Потрібен аналіз змішаного мащення поверхні ковзання лопатки, щоб отримати точні характеристики мастила.

Постановка завдання. У цьому дослідженні було проведено аналіз змішаного мащення лопатки і досліджені мастильні характеристики. Модифіковане рівняння Рейнольдса і рівняння пружного контакту з урахуванням шорсткості поверхні вирішуються як одна задача. Причому аналізи проводились шляхом зміни параметрів зазору між лопаткою і пазом лопатки, а також довжини паза лопатки. Шляхом порівняння результатів аналізу став очевидним вплив зазору і довжини паза лопатки на характеристики мастила.

Виклад основного матеріалу. На рисунку 1 показана кінематична схема механізму стиснення роторного компресора. На рисунку 2 показана система координат лопатки. Тиск нагнітання p_{dis} діє на хвостову частину лопатки. Лопатки розділяє камеру всмоктування та камеру стиснення. Рухомий поршень, який приводиться в рух кривошипом, обертається ексцентрично. Через це ексцентричне обертання обсяг камери стиснення зменшується, і тиск холодоагенту стає високим.

Як показано на рисунку 1, лопатка піддається навантаженню через різницю тисків p_{dis} , p_{suc} і p_{com} , сили пружності, сил тертя між лопаткою і пазом лопатки і сили тертя між лопаткою і обертовим поршнем. Рівняння руху лопатки і рівняння рівноваги сил і моментів мають вигляд:

$$m_v \ddot{x}_v = F_{vx} + F_{t1} + F_{t2} + F_{vn} \cdot \cos\alpha + F_{vt} \cdot \sin\alpha - F_s, \quad (1)$$

$$0 = F_{vy} + F_{c1} - F_{c2} + F_{vt} \cdot \cos\alpha - F_{vn} \cdot \sin\alpha + w_c \cdot \int p_1 dx - w_c \cdot \int p_2 dx, \quad (2)$$

$$0 = M_{vt} + M_{t1} - M_{t2} + M_{c1} - M_{c2} + M_v + w_c \cdot \int xp_1 dx - w_c \cdot \int xp_2 dx, \quad (3)$$

де: m_v – маса лопатки, x_v – зміщення лопатки в напрямку x , α – кут, між точкою контакту поршня і лопатки, w_c – ширина циліндра, p_1 і p_2 – тиск масляної плівки між лопаткою і пазом лопатки, що відповідають площині нагнітання і площині всмоктування, F_{vx} , F_{vy} і M_v – сили і момент, що діють на лопатку через різницю тисків холодоагенту, F_{t1} , F_{t2} , M_{t1} і M_{t2} – сили тертя і відповідні моменти між лопаткою і пазом лопатки, F_{c1} , F_{c2} , M_{c1} і M_{c2} – контактні сили і відповідні моменти між лопаткою і пазом лопатки, F_{vn} – нормальна сила, що діє на лопатку при контакті з поршнем, F_{vt} і M_{vt} – сила тертя і відповідний момент, діючий на лопатку при контакті з поршнем, F_s – сила пружності.

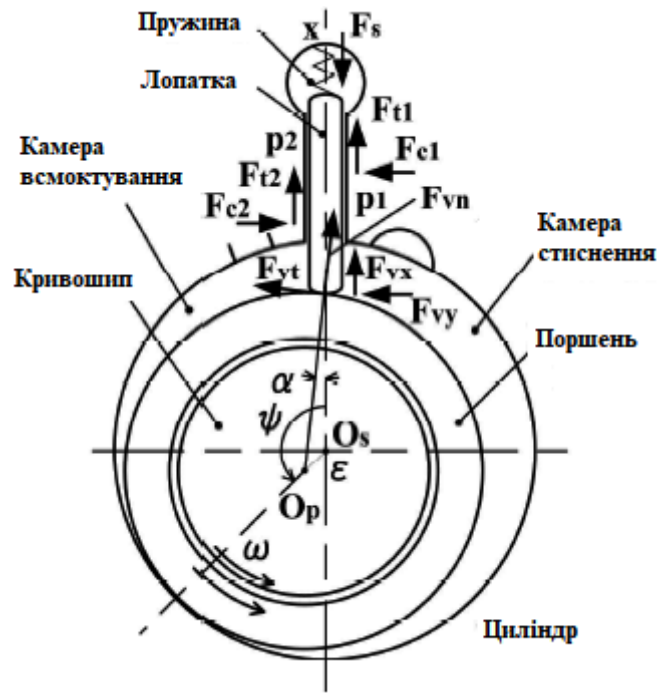


Рисунок 1 – Кінематична схема компресійного механізму роторного компресора
 Figure 1 – Brief drawing of compression mechanism in rotary compressor

