

УДК 621.81.004.67

В.Ю. Заблоцький, канд. техн. наук, доц.
Луцький національний технічний університет, Україна
Тел. 0505757309; e-mail: zavalur@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЗНОСОСТІЙКОСТІ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ СПРЯЖЕНИХ ДЕТАЛЕЙ

У статті наведені дослідження щодо особливостей формування параметрів зносостійкості робочих поверхонь деталей підшипників та встановлення причин появи проковзування у роликопідшипнику. Запропонована модель контакту шорсткої та гладкої поверхонь з приведеними характеристиками профілю. Згідно запропонованої моделі визначено коефіцієнт тертя ковзання. За результатами розрахунків зроблений висновок, що величина коефіцієнта тертя під час контакту шорстких поверхонь при товщині мастильного шару, меншій висоти мікронерівностей, визначається, передусім, тертям в контактах мікронерівностей металевих поверхонь.

Ключові слова: зносостійкість, підшипникова опора, сепаратор, деформація, ковзання, тертя, мікронерівність.

Усезростаючі вимоги до функціональних властивостей підшипникових опор диктують нові сучасні правила їх експлуатації та вимагають перегляду теоретичних положень технологічного забезпечення якості та її складових, серед яких варто виділити наступні: довговічність, надійність, ресурс, зносостійкість робочих поверхонь, тощо.

На сучасному етапі розвитку світової науки та промисловості значна увага приділяється забезпеченню збереження ресурсів, енергоносіїв тощо. В свою чергу збільшення ресурсу та терміну використання підшипникових опор є актуальним і в цьому сенсі. Однак, відомі методи підвищення якості підшипникових опор не дають очікуваного ефекту.

Серед відомих і найпоширеніших методів технологічного забезпечення та підвищення якості спряжених поверхонь деталей в цілому, та робочих поверхонь деталей підшипників зокрема яскраво виступають методи формування робочих поверхонь на механообробних операціях (токарне оброблення, шліфування тощо).

Роботи багатьох вітчизняних та зарубіжних вчених присвячені забезпеченню мікро- та макрогеометричних параметрів робочих поверхонь (шорсткість, хвилястість, відхилення форми тощо), спрямовані на вирішення завдань, пов'язаних з якістю поверхневого шару спряжених деталей як складової довговічності, надійності та якості виробу яким являються підшипникові опори. Однак, теоретичними розрахунками та експериментальними дослідженнями встановлено, що незначне покращення мікрогеометричних параметрів спряжених (робочих) поверхонь супроводжується значними матеріальними витратами при незначному покращенні експлуатаційних характеристик оброблюваних деталей. Особливістю аналізу геометричних характеристик на сучасному етапі є врахування не лише загальновідомих мікро та макрогеометричних параметрів, які широко використовуються в процесі виготовлення деталей, а й мало вивчених параметрів, застосування яких дозволить дослідити проблему формування експлуатаційних властивостей фрикційних пар під іншим кутом.

Таким чином, створення нових теоретичних підходів до формування геометричних параметрів робочих поверхонь фрикційних пар є актуальною науково практичною проблемою.

Боротьба за зниження ваги машин і технологічного устаткування призвела до зниження радіальних навантажень на підшипники. Тому роликопідшипники підшипникових вузлів машин в основному підбираються не за сприйманим

© Заблоцький В.Ю.; 2012

навантаженням, а за посадочним діаметром валу і, як правило, працюють недовантаженими.

Складність конструкцій опор і їх деталей викликають деформації і перекося кілець підшипників. Крім того, виникають проблеми з підведенням і відведенням мастильного матеріалу. Це призводить до серйозної нерівномірності розподілу температури по ширині підшипникових кілець, що у свою чергу також викликає нерівномірність теплового розширення і діаметрального проміжку в підшипнику. Перекося кілець підшипників у свою чергу призводять до зміни характеру розподілу навантажень і напруження в деталях підшипників. Високі швидкості обертання і температури викликають теплове і відцентрове розширення валів і кілець підшипників, що призводить до зміни діаметральних проміжків підшипників і у ряді випадків може привести до виникнення натягу по роликах.

