

ОПТИМАЛЬНИЙ ВИБІР АНТИФРИКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ЗА ЕКОНОМІЧНИМ КРИТЕРІЄМ

Предложен экономический критерий оптимального выбора антифрикционных материалов на базе ранее разработанных автором кибернетических моделей трения и изнашивания.

Запропоновано економічний критерій оптимального вибору антифрикційних матеріалів на базі раніше розроблених автором кібернетичних моделей тертя та зношування.

The economic criterion of optimum choice of anti-friction materials is offered on a base previous founded the cybernetic models of friction and wear developed an author.

Вступ

Використання антифрикційних матеріалів у вузлах тертя ковзання зменшує втрати енергії на роботу механічних конструкцій. З'явилася можливість у деяких випадках замінити режим котіння на режим ковзання, оскільки вузли тертя ковзання не критичні до ударних навантажень, а отже. З появою антифрикційних самозмазувальних матеріалів[1-4], з'явилася можливість спростити конструкцію вузлів тертя за рахунок спрощення її конструкції у зв'язку з використанням води замість змащувально-мастильних рідин або повної відсутності систем змащування[5].

Критерієм вибору антифрикційного матеріалу може бути заданий рівень коефіцієнта тертя f або лінійної інтенсивності зношування I_n . Останній критерій є частіше вживаним для розрахунків. Він дозволяє визначити час, до наступної заміни антифрикційного вкладиша.

Автором [6] була поставлена і вирішена задача оптимального підбору антифрикційних матеріалів за такими їх фізико-механічними характеристиками як твердість за Брінеллем HB та крайовим кутом змочування дистильованою водою θ з урахуванням таких середньозважених режимів роботи вузла тертя як питомий тиск p_a , робоча температура T_{cp} , та швидкість відносного ковзання V_{cp} .

Запропонований метод гарантовано забезпечує можливість розрахувати оптимальні для даного вузла тертя фізико-механічні характеристики, за яким можливо підібрати антифрикційний матеріал з найближчими до розрахованих параметрами і отже отримати наперед задані значення триботехнічних характеристик для цього вузла.

При очевидній логіці такого підходу до вибору антифрикційних матеріалів, такий підхід випускає очевидні для кожного експлуатаційника фактори як вартість монтажу та демонтажу антифрикційного вкладиша, витрати на виготовлення вкладиша, витрати на доставку тощо.

Постановка задачі

Ціллю дослідження має бути зменшення експлуатаційних витрат при запровадженні у підшипники ковзання антифрикційних самозмащувальних матеріалів. Для цього потрібно вирішити наступні задачі:

1. Побудувати критерій оптимізації, яким має бути мінімум втрат на придбання та заміну антифрикційного матеріалу.

2. Визначити аналітичну залежність інтенсивності зносу від фізико-механічних параметрів антифрикційних матеріалів.
3. Визначити перелік витрат на запровадження антифрикційного матеріалу.
4. Визначити аналітичні залежності витрат від фізико-механічних параметрів антифрикційних матеріалів.
5. Порівняти знайдене оптимальне рішення з випадком, коли витрати на запровадження не враховуються.

Результати дослідження

Введемо наступні позначення, припускаючи, що антифрикційний вклади підшипника ковзання має форму тонкостінного циліндра:

R – радіус вкладиша, м;

Δ – товщина вкладиша, м;

h – висота вкладиша, м;

K_e – міра використання антифрикційного матеріалу, %;

T_e – термін експлуатації агрегату, в якому встановлено вузол тертя, год.;

C_{am} – вартість 1 кг антифрикційного матеріалу, включаючи і вартість доставки, ум. гр. од.;

C_d – вартість оснастки для закріплення антифрикційного вкладиша, ум. гр. од.;

C_m – вартість монтажу антифрикційного матеріалу ум. гр. од.;

C_o – вартість демонтажу антифрикційного матеріалу, ум. гр. од.;

ρ_{am} – щільність антифрикційного матеріалу.

Очевидно, що тільки перші три параметри залежать від конструкційних особливостей вузла тертя і для розрахунку може вважатися константами, як і режими роботи (питомий тиск – p_a , робоча температура – T_{cp} , швидкість відносного ковзання – V_{cp}). Для інших параметрів потрібно знайти залежності виду

$$Par = \Psi(HB, \theta). \quad (1)$$

Необхідність у таких залежностях пояснюється тим, що кожен антифрикційний самозмащувальний матеріал має власну щільність, коефіцієнт використання та вартість окремих стадій його використання.

Далі використаємо оптимальну задачу вибору антифрикційного матеріалу за критерієм мінімуму інтенсивності лінійного [6]:

1. Для різних антифрикційних матеріалів проводяться експерименти на машині тертя за схемою, що відповідає схемі тертя в натурному вузлі.

