

УДК 621.89

ВОРОНІН С.В., к.т.н., (ООО «Нова компанія», м. Харків),
ТКАЧ В.В., здобувач, ст. викл. (ДЮІЛДУВС).

Вплив факторів навантаження та товщини граничної змащувальної плівки на строк служби підшипників ковзання при пружно-пластичному контакті деталей.

Постановка проблеми

Граничну змащувальну плівку, яка утворюється на деталях підшипників ковзання при інтенсифікації адсорбції молекул присадок за рахунок електростатичної обробки мастил, можна розглядати як третє тіло кристалічної будови. За умови граничного змащення підшипника така плівка зменшує дотикові напруження, що призводить до зменшення зносу деталей. Тому, при проектуванні підшипників ковзання актуальною задачею є прогнозування їх ресурсу з урахуванням властивостей кристалічної змащувальної плівки. В статті запропонована математична модель, що дозволяє розраховувати ресурс підшипників з урахуванням допустимого зносу їх деталей в умовах граничного змащування та при наявності кристалічної плівки різної товщини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Найбільш глибоке вивчення процесу зношування та довговічності підшипників ковзання відображене в роботах [1, 2]. Так, у роботі [1] наведена залежність дотикових напружень у підшипнику із товщиною змащувальної плівки при пружно-гідродинамічному контакті, однак не встановлений зв'язок цих напружень з інтенсивністю зношування деталей підшипника, а також не вивчений вплив електростатичної обробки мастила на товщину та міцність граничної змащувальної плівки. З іншого боку роботи проф. Є.М. Лисікова [3], доводять, що використання обробки робочих рідин на нафтовій

основі електричним полем сприяє зменшенню зносу гідравлічних агрегатів, проте питання довговічності підшипників ковзання, за таких умов, в цих роботах не розглядалися.

Мета статті

Розробка математичної моделі розрахунку строку служби підшипників ковзання при пружно-пластичному контакті, яка враховує параметри навантаження та властивості змащувальної плівки при обробці мастил електростатичним полем.

Матеріали та результати дослідження

Найбільш розповсюдженим видом зношування для підшипників ковзання є знос при пружно-пластичному контакті поверхонь. Такий знос відбувається в режимі граничного змащення і визначає, в цілому, довговічність підшипника. При граничному змащенні підшипника контакт поверхонь тертя відбувається по окремих мікроскопічних нерівностях, які розділені між собою лише твердими кристалічними шарами молекул присадки [4, 5], а гідродинамічні явища у підшипнику відсутні. З урахуванням цього можна скористатися відомими залежностями стосовно підшипника ковзання без змащувального матеріалу [1]. Тоді строк служби підшипника ковзання, як один з головних показників його довговічності можна визначити наступним чином

$$T = \frac{|U| - (R_1 - R_2)}{(I_1 \cdot l_1 - I_2 \cdot l_2) \cdot n}, \quad (1)$$

де, $|U|$ – допустимий знос підшипника;
 R_1, R_2 – радіуси відповідно вкладиша та валу, рисунок 1;
 I_1, I_2 – інтенсивності зношування відповідно вкладиша та валу;
 l_1, l_2 – шляхи тертя за один оберт відповідно вкладиша та валу, (рисунок1).
 n – кількість обертів валу.

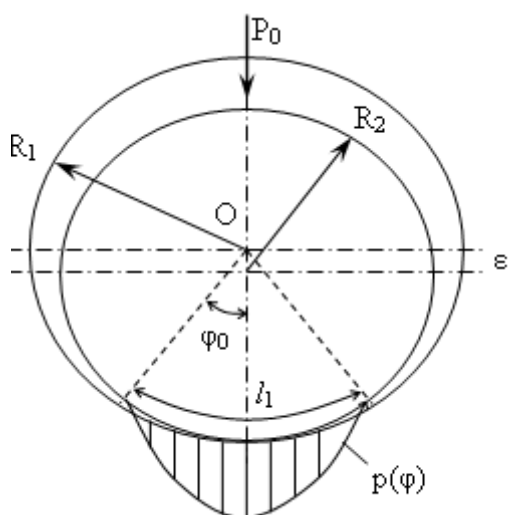


Рисунок 1. – Розрахункова схема підшипника ковзання

Шлях тертя для валу визначається як довжина окружності, тобто $l_2 = 2\pi R_2$. Для вкладишу шлях тертя слід визначати як

$$l_1 = \frac{\varphi_0}{180} \cdot 2\pi R_1, \quad (2)$$

де, $2\varphi_0$ – кут обхвату, який залежить від властивостей контактуючих матеріалів та визначається як

$$\sin \varphi_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left[(1 - \mu_1^2) + (1 - \mu_2^2) \cdot \frac{E_1}{E_2} \right] \cdot \frac{P_0}{E_1 \cdot \varepsilon}}, \quad (3)$$

де, μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона відповідно матеріалів вкладиша та валу;
 E_1, E_2 – модулі пружності відповідно для матеріалів вкладиша та валу;
 P_0 – навантаження на одиницю довжини;
 ε – радіальний зазор.

Таким чином, для визначення строку служби підшипника ковзання необхідно знати його конструктивні параметри, допустимий знос, режими роботи та інтенсивності зношування деталей.

Розподіл контактного тиску підпорядковується закону

$$p(\varphi) = p_m \cdot \left[1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (4)$$

де p_m – максимальний тиск в центрі контактної зони:

$$p_m = \frac{2P_0}{\pi R_1 \sin(\varphi_0)}, \quad (5)$$

Для визначення інтенсивності зношування деталей підшипників ковзання слід скористатися роботами [2, 6]. Так, згідно роботи І.В. Крагельського [2] та узагальнення, яке провів Г. Флайшер, інтенсивність зношування визначається як

$$I = \frac{\tau}{2(\nu + 1) \cdot HB}, \quad (6)$$

де, τ – питома сила тертя або дотикові контактні напруження;

HB – міцність матеріалу по Брінелю;

ν – коефіцієнт, що залежить від виду зношування.

Для зношування при пружно-пластичному контакті поверхонь

$$\nu = \frac{0,5 \cdot l_T}{HB} - 1, \quad (7)$$

де l_T – енергетична щільність тертя, яка визначається із наступного виразу

$$l_T = \frac{W_T}{\Delta V}, \quad (8)$$

де W_T – робота тертя;

ΔV – об'єм зношеного матеріалу.

Підставивши (7) і (8) в (6) отримаємо для інтенсивності зношування

$$I = \frac{\tau}{2\left(\frac{0,5l_T}{HB} - 1 + 1\right) \cdot HB} = \frac{\tau}{l_T} = \frac{\tau \cdot \Delta V}{W_T}, \quad (9)$$

При визначенні дотикових напружень слід враховувати вид змащення підшипника. Згідно проведеного аналізу, максимальний знос підшипників ковзання відбувається при граничному змащенні, тобто коли режим гідродинамічного змащення відсутній, а у місцях контакту поодиноких нерівностей поверхонь тертя визначну роль відіграє адсорбційний змащувальний шар молекул ПАР, який по своїм властивостям суттєво відрізняється від об'ємних властивостей змащувального шару. Стосовно до контакту нерівностей поверхонь, коли змащувальний шар має товщину близьку до $10^{-7} \dots 10^{-8}$ м можна припустити, що вид змащення контактуючих нерівностей наближається до пружно-гідродинамічного змащення, при якому в'язкість шару внаслідок впорядкованості молекул в багато разів перевищує в'язкість гідродинамічного шару.

В таких умовах, згідно роботи [1], зв'язок між товщиною адсорбційного шару молекул присадки та дотиковими напруженнями при терті можна записати наступним чином

$$\frac{\tau}{1 - (\tau/G)^2} = \eta \cdot \frac{v_2 - v_1}{h} \cdot \frac{\arctg A^0}{A^0}, \quad (10)$$

де $A^0 = A^* \cdot [1 - (\tau/G)^2]^{1/2}$;

$$A^* = \frac{|v_2 - v_1|}{2[1 + \delta(\Theta - \Theta_0)]} \cdot \left\{ \frac{\eta_0 \cdot \delta \cdot \exp(\alpha \cdot p)}{k} \right\}^{1/2};$$

η – динамічна в'язкість адсорбційного змащувального шару:

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp\left[\frac{\alpha \cdot p}{1 + \delta(\Theta - \Theta_0)}\right], \quad (11)$$

де, η_0 – динамічна в'язкість мастила;

p – контактний тиск;
 α – п'єзокоефіцієнт в'язкості мастила;
 δ – температурний коефіцієнт в'язкості мастила;
 Θ_0 – початкова температура мастила;
 Θ – температура мастила в зоні контакту;
 h – товщина змащувальної плівки;
 v_1, v_2 – лінійні швидкості ковзання поверхонь;
 k – теплопровідність мастила;
 G – модуль зсуву змащувальної плівки.