Поверхня ковзання лопатки розглядається як поверхня, що має нескінченну ширину вздовж перпендикуляра площини (рис. 2). Сили реакції масляної плівки на площині нагнітання і на площині всмоктування між лопаткою і пазом лопатки розраховуються за модифікованим рівнянням Рейнольдса наступним чином [11]:

$$\frac{\delta}{\delta x} \left(\Phi_x \cdot \frac{\bar{h}^3}{\eta} \cdot \frac{\delta p}{\delta x} \right) = 6U \cdot \frac{\delta h_T}{\delta x} + 6U \cdot \sigma \cdot \frac{\delta \Phi_s}{\delta x} + 12 \cdot \frac{\delta h_T}{\delta t} \quad (4)$$

де: \bar{h} – середня товщина масляної плівки, h_T – місцева товщина масляної плівки, η – в'язкість мастила, U – швидкість ковзання лопатки, σ – стандартні відхилення шорсткості композиту, Φ_x – коефіцієнт потоку тиску, Φ_s – коефіцієнт плинності при зсуві. Поверхня ковзання лопатки трактується як поверхня, що має поздовжній тип шорсткості. Використовуваний тут параметр напрямку шорсткості поверхні дорівнює 3,0.

Товщина масляної плівки становить:

$$\bar{h}_1 = c_v - \bar{h}_0 - kx \quad (5)$$

$$\bar{h}_2 = \bar{h}_0 + kx \quad (6)$$

де: \bar{h}_1 та \bar{h}_2 – середня товщина масляної плівки на поверхні нагнітання і на поверхні всмоктування між лопаткою і пазом лопатки, c_v – зазор між лопаткою і пазом лопатки, \bar{h}_0 – середня масляна плівка. Товщина на нижньому кінці паза лопатки на поверхні всмоктування при $x = 0$ (рис. 2), k – кут нахилу лопатки.

Для розрахунку контактних сил між лопаткою і пазом лопатки використовується приблизний вираз Патіра і Ченга, заснований на теорії Грінвуда і Тріппа [12,13],

$$p_c = \begin{cases} k_c \cdot E' \cdot 4.4086 \cdot 10^{-5} \cdot \left(4 - \frac{\bar{h}}{\sigma} \right)^{6.804} & (\bar{h} < 4 \cdot \sigma) \\ 0 & (\bar{h} \geq 4 \cdot \sigma) \end{cases} \quad (7)$$

де: p_c – контактний тиск між лопаткою і пазом лопатки, k_c – постійна величина у відношенні «сила – піддатливість», E' – еквівалентний модуль пружності.

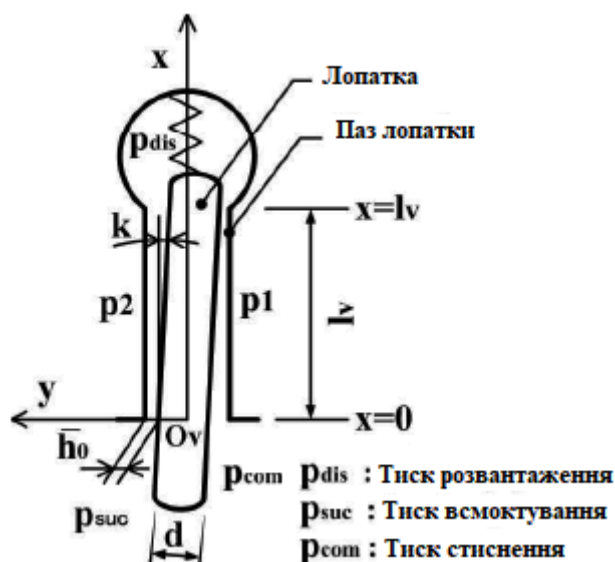


Рисунок 2 – Система координат лопатки
Figure 2 – Coordinate system of vane

Рівняння (1) – (4) і рівняння (7) вирішуються як об'єднана задача, а нахил k і середня товщина масляної плівки на нижньому кінці паза лопатки \bar{h}_0 чисельно розраховуються методом Ньютона-Рафсона. У цьому методі часовий диференціал k і часовий диференціал \bar{h}_0 , що використовуються при розрахунку умов стиснення в модифікованих рівняннях Рейнольдса, приблизно розраховуються за допомогою рівняння (8).

$$\left. \begin{matrix} \dot{k} \\ \dot{\bar{h}}_0 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{\Delta t} \left\{ \begin{matrix} k_{t+\Delta t} - k_t \\ \bar{h}_{0t+\Delta t} - \bar{h}_{0t} \end{matrix} \right\} \quad (8)$$

Крім того, враховуються варіації сил і моментів, що діють на лопатку. Отже, об'єднана задача вирішується рекурсивно за віссю часу. Рішення $k_{t+\Delta t}$ і $\bar{h}_{0t+\Delta t}$ знаходять за допомогою цього підходу.

