Ткачук В.П.,
Гордєєв А.І.,
Ройзман В.П.
Хмельницький національний університет,
м. Хмельницький, Україна
E-mail: tkachukv.p@gmail.com

ЗВ'ЯЗОК МІЖ ЗБАЛАНСОВАНІСТЮ РОТОРА І ПРАЦЕЗДАТНІСТЮ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

УДК: 621.822

Досліджено експлуатаційні властивості підшипників кочення при різних навантаженнях внаслідок незбалансованості ротора. Ідентифіковано причини інтенсивного зношування кулькових підшипників. На основі проведених досліджень встановлено, що одночасно із зменшенням значення навантажень на кулькові підшипники, наприклад, за рахунок встановлення АБП, доцільно переходити на підшипники ковзання або шарикопідшипники більш легкої серії.

Ключові слова: підшипник, зношування, тертя, працездатність підшипника.

Вступ

Проблеми балансування роторів і динаміки машин тісно пов’язані з роботою підшипників і забезпечення їх працездатності.

З однієї сторони конструкція підшипникового вузла, жорсткість спряження з обоймами деталей, монтажні зазори, організація змащення, його в’язкість і температура впливають на загальний динамічний стан машини і рух ротора, а з іншої сторони незрівноваженість визначає значення навантажень на підшипник і задає в залежності від перерахованих вище факторів характер руху цапфи в підшипнику, режим його роботи, викликає ті чи інші види його руйнування.

Практика експлуатації пральних машин різноманітних конструкцій показала, що частіше всього виходять із ладу підшипники кочення у вузлі кріплення барабана до корпусу.

У більшості випадків поломки представляють собою викришування бігових доріжок, кульок і (або) обрив сепаратора підшипників. Ціллю експериментальних досліджень роботи підшипників є пошук можливих причин їх незадовільної роботи.

Більшість дефектів підшипників, викликані їх перевантаженням, незадовільною організацією і складом мастила.

В значно меншій мірі вивчена роботоздатність підшипників при малих навантаженнях і в даному розділі звернено увагу саме на цю обставину, оскільки вона пов’язана і була виявлена в процесі дослідження балансування роторів.

При дослідженні динаміки пральних машин було виявлено протиріччя між роботоздатністю підшипників кочення, збалансованістю барабана і навантаженням на підшипник.

Відомо, що нормальному режиму роботи шарикопідшипника відповідає такий режим, при якому кульки котяться без проковзування [1, 2]. При наявності проковзування кульок в підшипнику тертя кочення замінюється тертям ковзання, що призводить до збільшення зносу як бігових доріжок, так і самих кульок, а в кінцевому результаті – до заклинювання кульок, обриву сепаратора і т.п. Саме цей випадок має місце у ретельно відбалансованих машинах на режимі прання і інших режимах при малих вібраціях.

Мета і постановка задачі

Дослідження роботоздатності підшипників кочення, а саме, визначення величини проковзування кульок при різних значеннях дисбалансу барабана.

Виклад матеріалів досліджень

Оцінка роботи шарикопідшипників виконувалась на основі вимірювань числа обертів сепаратора та вала і порівняння виміряних значень із теоретичними. В ідеально підібраному підшипнику число обертів сепаратора і вала ротора, на якому сидить внутрішня обойма підшипника, виражене співвідношенням:

$$n_c = \frac{n_в}{2}\frac{D_0 - d_ш \cos\alpha}{D_0}, \quad (1)$$

де $n_в$ – число обертів вала ротора двигуна;

D_0 – діаметр розміщення центрів тіл кочення;

$d_ш$ – діаметр тіла кочення (кульки або ролика);

β – кут контакту тіла кочення із доріжкою внутрішньої обойми.

Для шарикопідшипника у випадку відсутності осьової сили кут контакту β = 0, тоді вираз (1) прийме вигляд:

$$n_c = \frac{n_в}{2}. \qquad (2)$$

Вираз (2) справедливий у тому випадку, якщо кульки в підшипнику котяться без проковзування [3].