Це у свою чергу створює додаткові навантаження на тіла кочення і призводить до зниження довговічності підшипників. Розвиток конструкцій машин і особливостей їх підшипникових вузлів супроводжується підвищенням швидкостей обертання, збільшенням тиску і температури робочого середовища, інтенсифікацією динамічних навантажень на агрегати і вузли. Працездатність і ресурс виробів в подібних умовах значною мірою залежать від вібраційного стану.

Вивчення умов роботи високошвидкісних роликопідшипників газотурбінних двигунів (ГТД) показало, що при правильному виборі типу і розміру підшипника, правильній зборці опори, хорошему мастилі і правильній експлуатації високоточні підшипники опор ГТД здатні забезпечувати розрахункову довговічність і відпрацьовують призначений ресурс близько 5..8 тисяч годин. Проте досвід експлуатації ГТД показує, що певна частина підшипників не досягає розрахункової довговічності через появу несправностей, не пов'язаних з втомною міцністю. Більшість передчасних несправностей роликопідшипників опор валів ГТД пов'язана з проковзуванням в контактах роликів з кільцями.

Міра проковзування в роликопідшипнику зазвичай характеризується проковзуванням сепаратора:

$$\varepsilon_0 = \frac{[(\omega)_{00} - \omega_0]}{\omega_{00}}, \quad (1)$$

де ω_{00} – значення епіциклічної, без урахування проковзування, ω_0 – фактично зміряне значення швидкості обертання сепаратора.

Проковзування сепаратора в роликопідшипниках ГТД може бути значним (до 80%). Але, як показали експериментальні дослідження, навіть при частоті обертання сепаратора, близькій до епіциклічної, ролики обертаються нерівномірно. Це відбувається через циклічну зміну навантаження на ролик, внаслідок чого частота обертання ролика в навантаженій зоні збільшується, а в ненавантаженій – зменшується.

Фізична суть проковзування сепаратора в роликопідшипнику полягає в порушенні рівноваги моментів обертання і опору, прикладених до сепаратора з комплектом роликів. За певних умов момент опору перевищує момент обертання, що створюється прикладеним радіальним навантаженням. За рахунок надлишку моменту опору частота обертання сепаратора знижується, що призводить до збільшення швидкостей ковзання в контактах навантажених роликів з доріжкою кочення провідного кільця.

При цьому за рахунок зниження частоти обертання зменшується момент опору, а за рахунок збільшення швидкостей ковзання згідно із законом Ньютона збільшуються сили тертя в змащених контактах навантажених роликів з ведучим кільцем:

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy}, \quad (2)$$

тобто збільшується момент обертання, і рівновага моментів відновлюється при зменшеній частоті обертання сепаратора. Проковзування викликає зношування деталей роликотрещинника, причому найбільше зношуються ролики і бігова доріжка внутрішнього кільця (табл. 1), яке є ведучим.

Таблиця 1. Величини зносу деталей роликотрещинника при проковзування

Проковзування %	Зношення, мкм			
	Зовнішнє кільце	Внутрішнє кільце	Ролики	Сепаратор
2	3	1	2	6
30	4	10	3	6
95	7	132	1762	49

Це свідчить про наявність в контактах роликів з ведучим кільцем більших, ніж в інших, швидкостей ковзання і, отже, про справедливості приведенного опису механіки явища. При проковзуванні через велике тепловиділення в'язкість мастила в зоні контакту різко зменшується, несуча здатність, знижується і може наступити заїдання поверхонь доріжок кочення кільця і роликів. В результаті виникає припик і навіть оплавлення матеріалів бігових доріжок, що знижує поверхневу твердість, збільшує зношування і сприяє ранньому настанню процесу мікротрещинності.

За рахунок зношування відбувається збільшення радіального проміжку в підшипнику, через що зменшується кількість роликів, що приводять в обертання сепаратор. В результаті частота обертання сепаратора знижується, що збільшує прослизання і, отже, зношування. Процес цей є лавиноподібним і в кінцевому випадку може привести до інтенсивного зношування масляних ущільнень підшипникового вузла і аварійного виходу його з ладу.