Умови та параметри аналізу для кількох прикладів показані в таблиці 1. C_v – це безрозмірний зазор, ($= c_v/d$, d : товщина лопатки), а L_v – безрозмірна довжина паза лопатки ($= l_v/d$). Розрахунки виконані для різних зазорів і різної довжини паза лопатки. Вважаючи, що область міцного контакту між лопаткою і рухомим поршнем знаходиться в граничному мащенні, для коефіцієнта тертя було використано значення 0,12. Крім того, значення 0,12 було використано для коефіцієнта тертя для міцного контакту між лопаткою і пазом лопатки.

Таблиця 1 – Умови аналізу
Table 1 – Conditions of analysis

Радіус циліндра, мм	19,5
Зовнішній радіус поршня, мм	15,9
Ексцентриситет кривошипу, ε мм	3,6
Безрозмірний зазор між лопаткою і пазом лопатки, $C_v (= c_v/d) 10^{-3}$	4,7; 5,6; 6,6
Безрозмірна довжина паза лопатки, $L_v (= l_v/d)$	3,8; 4,7; 5,6
Частота обертання ротора, N Гц	60
Тиск розвантаження / Тиск всмоктування, p_{dis} / p_{suc} , Мпа	4,25 / 1,27
В'язкість мастила, $\eta 10^{-3}$ Па	2,8

На рисунку 3 показані результати аналізу для випадків, коли безрозмірний зазор між лопаткою і пазом лопатки C_v становить $4,7 \times 10^{-3}$, $5,6 \times 10^{-3}$ і $6,6 \times 10^{-3}$. Тоді безрозмірна довжина паза лопатки L_v дорівнює 4,7. Горизонтальна вісь ψ – кут повороту колінчастого валу.