Вирішуючи сумісно рівняння (2.9) та (2.10) можна отримати для підшипників ковзання закономірність зміни дотикових напружень та інтенсивності зношування в залежності від товщини змащувального шару. Такі закономірності дозволяють обчислювати строк служби підшипника в залежності від режимів навантаження та адсорбційної активності змащувального матеріалу, тобто отримані моделі дозволяють проводити порівняльні розрахунки для різних варіантів змащення як без електростатичної обробки, так і з обробкою мастила. Для отримання абсолютних значень строку служби достатньо експериментальним або розрахунковим шляхом визначити товщину змащувального шару.

В якості прикладу зробимо аналіз зміни дотикових напружень у підшипнику ковзання в залежності від товщини змащувальної плівки. Нехай товщина плівки змінюється в межах $h = 10^{-7} \dots 3 \cdot 10^{-7}$ м; контактний тиск $p = 25$ МПа; початкова температура мастила $\Theta_0 = 80$ °С; температура мастила в зоні контакту $\Theta = 120$ °С; динамічна в'язкість мастила $\eta_0 = 3 \cdot 10^{-3}$ Па·с; п'єзокоефіцієнт в'язкості мастила $\alpha = 13,2 \cdot 10^{-7}$ м²/Н; температурний коефіцієнт в'язкості мастила $\delta = 3 \cdot 10^{-2}$ 1/°С; лінійні швидкості ковзання $v_1 = 0$, $v_2 = 1,25$ м/с; теплопровідність мастила $k = 0,13$ Н/(с·°С); модуль зсуву $G = 5 \cdot 10^7$ Н/м².

Розрахунок напружень тертя у підшипнику проводимо по залежності (10) методом підбору. Результати розрахунку наведені на графіку, рисунок 2. Як видно з графіка, зображеного на рисунку 2, напруження тертя в підшипнику ковзання нелінійно зменшуються по мірі зростання змащувальної плівки.

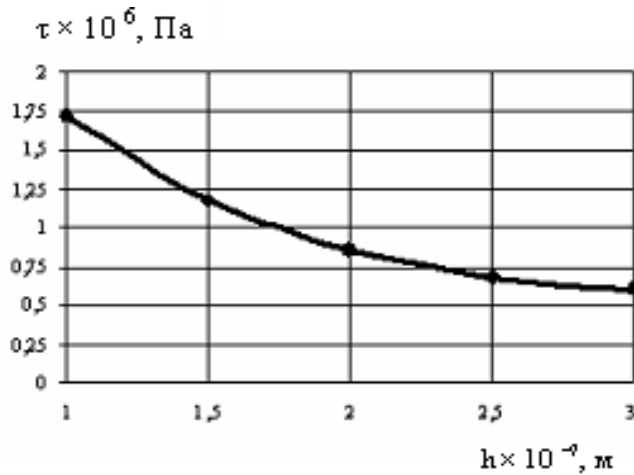


Рисунок 2. – Розрахункові значення напружень тертя в залежності від товщини змащувальної плівки.

Результати проведених теоретичних досліджень дозволяють отримати математичну модель довговічності підшипників ковзання при пружно-пластичному контакті поверхонь в умовах електростатичної обробки масил, що є фактором збільшення товщини граничної змащувальної плівки. Поєднавши залежності (1), (9) і (10) модель буде складатися із системи рівнянь, яка має наступний вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} (1) \quad \frac{\tau}{I - (\tau/G)^2} = \eta \cdot \frac{v_2 - v_1}{h} \cdot \frac{\arctg A^p}{A^p}; \\ (2) \quad I = \frac{\tau}{l_T}; \\ (3) \quad T = \frac{|U| - (R_1 - R_2)}{(I_1 \cdot l_1 - I_2 \cdot l_2) \cdot n}. \end{array} \right. \quad (12)$$

Висновок

Отримана модель дозволяє проводити розрахунок довговічності підшипників ковзання по критерію строку служби деталей з урахуванням їх допустимого зносу. Нижче наведена послідовність визначення строку служби підшипника ковзання за розробленою моделлю:

1) Для конкретного типу змащувального матеріалу та визначених умов роботи підшипника за формулою (1) обчислюються

дотикові напруження, що виникають при пружно-пластичному контакті поверхонь.