Експериментально встановлено, що проковзування в роликотрещиннику в основному залежить від режиму роботи (радіальне навантаження, частота обертання, в'язкість мастила, її температура і витрата, робоча температура підшипника) і його внутрішньої геометрії (радіальний проміжок, розміри роликів і сепаратора, оптимізація поверхонь контакту роликів з доріжками качення кільця і направляючими бортами тощо). Виходячи з цього, вживані нині методи зниження проковзування в роликотрещинниках ГТД в основному спрямовані на збільшення моменту обертання, прикладеного до сепаратора з комплектом роликів, і засновані на використанні тієї або іншої форми попереднього навантаження.

Проте тут слід проявляти велику обережність, оскільки в робочих умовах через силові та температурні деформації підшипника, зв'язані з ними деталі відбувається зменшення радіального проміжку в підшипнику аж до появи натягу по роликах, що може привести до передчасного втомного руйнування підшипника з причин надмірного навантаження. Для підвищення коефіцієнта тертя в контактах роликів з доріжкою кочення ведучого (внутрішнього) кільця доцільно застосовувати оптимальну величину шорсткості його поверхні.

Збільшити момент обертання можна застосуванням для мастила підшипника рідини з високим внутрішнім коефіцієнтом тертя, тобто з великою несучою здатністю. Понизити проковзування в роликотрещиннику можна шляхом зменшення моменту опору за рахунок модифікації внутрішньої геометрії підшипника. Тобто, проблему формування та аналізу несучої здатності робочих поверхонь деталей підшипника необхідно розглядати не окремо подетально, а комплексно, як спряжених деталей, що працюють за конкретних умов навантаження та частот обертання.

Інше не менш складне і важливе завдання, яке доводиться вирішувати для визначення проковзування в роликопідшипнику, - це визначення моменту опору підшипника і його складових частин: опір сепаратора, кожного з роликів, вплив упорних бортів, ваги сепаратора і роликів, динаміки роботи роликопідшипника. Нині для розрахунку опору в роликопідшипнику застосовується цілий ряд методик [1, 2, 5], за допомогою яких можна розрахувати загальний момент опору. Проте визначити момент опору кожного ролика в підшипнику ці методики не дозволяють.

Провідними підшипниковими фірмами розроблені свої рекомендації, що уточнюють стандартну методику розрахунку, при цьому більшість поправочних коефіцієнтів визначаються залежно від запропонованої, Т. Тальяном характеристики режиму рідинного тертя:

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} \quad (3)$$

h_0 – товщина змащувальної рідини, R_{a1} , R_{a2} – характеристики шорсткості спряжених поверхонь.

В розглянутій моделі змащованого контакту шорстких тіл під товщиною шару змащувальної речовини маємо на увазі відстань між середніми лініями профілів шорстких поверхонь.

Для визначення площі фактичного контакту мікронерівностей, замінимо контакт двох шорстких поверхонь, контактом гладкої та шорсткої поверхонь з приведеними характеристиками профілю. Модель такого контакту наведена на рис. 1.

Основні геометричні характеристики профілів шорстких поверхонь, що визначають процеси тертя можуть бути визначені згідно рекомендацій робіт [4, 6].

За величиною відносного зближення поверхонь згідно [4] можна знайти контурний тиск для металевих контактів P_k , а також навантаження на одиницю довжини лінії контакту, що сприймається контактом мікронерівностей металевих поверхонь.