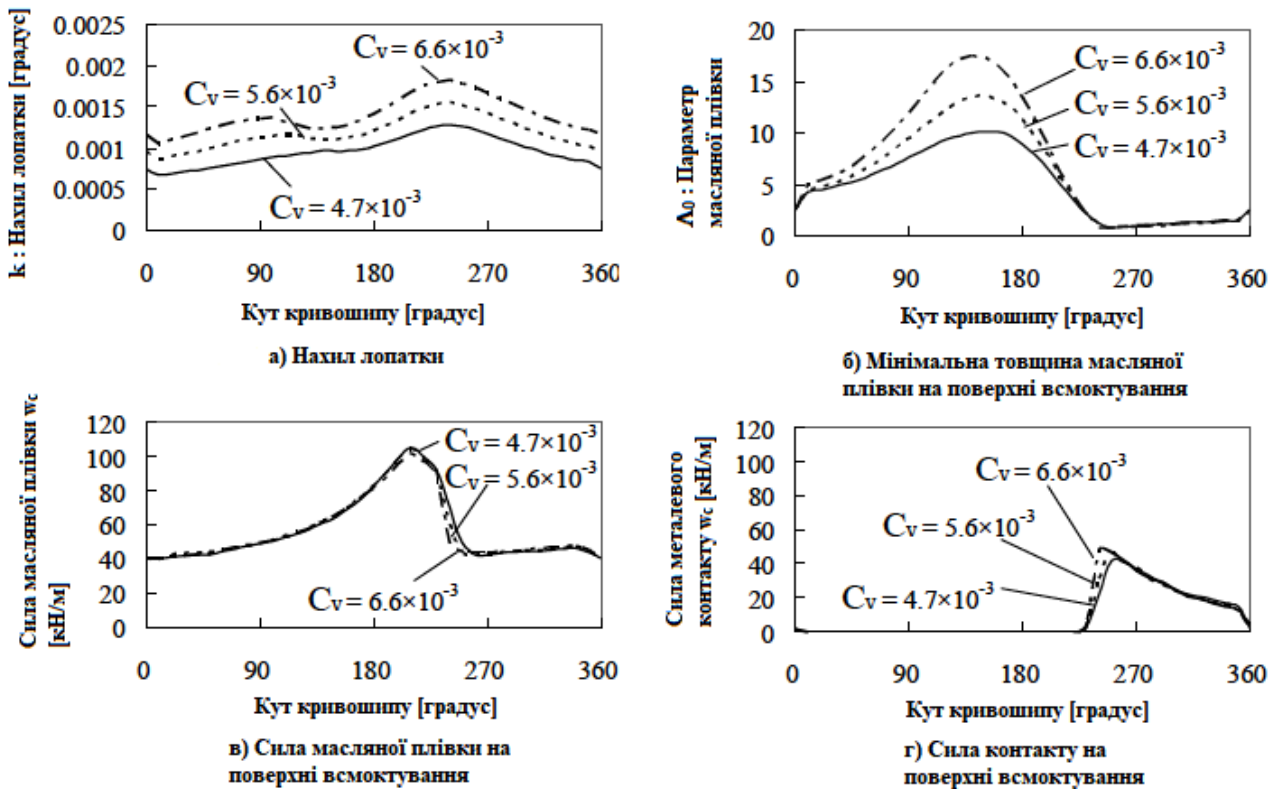


Рисунок 3 – Вплив зазору між лопаткою і пазом лопатки ($L_v = 4,7$)
 Figure 3 – Effects of clearance between vane and vane-slot ($L_v = 4.7$)

На рисунку 3 (а) показана зміна нахилу k щодо кута повороту кривошипа за один оберт кривошипу. Видно, що k завжди більше 0° . Тобто лопатка завжди нахилиється за годинниковою стрілкою, як показано на рисунку 2. Отже, міцний контакт між лопаткою і пазом лопатки відбувається на нижньому кінці (положення $x = 0$ на рис. 2) на поверхні всмоктування і на верхньому кінці (становище $x = l_v$ на рис. 2) на поверхні нагнітання. У реальних ротаційних компресорах зазвичай спостерігається знос в аналогічних місцях. Видно, що k досягає максимального значення приблизно за $\psi = 240^\circ$, а потім зменшується по відношенню до ψ , поки не досягне значення близько $\psi = 360^\circ$. Це відбувається з тієї причини, що між лопаткою і пазом лопатки на поверхні всмоктування виникає міцний контакт з $\psi = 240^\circ$, як показано на рисунку 3 (г), і виникає момент сил контакту проти годинникової стрілки на поверхні всмоктування. Виявлено, що k зменшується зі зменшенням зазору.

На рисунку 3 (б) показано зміна середньої товщини масляної плівки з використанням параметра масляної плівки $\Lambda_0 (= \bar{h}_0/\sigma)$ на нижньому кінці паза лопатки на поверхні всмоктування за один оборот кривошипа. Оскільки нахил k завжди більше 0° , як показано на рисунку 3 (а), з геометрії лопатки (рис. 2) видно, що \bar{h}_0 стає мінімальною товщиною масляної плівки на поверхні всмоктування між лопатками і пазом лопаток. Можна бачити, що значення \bar{h}_0 збільшується в діапазоні від $\psi = 0^\circ$ до $\psi = 180^\circ$, оскільки тиск масляної плівки на поверхні всмоктування підвищується за рахунок ефекту клину. \bar{h}_0 різко зменшується з $\psi = 180^\circ$, так як ефект клину зникає при повороті лопатки. Отже, міцний контакт відбувається під час процесу нагнітання (приблизно від $\psi = 230^\circ$ до $\psi = 350^\circ$), як видно з рисунку 3 (г), і міцний контакт виникає на нижньому кінці паза лопатки на поверхні всмоктування. Причому період виникнення міцного контакту не залежить від значень зазору.

На рисунку 3 (б) показано зміна середньої товщини масляної плівки з використанням параметра масляної плівки $\Lambda_0 (= \bar{h}_0/\sigma)$ на нижньому кінці паза лопатки на поверхні всмоктування за один оборот кривошипа. Оскільки нахил k завжди більше 0° , як показано на рисунку 3 (а), з геометрії лопатки (рис. 2) видно, що \bar{h}_0 стає мінімальною товщиною масляної плівки на

поверхні всмоктування між лопатками і пазом лопаток. Можна бачити, що значення \bar{h}_0 збільшується в діапазоні від $\psi = 0^\circ$ до $\psi = 180^\circ$, оскільки тиск масляної плівки на поверхні всмоктування підвищується за рахунок ефекту клину. \bar{h}_0 різко зменшується з $\psi = 180^\circ$, так як ефект клину зникає при повороті лопатки. Отже, міцний контакт відбувається під час процесу нагнітання (приблизно від $\psi = 230^\circ$ до $\psi = 350^\circ$), як видно з рисунку 3 (з), і міцний контакт виникає на нижньому кінці паза лопатки на поверхні всмоктування. Причому період виникнення міцного контакту не залежить від значень зазору.