Вимірювання числа обертів сепаратора підшипників виконувалась при дисбалансі ротора 22000 г·см, що дорівнює максимальному можливому дисбалансу при номінальному завантаженні барабана (4 кг сухої білизни), без дисбалансу і при дії на барабан тільки осьової сили. Для отримання залежності $n_c = f(n_в)$ частоти обертання сепаратора (n_c) від частоти обертання вала $(n_в)$ запис виконували на прохід від 0 до максимальних обертів двигуна. За отриманими значеннями будувались графіки залежностей $n_c = f(n_в)$. На ці ж графіки наносилась теоретична залежність $n_c = \frac{n_в}{2}$.

Враховуючи те, що у вузлі кріплення барабана шарикопідшипники розміщені у важкодоступних місцях з обмеженим простором було розроблено спеціальний пристрій для вимірювання обертів сепаратора.

Пристрій представляє собою оптоелектронну пару, яка складається із мініатюрної лампи розжарювання 1 (рис. 1) і фотодіода ФД-10К 2 із малим розміром світлочутливої площадки. Для модулювання світла, що потрапляє від лампи на фотодіод на сепаратор досліджуваного підшипника встановлені спеціальні шторки 3. Лампу і фотодіод встановлювали таким чином, щоб промінь світла при обертанні сепаратора перекривався шторками.

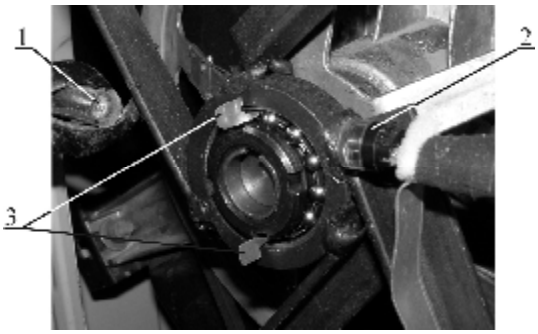

Рис. 1 – Пристрій для вимірювання числа обертів сепаратора підшипника:
1 – лампа розжарювання;
2 – фотодіод ФД-10К;
3 – шторки

Фотодіод підключали через узгоджуючий пристрій до підсилювача “Амфітон”, сигнали з якого фіксувались на фотоплівку осцилографа Н071.4М (рис. 2).

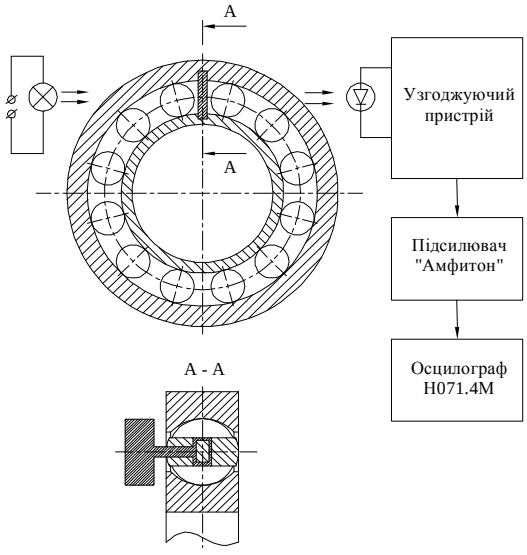

Рис. 2 – Блок - схема вимірювання частоти обертання сепаратора шарикопідшипника

Одночасно на плівці осцилографа регіструвались числа обертів вала барабана з допомогою датчика обертів. Датчик був виготовлений на базі геркона, який має властивість замикати електричне коло при проходженні крізь магнітне поле. Практично це було виконано наступним чином. На пластинку, яка жорстко зв'язана з корпусом установки, було наклеєно геркон 1 (рис. 3) з припаяними до його кінців електропровідниками, а на шків установки був приклеєний магніт 2.