2) Експериментальним шляхом встановлюється енергетична щільність тертя.

3) По формулі (2) обчислюється інтенсивність зношування деталей підшипників ковзання.

4) Приймаючи значення допустимого зносу деталей підшипника /U/ за формулою (3) обчислюється його строк служби.

При встановленні впливу товщини змащувальної плівки на довговічність підшипників ковзання, тобто впливу електростатичної обробки змащувального матеріалу, по розробленій моделі необхідно мати експериментальні значення зміни товщини плівки в залежності від напруження електростатичного поля.

Література

1. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2./Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. - М.: Машгиз, 1962. - 382 с.
3. Лысыков Е.Н. Влияние электростатической обработки рабочих жидкостей на интенсивность износа пар трения гидроприводов. Вестник Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета. — Харьков: РИО ХГАДТУ, 2000. - № 12-13. — с.75-78.
4. Трение, износ, смазка (трибология и триботехника). Под общ ред. А.В.Чичинадзе. М.: машиностроение, 2003 – с. 576, 578.
5. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М.: Физмагиз, 1993, – 472с.
6. Флайшер Г.К. Связи между трением и износом. Контактные взаимодействия твердых тел и расчет сил трения и износа. - М.: Наука, 1971. - С. 163-169.

Анотації:

Ключові слова: довговічність, пружно-пластичний контакт, змащувальна плівка, інтенсивність зношування, енергетична щільність, дотикові напруження

У статті розглядається модель розрахунку довговічності підшипників ковзання за критерієм терміну служби деталей з урахуванням їх допустимого зносу в умовах пружно-пластичного контакту поверхонь.

В статье рассматривается модель расчета долговечности подшипников скольжения по критерию срока службы деталей с учетом их допустимого износа в условиях упруго-пластического контакта поверхностей.

In article the model of calculation of durability of plain bearers by criterion of life cycle of details taking into account their allowable wear in the conditions of elastic-plastic contact piece of surfaces is consider.

УДК 621.867.82

ГУЩИН В.М., к.т.н., доц. (ДГМА),
РИБАЛКО Р.И., к.т.н., доц. (ДонНАСА),
ГУЩИН О.В., к.т.н., ст. преп. (ДГМА),
СИГИТОВ А.Б., магістрант (ДонНАСА),
НОВАК И.В., магістрант (ДГМА),
ПОДКАМЕННЫЙ А.С., магістрант (ДГМА).

Разработка математической модели движения сыпучих материалов в пневмотранспортном трубопроводе

Введение

Одним из направлений дальнейшего развития и совершенствования пневматического транспорта сыпучих материалов, использующегося при строительстве, реконструкции и эксплуатации конструкций и сооружений железнодорожного транспорта, является разработка новых высокоэффективных энергосберегающих способов перемещения сыпучих материалов с использованием нетрадиционных режимов движения аэросмесей в пневматическом трубопроводе [1-3].

Анализ последних исследований и публикаций

Из известных режимов движения аэросмесей [1] наиболее перспективным представляется использование волнового и порционно-

го. Рассмотрены конструктивные особенности [2], некоторые закономерности протекающих процессов и результаты экспериментальных исследований массопереноса [3]. Показано, что рабочие процессы в пневмотранспортном трубопроводе сопровождаются формированием на участках трубопровода структур аэросмесей: от перемещения сыпучего материала «сдвигом сплошной массы» до режима «в полете» во взвешенном состоянии с переходом через ряд промежуточных режимов. Волновое и порционное движение сопровождаются возникновением крупно- и мелкомасштабных когерентных вихревых структур. Визуализация процессов движения аэросмесей в трубопроводе и измерения массопереноса показали их особенности. Математические модели движения аэросмесей для данных режимов не разработаны и не исследованы.