2. В процесі випробувань фіксуються такі режими роботи: P_a – номінальний тиск, МПа; T – температура випробувань, К; V – швидкість відносного ковзання, м/с; L – шлях, пройдений зразком антифрикційного матеріалу по відповідному металевому зразку, км. Триботехнічним параметром, значення якого нас цікавить у цих випробуваннях, є W_h – лінійний знос зразка вздовж напрямку дії нормальної сили взаємного притискання зразків.

3. Для кожного досліджується визначається інтенсивність лінійного зносу

$$I_h = \frac{W_h}{L} \quad (2)$$

4. Для всього діапазону змін температури для вузла тертя знаходяться значення фізико-механічних параметрів, що найкраще характеризують триботехнічні властивості антифрикційних матеріалів: HB – твердість за Брінеллем, МПа; Θ – крайовий кут змочування рідиною поверхні матеріалу, рад.

5. Формується таблицю з результатами випробувань, знайдених по пп.2-4 і визначається знайти залежність інтенсивності лінійного зносу від всіх цих параметрів у вигляді

$$y, \ln y = b_0 + \sum_i^M (b_i x_i + b_{ii} x_i^2 + a_i \ln x_i) \sum_j^M b_{ij} x_i x_j, \quad (3)$$

$i \neq j$

де x_i – змінні фактори, b_i – коефіцієнти моделі.

6. Визначаються наступні числові характеристики режимів роботи як випадкових процесів для проектованого вузла тертя: m_x – середнє; σ_x – середнє квадратичне відхилення. І вирішимо наступну оптимальну задачу для знайденої залежності інтенсивності лінійного зносу

$$I_h = \Psi(P_a, V, L, T, HB, \Theta) \rightarrow \min \quad (4)$$

при обмеженнях $|x_i - m_{xi}| \leq 3\sigma_{vi}$

Оптимальні значення HB_{opt} і Θ_{opt} дають можливість вибрати такий антифрикційний матеріал, для якого ці параметри є найближчими.

Розглянемо тепер проблему вибору антифрикційного матеріалу за критерієм мінімуму експлуатаційних витрат.

Вартість оснастки для закріплення антифрикційного вкладишу приймемо постійною для одного вузла тертя, але витрати на монтаж-демонтаж та придбання матеріалу потрібно нести під час кожної заміни вкладишу.

Витрати на придбання матеріалу C_{np} можна описати

$$C_{np} = 2K_e C_{am} p R \Delta r_{am} h, \quad (5)$$

де враховано, що товщина антифрикційного вкладиша значно менша за радіус підшипника.

Тоді критерій мінімізації витрат на експлуатацію антифрикційного вкладиша, у рахуванням (1)

$$C_o(HB, q) + \sum_{i=0}^{N_e} \left[C_{mi}(HB, q) + C_{di}(HB, q) + 2K_{ei}(HB, q) C_{ami}(HB, q) p R \Delta r_{ami}(HB, q) h \right] \rightarrow \min, \quad (6)$$

де N_e – кількість замін антифрикційного вкладиша протягом терміну експлуатації агрегату.

Цей параметр можна знайти як результат цілочислового округлення до

найбільшого цілого

$$N_e = \text{RoundH}\left(\frac{T_e}{t_1}\right), \quad (7)$$

де t_1 – час роботи антифрикційного вкладиша до моменту досягнення максимально допустимого зносу $W_{h3a\partial}$. Його можна знайти за рівнянням

$$t_1 = \frac{W_{h3a\partial}}{I_h V_{cp}}, \quad (8)$$

де I_h знаходиться за (4).

Розглядаючи рівняння (4) та (6), можна прийти до висновку, що тут поставлена багатокритеріальна задача. Її вирішення пропонується у вигляді лінійної згортки часткових критеріїв як їх сума з деякими ваговими коефіцієнтами

μ_r виду [8]

$$L(x) = \sum_{r=1}^R m_r L^r(x), \quad (9)$$

Коефіцієнти ваги звичайно знаходять шляхом опитування експертів з відповідної наочної області. Оскільки вектор $m = (m_r)$ – суть вектор-градієнт $L^m(x)$, то передбачається, що він указує напрям до екстремуму невідомої функції корисності. Найкращою лінійною згорткою часткових критеріїв може виявитися у тому випадку, коли критерії однорідні і мають єдиний еквівалент, що погоджує їх найбільш природним чином. Позитивна сторона такого підходу – нескладність, не завжди компенсує його серйозний недолік – втрату фізичного значення лінійної згортки різнорідних критеріїв. Це утрудняє інтерпретацію результатів, тому одержане таким шляхом рішення, слід розглядати тільки як можливий (альтернативний) варіант рішення задач математичного програмування.