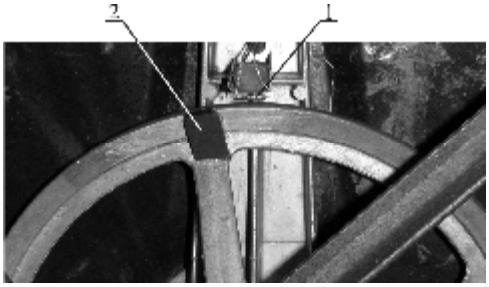

Рис. 3 – Датчик обертів вала:
1 – гекон;
2 – магніт

Оскільки шків жорстко зв'язаний з валом ротора то частоти їх обертання були однаковими. Таким чином з кожним обертом вала, магніт, закріплений на шківі, та утворене ним магнітне поле, наближались до геркона і замикали його контакти. У замкненому герконом електричному колі починав протікати струм, що було сигналом відмітчика обертів.

Експерименти проводились на пральній машині "Айша" з новими і зношеними підшипниками.

З метою зменшення випадкової похибки вимірювань кожний дослід проводився декілька раз.

Після розшифровки отриманих записів чисел обертів сепаратора підшипника і вала барабана були побудовані залежності $n_c = f(n_в)$ представлені на рис. 4 і 5.

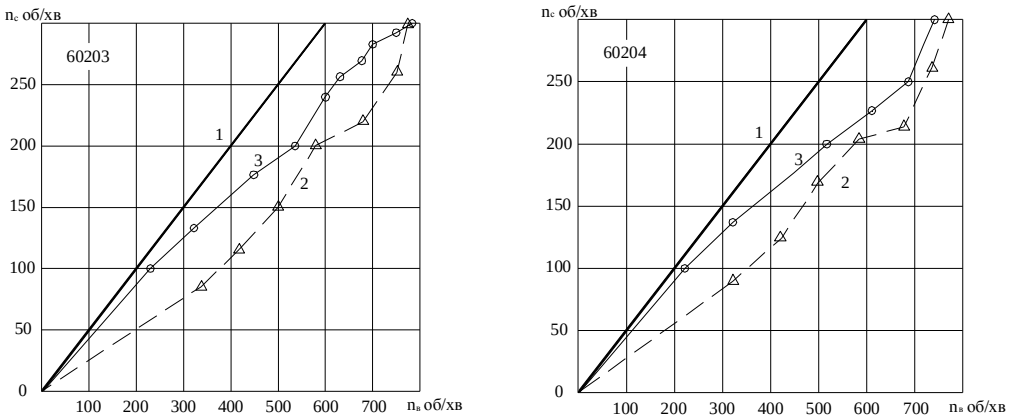

Рис. 4 – Залежність частоти обертання сепаратора підшипника від частоти обертання вала (не зношені підшипники):
1 – теоретична залежність;
2 – без завантаження барабана;
3 – з дисбалансом 22000 г·см

Як видно із отриманих графіків і для нових і для зношених підшипників присутнє значне відставання числа обертів сепаратора від його теоретичного значення. При проковзуванні кульок у підшипнику тертя кочення замінюється тертям ковзання, що може призвести до збільшення зносу як бігових доріжок, так і самих кульок. Значний інтерес представляє і той факт, що при збільшенні навантаження на підшипниках проковзування зменшується. На основі отриманих результатів можна зробити висновок, що для зменшення величини проковзування кульок у підшипниках необхідно експлуатувати підшипники із деяким початковим навантаженням, наприклад, створюючи деяке попереднє осьове навантаження.

В ході даного дослідження було виявлено, що підшипники кочення створюють шум і високочастотні збурення, при якому резонують окремі елементи машини.

Данні недоліки змушують шукати шляхи зменшення кількості підшипників кочення у конструкції машини або повне позбавлення від них.

На основі отриманих результатів можна зробити висновок про те, що для зменшення величини проковзування кульок необхідно експлуатувати підшипники з деяким початковим навантаженням, наприклад, створюючи деяке попереднє осьове навантаження або переходити на шарикопідшипники більш легкої серії.

Крім того, проведені дослідження показують, що зменшення дисбалансу барабана, наприклад, за допомогою АБП, призводить до збільшення ступені проковзування кульок. Тому представляється доцільним разом із встановленням в барабані машини АБП чи виконання інших мероприємств, які зменшують дисбаланс барабана переходити на підшипники більш легкої серії або підшипники ковзання.