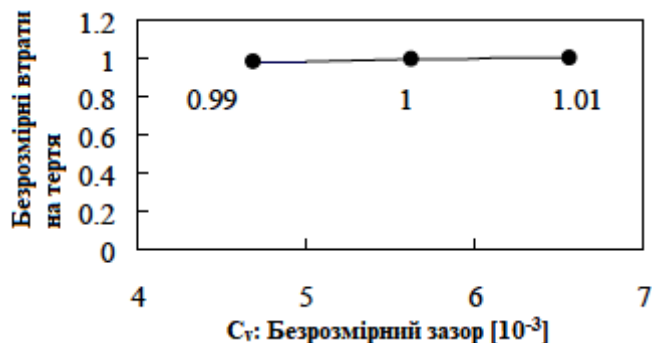


Рисунок 4 – Взаємозв'язок між втратами на тертя і зазором
Figure 4 – Relationship between friction loss and clearance

На рисунку 3 (в) показано зміна сил реакції масляної плівки на одиницю ширини циліндра w_c за один оборот кривошипа. На рисунку 3 (з) показано зміна контактних сил на одиницю ширини циліндра w_c на поверхні всмоктування між лопаткою і пазом лопатки за один оберт кривошипа. Видно, що міцного контакту між лопаткою і пазом лопатки на поверхні всмоктування від $\psi = 0^\circ$ до $\psi = 200^\circ$ не відбувається. Починаючи з $\psi = 200^\circ$, сили реакції масляної плівки на поверхні всмоктування різко знижуються, і, таким чином, виникають контактні сили. Під час процесу розряду коефіцієнт розподілення навантаження контактних сил великий. При зменшенні зазору контактні сили в період порівняно великих контактних сил (від $\psi = 230^\circ$ до $\psi = 260^\circ$) зменшуються, а сили реакції масляної плівки збільшуються. Максимальна контактне зусилля для випадку $C_v = 4,7 \times 10^{-3}$ за один оберт кривошипа становить близько 85% від $C_v = 6,6 \times 10^{-3}$. Встановлено, що несуча здатність масляної плівки між лопаткою і пазом лопатки збільшується зі зменшенням зазору.

На рисунку 4 показана залежність між безрозмірними втратами на тертя і безрозмірним зазором. Тут безрозмірні втрати на тертя визначаються як відношення до втрат на тертя, коли $C_v = 5,6 \times 10^{-3}$. Міцний контакт так само впливає на втрати тертя. Виявлено, що втрати на тертя незначно зменшуються при зменшенні зазору.

На рисунку 5 показані результати аналізу випадків, коли безрозмірна довжина лопатки L_v становить 3,8, 4,7 і 5,6. Тоді C_v рівно $5,6 \times 10^{-3}$. Горизонтальна вісь – кут повороту колінчастого валу ψ .

На рисунку 5 (а) показано зміна нахилу k щодо кута повороту кривошипа за один оберт кривошипа. Видно, що лопатка завжди нахилється за годинниковою стрілкою, як і на рисунку 3 (а). Виявлено, що k зменшується зі збільшенням довжини паза лопатки.

На рисунку 5 (б) показано зміна середньої товщини масляної плівки з використанням параметра L_0 масляної плівки на нижньому кінці паза лопатки на поверхні всмоктування за один оберт кривошипа. Можна бачити, що, аналогічно результатам на рисунку 3 (б), міцний контакт виникає на нижньому кінці паза лопатки на поверхні всмоктування під час процесу нагнітання. Виявлено, що затримка переходу до змішаного мащення збільшується, а період змішаного мащення зменшується при зменшенні довжини паза лопатки.

На рисунку 5 (в) показано зміна сил впливу масляної плівки на одиницю ширини циліндра w_c за один оберт кривошипа. На рисунку 5 (з) показано зміна контактних сил на одиницю ширини циліндра w_c на поверхні всмоктування між лопаткою і пазом лопатки і за один оберт кривошипа. З рисунку 5 (в), сили реакції масляної плівки зменшуються з $\psi = 180^\circ$, коли $L_v = 3,8$, а сили реакції масляної плівки зменшуються з $\psi = 240^\circ$, коли $L_v = 5,6$. Встановлено, що період змішаного мащення зменшується, а період гідродинамічного мащення збільшується при зменшенні довжини паза лопатки. З рисунку 5 (з) видно, що максимальне контактне зусилля під час одного оберт кривошипа зменшується, коли довжина паза лопатки збільшується.