Загальне навантаження на одиницю довжини лінії контакту буде сумою навантажень, сприйманих контактом мікронерівностей q_k і мастильним шаром $q_{зм}$:

$$q = q_k + q_{зм} \quad (4)$$

При невеликій товщині мастильних шарів сили тертя, віднесені до одиниці довжини УГД контакту шорстких поверхонь, можуть бути визначені підсумовуванням [3]:

$$W_f = W_{зм} + W_{мет} \quad (5)$$

Сила тертя в мастильному шарі визначається з урахуванням відносної площі фактичного контакту мікронерівностей η :

$$W_{зм} = W(1 - \eta) \quad (6)$$

Сила тертя в контактах мікронерівностей визначається по формулі:

$$W_{мет} = f_{мет} q_k \quad (7)$$

Якщо коефіцієнт тертя ковзання в контакті визначити як відношення $f = W_f / q$, то отримаємо:

$$f = f_{зм}(1 - \eta) + f_{мет} \frac{q_k}{q} \quad (8)$$

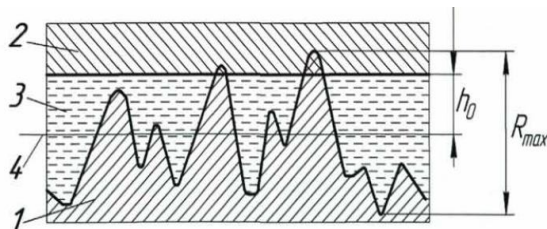


Рис. 1. Модель площі фактичного контакту мікронерівностей шорсткої та гладкої поверхонь

Тут величина коефіцієнта тертя в контактах металевих поверхонь визначиться по формулах роботи [4].

За результатами розрахунків зроблений висновок, що величина коефіцієнта тертя в УГД контакті шорстких поверхонь при товщині мастильного шару, меншій висоти мікронерівностей, визначається, передусім, тертям в контактах мікронерівностей металевих поверхонь. Таким чином, не дивлячись на те, що металевий контакт шорстких поверхонь сприймає відносно невелику долю загального навантаження, загальна величина втрат на тертя і коефіцієнт тертя визначається, передусім, тертям в контактах мікронерівностей.

Список літератури:

1. Галахов М.А. Математические модели контактной гидродинамики / Галахов М.А., Гусятников П.Б., Новиков А.П. - М.: Наука, 1985. - 296 с.
2. Гупта П.К. Динамика подшипников качения. Часть I. Анализ подшипников с цилиндрическими роликами / П.К. Гупта // Проблемы трения и смазки. - 1979. - № 3. - С. 53-68.
3. Дроздов Ю.Н. Передаточные механизмы / Ю.Н. Дроздов // Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2; под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. - М.: Машиностроение, 1979. - С. 113 - 147.
4. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. - М.: Машиностроение, 1979. - 526 с.
5. Рамбаргер Ю.О., Филетти Д.Х., Губерник. Расчет роликоподшипникового узла главного вала газотурбинного двигателя / Рамбаргер Ю.О., Филетти Д.Х., Губерник // Проблемы трения и смазки. - 1973. - № 4. - С. 1-20.
6. Справочник по триботехнике. Т.1. - Теоретические основы / Подред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1989.-398 с.

Надійшла до редакції 10.02.2014

В.Ю. Заблоцкий

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ СОПРЯГАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

В статье приведены исследования особенностей формирования параметров износостойкости рабочих поверхностей деталей подшипников и установления причин появления проскальзывания в роликоподшипнике. Предложена модель контакта шероховатой и гладкой поверхностей с приведенными характеристиками профиля. Согласно предложенной модели определен коэффициент трения скольжения. По результатам расчетов сделан вывод, что величина коэффициента трения во время контакта шероховатых поверхностей при толщине смазочного слоя, меньшей высоты шероховатости, определяется, прежде всего, трением в контактах шероховатости металлических поверхностей.

Ключевые слова: износостойкость, подшипниковая опора, сепаратор, деформация, скольжение, трение, неравенство.

V. Zablotsky

CHARACTERISTICS OF WEAR RESISTANCE OF WORKING SURFACES OF MATING PARTS

This paper is a study of formation of wear resistance parameters of working surfaces of bearing parts. We suggest a model of the contact of rough and smooth surfaces with reduced profile characteristics. According to this model we determined the coefficient of sliding friction.

Key words: wear resistance, bearing support, separator, deformation, sliding, friction, inequality.