Пропонується при отриманні згортки критеріїв заздалегідь нормувати їх наступним способом:

1. Знаходиться часткове рішення за кожним з критеріїв окремо.
2. Оптимальне значення кожного критерію $L_{OPT}^r(x)$ використовується

для подальшого нормування критеріїв

$$\frac{L^r(x) - L_{OPT}^r(x)}{L_{OPT}^r(x)}. \quad (10)$$

Таке нормування зводить різнорідні критерії в один масштаб.

3. Нормовані значення критеріїв зводяться в один функціонал, для якого і знаходиться його мінімальне значення.

Цей принцип можна застосовувати до будь-якого виду цільових функцій та обмежень: як лінійних так і нелінійних.

Принципи зведення не нормованих критеріїв в один функціонал залежать від того, куди прагне кожен критерій:

1. Якщо всі критерії прагнуть максимуму, достатньо утворити їх суму з ваговими коефіцієнтами.

2. Якщо є критерії, що прагнуть мінімуму, потрібно їх перетворити на такі, що прагнуть максимуму $L_{MAX}^r(x) = \frac{1}{L_{MIN}^r(x) + 1}$. Далі утворюється сума критеріїв з ваговими коефіцієнтами, яка буде цільовою функцією, що прагне максимуму. Одиниця у знаменнику додана для випадку, коли $L_{MIN}^r(x)$ у своєму русі до оптимуму буде проходити через нуль, що викличе зупинку процесу пошуку екстремуму.

3. Як варіант, можливе утворення функціоналу виду

$$L(x) = \frac{\sum_{r=1}^R m_r L_{MAX}^r(x)}{\sum_{r=1}^R m_r L_{MIN}^r(x) + 1}, \quad (11)$$

де в чисельнику стоять критерії, що прагнуть максимуму, а у знаменнику, такі, що прагнуть мінімуму.

Для перевірки поставленої вище задачі було використано результати експериментальних досліджень [9-10], в яких проводилися випробування на тертя та знос за схемою торцевого тертя для таких матеріалів, поєднаних в подальшому в пари тертя: нержавіюча сталь 12x18, алюмінієвий сплав Амг-6, графотекстоліт, фторопласт, металофторопласт, покриття лаком ФБФ, тканий матеріал „даклен”, вуглетканини ТГН-2М і УТМ-8, матеріал НПИ-МС, та антифрикційней покриття типу ВНИИ НП-512. Визначалися інтенсивність зносу, коефіцієнт тертя, крайовий кут змочування водою та твердість за Брінеллем.

Для інтенсивності зносу була отримана наступна модель, адекватна за критерієм Персона зі ймовірністю 95%

$$I_h = EXP \left[\begin{aligned} & 2,095 + \left[\begin{aligned} & 0,029 + 0,00074 \ln P_a - \\ & -0,0001787 \sqrt{V} - \frac{0,03035}{q} \end{aligned} \right] T_{cp} + \\ & + [0,0509 + 0,01684 \ln P_a \sqrt{V}] L + \\ & - [0,01302q - 0,0272] HB + 0,3373 \ln P_a \end{aligned} \right] 10^{-8}. \quad (12)$$

Вивчивши конструкцію підшипника ковзання підйомного стола стана 500 другої кліті та порядок застосування антифрикційних матеріалів, було визначено вартість кожного з видів зазначених вище витрат

$$C_{am} = 1,16 \cdot 10^{-3} HB_T + 0,6 HB_M + 17,8 q_T - 250 q_M - 0,19 T_{cp} + 0,28 p_a + 302 \quad , \quad (13)$$

$$C_d = -8 \cdot 10^{-5} HB_T + 0,56 HB_M - 8,6 q_T - 245 q_M - 0,37 T_{cp} - 0,08 p_a + 379 \quad , \quad (14)$$

$$C_m = -2,1 \cdot 10^{-3} HB_T + 0,55 HB_M - 18,4 q_T - 233 q_M - 0,44 T_{cp} - 0,24 p_a + 397 \quad , \quad (15)$$

$$C_o = 5,1 \cdot 10^{-3} HB_T + 0,54 HB_M - 15 q_T - 241 q_M - 0,44 T_{cp} - 0,38 p_a + 389 \quad . \quad (16)$$

Індекс «м» означає більш м'який з матеріалів пари тертя, «т» – більш твердий. Для моделей (13) - (16) табличне значення критерію Фішера для довірчої ймовірності 95% становить $F = 15,23827$, а розраховане – всього $5,06 \cdot 10^{-09}$. Що доводить адекватність отриманих моделей.