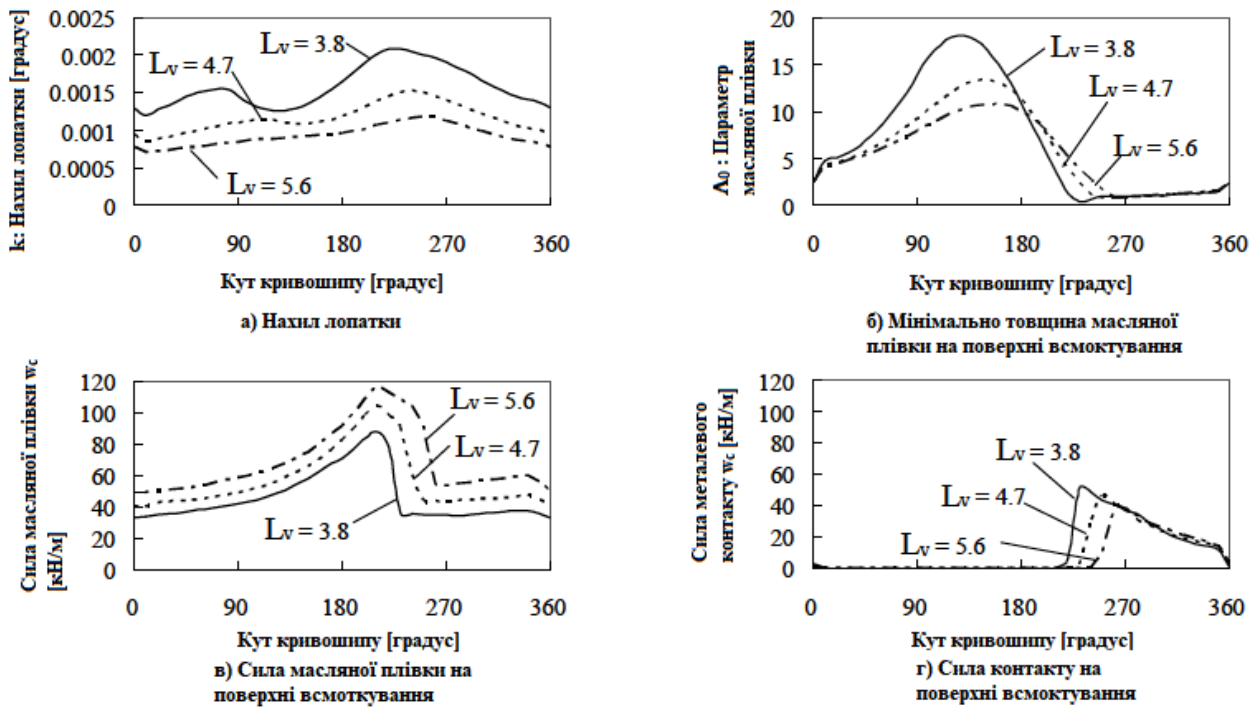


Рисунок 5 – Вплив довжини паза лопатки ($C_v = 5,6 \times 10^{-3}$)
 Figure 5 – Effects of vane-slot length ($C_v = 5,6 \times 10^{-3}$)

На рисунку 6 показано залежність між безрозмірними втратами на тертя і безрозмірною довжиною паза лопатки. Тут безрозмірні втрати на тертя визначаються як відношення до втрат на тертя, коли $L_v = 4,7$. При збільшенні паза лопатки, втрати на тертя зменшуються, так як зменшується період змішаної мастила (рис. 5 (г)).

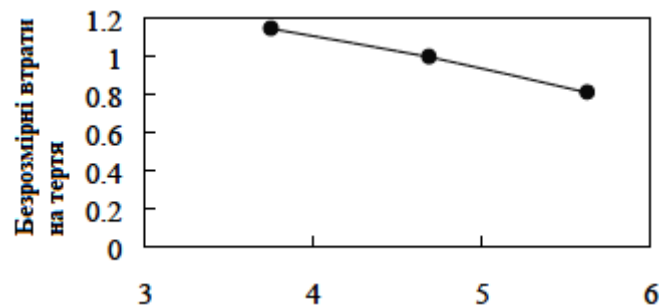


Рисунок 6 – Взаємозв'язок між втратами на тертя і довжиною паза лопатки
 Figure 6 – Relationship between friction loss and vane-slot length

Висновки. Чисельний аналіз змішаного мащення було проведено з метою отримання точних характеристик мастила ковзної поверхні лопатки роторних компресорів. Як видно з наступних висновків, за допомогою цього аналізу можна знайти важливі параметри для зменшення втрат на тертя. Таким чином, ця технологія аналізу корисна при практичному проектуванні роторних компресорів.

1. Лопатка завжди нахилиється за часовою стрілкою, як показано на рисунку 2. Отже, щільний контакт між лопатками і пазом лопатки відбувається на нижньому кінці (положення $x = 0$ на рис. 2) на поверхні всмоктування і на верхньому кінці (положення $x = l_v$ на рис. 2) на поверхні нагнітання.

2. У період змішаного мащення під час процесу нагнітання вплив зазору як на контактні сили, так і на сили реакції масляної плівки невеликі. Отже, зміна втрат на тертя щодо зазору невелика.

