

УДК 621.822.6

МЕТОДИКА ОЦІНКИ РЕСУРСУ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ З ОДНОРАЗОВОЮ ЗАКЛАДКОЮ ПЛАСТИЧНОГО МАСТИЛА

С. П. Єлізаров, канд. техн. наук, С. В. Конєв, канд. техн. наук.
Одеський державний аграрний університет

Запропонована методика оцінки працездатності шарикопідшипникових вузлів з одноразовою закладкою пластичного мастила і одержана розрахункова залежність для визначення часу роботи підшипникового вузла по критерію зміни моменту тертя.

Ключові слова: працездатність, допустимий момент тертя, пластичне мастило, підшипниковий вузол, реологічна константа.

Вступ. Одним з критеріїв оцінки працездатності підшипникових вузлів, широко вживаних на практиці, є величина зміни моменту тертя, по якому можна оцінити час параметричної відмови цих вузлів. Для цього необхідно визначити величину зміни моменту тертя (назвемо її допустимий момент тертя – ДМТ), яка характеризуватиме настання параметричної відмови шарикопідшипникового вузла. Такої ДМТ звичайно знаходиться з умови збереження точності і стабільності роботи машини або механізму. Не аналізуючи всіх можливих умов отримання ДМТ, приймемо, що параметрична відмова підшипникового вузла наступає у разі, коли його момент тертя зростає в N раз в порівнянні з первинним значенням. Тоді можна визначити, при яких значеннях констант, реологій пластичного мастила, буде досягнутий ДМТ.

Проблема. У сучасних умовах, коли робочі параметри окремих вузлів машин і механізмів можуть істотно впливати на працездатність машин і агрегатів в цілому, ставати важливим аналіз зміни цих робочих параметрів з метою можливості оцінки їх впливу на ресурс роботи цих вузлів.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. У всіх сучасних довідниках, підручниках і учбово-науковій літературі ресурс підшипникових вузлів визначається по широко відомій методиці розрахунку їх довговічності до повної втрати працездатності використовуваних підшипників. В той же час, підвищені вимоги, що пред'являються у ряді випадків, до величини і стабільності моменту тертя в підшипникових вузлах, можуть привести до параметричної відмови виробу, в якому використовуються ці підшипникові вузли. Теоретичних методів оцінки ресурсу підшипникових вузлів по величині моменту тертя з використанням одноразового пластичного мастила в сучасній науковій літературі не є. Існують тільки теоретичні і

експериментальні дослідження величини моменту тертя підшипникових вузлів для підшипників різних типорозмірів залежно від умов їх експлуатації.

Мета досліджень: обґрунтувати і розробити методику оцінки ресурсу підшипникових вузлів з одноразовою закладкою пластичного мастила по величині зміни моменту тертя.

Результати досліджень. Припускаючи, що навантаження на підшипниковий вузол зберігається приблизно постійним за весь час експлуатації, момент тертя шарикопідшипника з пластичним мастилом можна виразити [1] в наступному вигляді:

$$T_{TP} = k\omega^n P, \quad (1)$$

де k, n - реологічні константи [2] пластичного мастила;

ω - кутова швидкість кочення кульок;

P - постійна, залежна типу підшипника і умов його експлуатації.

Рівняння для визначення величин констант, реологій, відповідних ДМТ шарикопідшипника матиме наступний вигляд:

$$ДМТ = T_{TP}^K = NT_{TP}^0, \quad (2)$$

де N - задане відносне збільшення моменту тертя;

T_{TP}^K, T_{TP}^0 -- відповідно кінцеве і початкове значення моменту тертя. Підставляючи (1) в (2), після перетворень одержимо:

$$N = \frac{k_K \omega^{n_K}}{k_0 \omega^{n_0}}, \quad (3)$$

де k_0, n_0 - початкове значення реологічних констант мастила;

k_K, n_K - значення реологічних констант, відповідних ДМТ.

Перепишемо (3) з урахуванням залежності реологічних констант мастила, від випаровуваності [3] при високих температурах підшипникового вузла

$$N = \frac{(k_0 + a w_K^3) \cdot \omega^{n_0 - b w_K}}{k_0 \omega^{n_0}}, \quad (4)$$

Або

$$N = \left(1 + \frac{a w_K^3}{k_0} \right) \cdot \omega^{-b w_K}, \quad (5)$$

де w_K - випаровуваність пластичного мастила відповідного ДМТ;

a, b - постійні [3], залежні від типу мастила.

Залежність (5) служить основним рівнянням для знаходження випаровуваності w_K , починаючи з якої момент тертя шарикопідшипника перевищить ДМТ. Слід зазначити, що рівняння (5) не має аналітичного рішення щодо w_K , тому на практиці його слід вирішувати наближеними методами.