Параметри K_a та ρ_{am} було прийнято постійними зі значеннями відповідно 0,63 та 1,56. Задане значення лінійного зносу за період експлуатації $W_{hmax} = 400$.

Оптимальний пошук за змінними факторами HB та θ проводився на підставі комплексного критерію оптимізації, утвореного за принципом (10) з часткових критеріїв (6) та (12). В якості максимального значення часткових критеріїв були взяті їх значення при знайденні максимуму за кожним із них. Після перетворень було отримано наступну залежність

$$\begin{aligned} & \left[0,0509 + \right. \\ & \left. + 0,01684 \ln P_a \sqrt{V} \right] L_{cp} - \\ & - 2,095 - \left[\begin{array}{l} 0,029 + 0,00074 \ln P_a - \\ - 0,0001787 \sqrt{V} - \\ - \frac{0,03035}{q} \end{array} \right] T - \\ & - \left[\begin{array}{l} 0,01302 q - \\ - 0,0272 \end{array} \right] HB + 0,3373 \ln P_a + C_o(HB, q) + \\ & + \sum_{i=0}^{N_e} \left[C_{mi}(HB, q) + C_{di}(HB, q) + \right. \\ & \left. + 2 K_{ei}(HB, q) C_{ami}(HB, q) p R \Delta r_{ami}(HB, q) h \right] \rightarrow \min \end{aligned}$$

В якості обмежень було взято залежності (7)-(8) та (13)-(16).

Оптимальний пошук за цим критерієм потрібних нам параметрів антифрикційного матеріалу було знайдене з застосуванням функції «Пошук рішення» в електронних таблицях EXCEL дало наступні значення фізико-механічних

властивостей антифрикційного матеріалу $HV_{omm} = 339$ МПА, $\Theta_{omm} = 1,25$, рад, для яких оптимальна інтенсивність лінійного зносу буде $I_h = 0,527705 \cdot 10^{-8}$.

Цим фізико-механічним властивостям відповідає прескомпозиція П-5-12. Якщо ж знайти оптимальне рішення тільки за критерієм мінімуму інтенсивності зносу (б), то потрібно було б вибрати антифрикційний матеріал НПИ-МС. Але при такому виборі, вартість експлуатації такого підшипника ковзання зросла б на 19%.

Висновок

Розроблена методика оптимального вибору антифрикційних матеріалів для вузлів тертя ковзання за критерієм мінімуму витрат на їх придбання та експлуатацію дозволяє:

1. Зменшити витрати на ремонт вузлів тертя.
2. Збільшують термін служби антифрикційного матеріалу.
3. Зменшити експлуатаційні витрати устаткування.
4. Покращати режим енергозбереження машин і агрегатів.
5. Є найбільш обґрунтованим критерієм оптимізації підбору.
6. Потрібно продовження досліджень у напрямку уточнення моделей для інтенсивності зносу, витрат, щільності та коефіцієнта використання для розширеної групи антифрикційних матеріалів.

Список літератури

1. Белый В.А., Свириденко А.И., Петроковец М.И., Савкин В.Г. Трение полимеров. М., 1972.
2. Словарь-справочник по трению, изнашиванию и смазке машин / Под ред. Э. Д. Брауна. Киев, 1975.
3. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. Киев, 1970.
4. Бартенев Г.М., Лаврентьев В.В. Трение и износ полимеров. Л., 1972.
5. Пістунов І. М. Модифікація вузлів тертя машин гірничо-металургійного комплексу // Сб. науч. трудов НГА України. – 2001. – № 11. – С.96–99.
6. Пістунов І.М., Цапко В.К. Оптимальний вибір антифрикційного матеріалу. // Сб. науч. трудов НГА України. – 2002. – № 13, т.2. – С.193–198.
7. Цапко В.К., Пістунов І.М. Розрахунок довговічності вузла тертя з антифрикційним матеріалом // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2002. – №4. – С.87–90.
8. Пістунов І.М., Турчанинова І.Ю., Антонюк О.П. Методи прийняття управлінських рішень в економіці: Навч. посібник – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2008. – 120 с.
9. Пістунов І. М. Апроксимація результатів триботехнічних експериментів із застосуванням теорії розпізнавання образів // *Вібрації в техніці і технологіях*. – 2000. – №4(16). – С.32–36.
10. Пістунов І. М. Модифікація вузлів тертя машин гірничо-металургійного комплексу // Сб. науч. трудов НГА України. – 2001. – № 11. – С.96–99.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Франчуком В.П.
Надійшло до редакції 8.04.09.*