3. При збільшенні довжини паза лопатки період змішаного мащення зменшується, а втрати на тертя зменшуються. Отже про, вплив довжини паза лопатки на втрати на тертя більше, ніж вплив зазору.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Дмитриченко М.Ф. Еластогідродинаміка. – Львов: Изд-во Национального университета «Львовская политехника», 2000. – 244 с.

2. Дмитриченко М.Ф., Гохар Р., Уэн Дж. Эластогидродинамическая смазка линейных контактов в условиях обильной смазки и масляного голодания // Трение и износ. – 1993. – т. 14, № 13. – с. 438 – 443.
3. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Бершадский Л.И., караулов А.К. Надежность и долговечность машин. – К.: Техника, 1975. – 408 с.
4. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
5. Хэмрок, Даусон. Изотермическая упругодинамическая смазка точечных контактов. Часть III. – Обильная смазка // Труды Америк. общ. инж.-мех.: Проблемы трения и смазки. – 1977. – № 2. – с. 130 – 140.
6. Хэмрок, Даусон. Изотермическая упругодинамическая смазка точечных контактов. Часть IV. – Масляное голодание // Труды Америк. общ. инж.-мех.: Проблемы трения и смазки. – 1977. – № 1. – с. 16 – 24.
7. Чичинадзе А.В., Матвеевский Р.М., Браун Э.Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. – М.: Наука, 1986. – 248 с.
8. Padhy, S. K., On the Dynamics of a Rotary Compressor: part1 – Mathematical modeling, Advances in Automation Volume 1, ASME, DE-65-1, 1993, 207-217.
9. Tanaka, S., Kyogoku, K. and Nakahara, T., Lubrication Characteristics of Refrigerator / Air conditioning Rotary Compressor, Tribologist (in Japanese), 41, 3, 1996, 247-254.
10. Yoshimura, T., Ono, K., Inagaki, K., Kotsuka, H. and Korenaga, A., Analysis of Lubricating Characteristics of Rotary Compressor for Domestic Refrigerators, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, 121, 7, 1999, 510-516.
11. Patir, N. and Cheng, H. S., An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 100, 1, 1978, 12-17.
12. Greenwood, J. A. and Tripp, J. H., The Contact of Two Nominally Flat Surfaces, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, 185, 48, 1970, 625-633.
13. Patir, N. and Cheng, H. S., Effect of Surface Roughness Orientation on the Central Film Thickness in E.H.D. Contacts, Proceeding of the Institute of Mechanical Engineering Part I, 185, 48, 1978, 15-21.

REFERENCES

1. Dmitrichenko M.F. Elastogidrodinamika. – L'vov: Izd-vo Natsional'nogo universiteta «L'vovskaya politehnika», 2000. – 244 s.
2. Dmitrichenko M.F., Gokhar R., Uen Dzh. Elastogidrodinamicheskaya smazka lineynykh kontaktov v usloviyakh obil'noy smazki i maslyanogo golodaniya // Treniye i iznos. – 1993. – т. 14, № 13. – с. 438 – 443.
3. Kostetskiy B.I., Nosovskiyy I.G., Bershadskiy L.I., karaulov A.K. Nadezhnost' i dolgovechnost' mashin. – К.: Tekhnika, 1975. – 408 s.
4. Kragel'skiy I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. Osnovy raschetov na treniye i iznos. – М.: Mashinostroyeniye, 1977. – 526 s.
5. Khemrok, Dauson. Izotermicheskaya uprogodinamicheskaya smazka tochechnykh kontaktov. Chast' III. – Obil'naya smazka // Trudy Amer. Obshch. inzh.-mekh.: Problemy treniya i smazki. – 1977. – № 2. – с. 130 – 140.
6. Khemrok, Dauson. Izotermicheskaya uprogodinamicheskaya smazka tochechnykh kontaktov. Chast' IV. – Maslyanoye golodaniye // Trudy Amer. Obshch. inzh.-mekh.: Problemy treniya i smazki. – 1977. – № 1. – с. 16 – 24.
7. Chichinadze A.V., Matveyevskiy R.M., Braun E.D. Materialy v tribotekhnike nestatsionarnykh protsessov. – М.: Nauka, 1986. – 248 s.
8. Padhy, S. K., On the Dynamics of a Rotary Compressor: part1 – Mathematical modeling, Advances in Automation Volume 1, ASME, DE-65-1, 1993, 207-217.
9. Tanaka, S., Kyogoku, K. and Nakahara, T., Lubrication Characteristics of Refrigerator / Air conditioning Rotary Compressor, Tribologist (in Japanese), 41, 3, 1996, 247-254.
10. Yoshimura, T., Ono, K., Inagaki, K., Kotsuka, H. and Korenaga, A., Analysis of Lubricating Characteristics of Rotary Compressor for Domestic Refrigerators, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, 121, 7, 1999, 510-516.
11. Patir, N. and Cheng, H. S., An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 100, 1, 1978, 12-17.
12. Greenwood, J. A. and Tripp, J. H., The Contact of Two Nominally Flat Surfaces, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, 185, 48, 1970, 625-633.