У роботі [4] показано, що кінетика випаровування пластичних мастил описується виразом

$$w = w_p - \frac{M}{\beta} \cdot \exp(-\beta t), \quad (6)$$

де w_p - рівноважний масловміст в мастилі у момент закладки в підшипник перед експлуатацією;

β - коефіцієнт випаровування;

M - швидкість випаровування мастила в початковий період експлуатації, звичайно визначається експериментально залежно від типу мастила;

t - час роботи підшипника.

Підставивши в (6) значення випаровуваності w_K відповідне ДМТ, і вирішуючи його щодо часу параметричної відмови t_K , який також відповідатиме ДМТ, одержимо

$$t_K = -\frac{1}{\beta} \ln \left[\frac{(w_p - w_K) \cdot \beta}{M} \right]. \quad (7)$$

Підставляючи в (7) співвідношення [4] для швидкості випаровування і коефіцієнт випаровування залежно від типу, кількості і умов експлуатації мастила, одержимо розрахункову формулу для оцінки ресурсу роботи високотемпературного шарикопідшипникового вузла з одноразовою закладкою пластичного мастила.

$$t_K = -\frac{1}{A_3 \frac{m_0}{S} T^3 \cdot \left[1 + \frac{\omega_c D_0}{2A_4} \right]} \times \ln \left[\frac{\left[\frac{S}{m_0} T \left(1 + \frac{\omega_c D_0}{2A_0} \right) \cdot \exp \left(A_1 + \frac{A_2}{T} \right) - w_K \right] \cdot \frac{m_0}{S}}{T \left(1 + \frac{\omega_c D_0}{2A_0} \right) \cdot \exp \left(A_1 + \frac{A_2}{T} \right)} \right], \quad (8)$$

де T - температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$;

m_0 - початкове навішування мастила, грам;

S - площа випаровування мастила шарикопідшипника, см^2 ;

D_0 - середній діаметр підшипника, см;

ω_c - кутова швидкість обертання сепаратора, с^{-1} ;

A_0, A_1, A_2, A_3, A_4 - постійні коефіцієнти, залежні типу пластичного мастила [4].

Висновки. Одержана залежність (8) може бути використана для оцінки ресурсу роботи високотемпературних шарикопідшипникових вузлів машин і механізмів з одноразовою закладкою пластичного мастила і враховує конструкцію підшипника, умови експлуатації, а також тип, кількість і властивості вживаного пластичного змащувального матеріалу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Конев С. В. Расчёт сопротивления качению радиального шарикоподшипника при гидродинамическом режиме смазки. Труды ЛИАП, вып. 101, Ленинград, 1975, с. 73 - 76 .
2. Фройштетер Г. Б., Трильский К. К. Уравнение течения пластичных смазок. Сб. «Нефтепереработка и нефтехимия», №12, Киев, «Наукова думка», 1975, с. 66 - 73 .
3. Заборовская Н. С, Конев С. В. Новый метод оценки испаряемости пластичных смазок. Межвузовский сборник. Вып. 107, ЛИАП, Ленинград, 1975, с. 135 - 139 .
4. Заборовская Н. С, Конев С. В., Волков Л. К. Исследование испаряемости пластичных смазок в подшипниковых узлах электрических микромашин. «Контактно-гидродинамическая теория смазки и её практическое применение в технике. Тезисы докладов 2- ой Всесоюзной конференции», Куйбышев, 1975.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ С ОДНОРАЗОВОЙ ЗАКЛАДКОЙ ПЛАСТИЧНОЙ СМАЗКИ

С. П. Елизаров, С. В. Конев

Ключевые слова: работоспособность, допустимый момент трения, пластичная смазка, подшипниковый узел, реологическая константа.

Резюме

Получена зависимость, которая может быть использована для оценки ресурса работы високотемпературных шарикоподшипниковых узлов машин и механизмов с одноразовой закладкой пластичной смазки, учитывающая конструкцию подшипника, условия эксплуатации, а также тип, количество и свойства смазочного материала.

**METHOD OF LIFE ESTIMATION FOR BEARING
ARRANGEMENTS WITH DISPOSABLE LAY OF GREASE**

S. P. Yelizarov, S. V. Conev

Key words: workability, friction moment admitted, parametrical malfunction , plastic lubricant, grease, bearing arrangement, reology constant.

Summary

The method of ball bearings arrangement capacity estimation is offered as for those ones with disposable grease lay, with a relationship obtained for calculating its life on the grounds of friction moment change criterion.