13.Patir, N. and Cheng, H. S., Effect of Surface Roughness Orientation on the Central Film Thickness in E.H.D. Contacts, Proceeding of the Institute of Mechanical Engineering Part I, 185, 48, 1978, 15-21.

РЕФЕРАТ

Дмитриченко М.Ф. Аналіз змішаного мащення робочої поверхні лопаток в механізмах роторних компресорів / М.Ф. Дмитриченко, І.М. Богданов // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науковий журнал. – К.: НТУ, 2022. – Вип. 1 (51).

Чисельний аналіз змішаного мастила було проведено з метою дослідження характеристик мастила ковзної поверхні лопатки роторного компресора. Модифіковане рівняння Рейнольдса і рівняння пружного контакту з урахуванням шорсткості поверхні вирішуються як об'єднана задача. Використовуючи цей аналіз, характеристики мастила, що ковзає по поверхні лопатки, досліджуються шляхом аналізу таких параметрів конструкції, як довжина паза лопатки і зазор між лопаткою і пазом лопатки. Встановлено, що вплив довжини паза лопатки на втрати на тертя було більше, ніж вплив зазору.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: РОТОРНИЙ КОМПРЕСОР, ЛОПАТКА, ПАЗ ЛОПАТКИ, ЗМІШАНЕ МАЩЕННЯ, ШОРСТКІСТЬ ПОВЕРХНІ, ТЕРТЯ.

ABSTRACT

Dmytrychenko N.F., Bogdanov I.N. Mixed lubrication analysis of vane sliding surface in rotary compressor mechanisms. Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific journal. – Kyiv: National Transport University, 2022. – Issue 1 (51).

Numerical analysis for mixed lubrication has been performed in order to investigate the lubrication characteristics of the sliding surface of the vane in a rotary compressor. The modified Reynolds equation and the elastic contact equation, considering the surface roughness, are solved as a coupled problem. Using this analysis, the lubrication characteristics of the sliding surface of the vane are investigated by parameter survey on the design parameters such as the vane-slot length and the clearance between the vane and vane-slot. It is found that the influences of the vane-slot length on the friction loss were larger than that of the clearance.

KEY WORDS: ROTARY COMPRESSOR, VANE, VANE-SLOT, MIXED LUBRICATION, SURFACE ROUGHNESS, FRICTION.

АВТОРИ:

Дмитриченко Микола Федорович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри «Виробництво, ремонт та матеріалознавство», e-mail: dmitrichenko@ntu.edu.ua, тел. (044)2808203, Україна, 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка, 1, к. 318, orcid.org/0000-0003-4223-1838

Богданов Іван Миколайович, Національний транспортний університет, аспірант кафедри «Виробництво, ремонт та матеріалознавство», e-mail: gmiller180890@gmail.com, тел. (044)2809805, Україна, 01010, м. Київ, вул. Омеляновича-Павленка, 1, orcid.org/0000-0001-6346-4388

AUTHORS:

Dmytrychenko Nykolay F., Ph.D., Engineering (Dr.), National Transport University, professor department of Manufacturing repair and materialoved, e-mail: dmitrichenko@ntu.edu.ua, tel. (044)2808203, Ukraine, 01010, Kyiv, Omelyanovich Pavlenko str. 1, room 318, orcid.org/0000-0003-4223-1838

Bogdanov Ivan N., National Transport University, postgraduate department of Manufacturing repair and materialoved, e-mail: gmiller180890@gmail.com, tel. (044)2809805, Ukraine, 01010, Kyiv, Omelyanovich Pavlenko str. 1, orcid.org/0000-0001-6346-4388

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Мельниченко О.І., кандидат технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри «Виробництво, ремонт та матеріалознавство», Київ, Україна.

Тамаргазін О.А., доктор технічних наук, Національний авіаційний університет, професор кафедри екології та технологій аеропортів, Київ, Україна.

REVIEWER:

Melnichenko O.I., associate professor, National Transport University, professor department of Manufacturing repair and materialoved, Kyiv, Ukraine.

Tamargazin O.A., Ph.D., Engineering (Dr.), National Aviation University, professor department ecology and safety of vital functions, Kyiv, Ukraine.