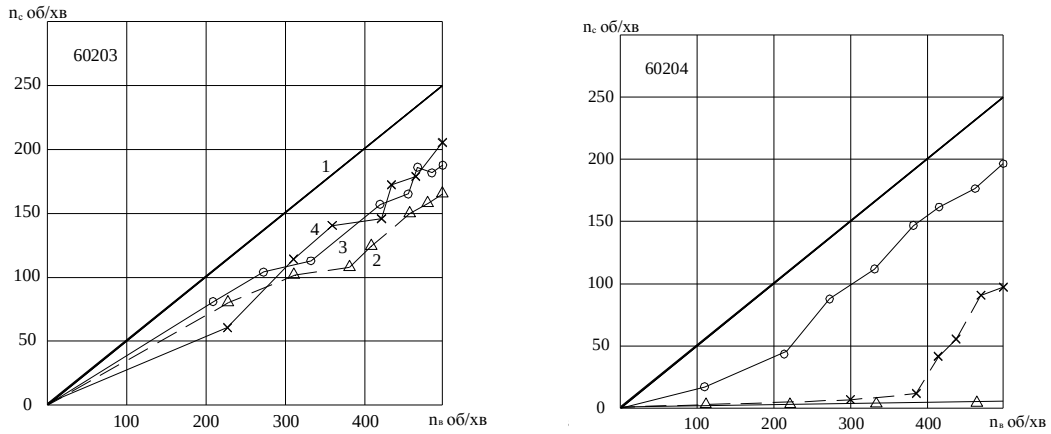

Рис. 5 – Залежність частоти обертання сепаратора підшипника від частоти обертання вала (зношені підшипники):
1 – теоретична залежність;
2 – без завантаження барабана;
3 – з дисбалансом 22000 г·см;
4 – з осьовим навантаженням 4 кг

В даній роботі взамін чотирьох шарикопідшипників №60203 1 рис. 6, вузла кріплення бака пральної машини до корпуса, були виготовлені і випробувані підшипники ковзання 2, 3 у вигляді 2-х циліндричних втулок, робоче креслення зображене на рис. 7 із самозмащуваного матеріалу “графітон-К”. Технічні характеристики якого наведені в табл. 1.

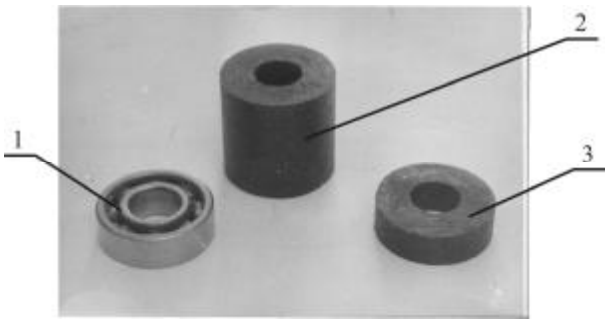

Рис. 6 – Підшипники вузла кріплення бака пральної машини до корпуса:
1 – шарикопідшипник №60203;
2 – циліндрична втулка виготовлена із “графітону” (виконання 2);
3 – циліндрична втулка виготовлена із “графітону” (виконання 1)

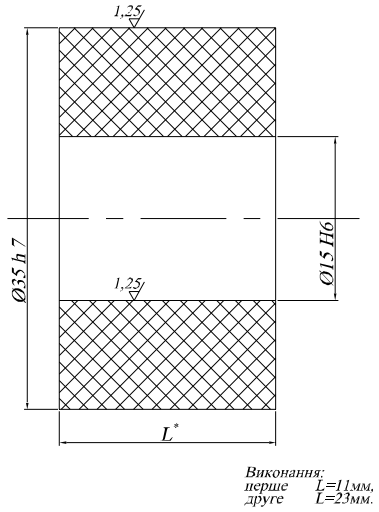

Рис. 7 – Робоче креслення втулки

Детальні дослідження першого варіанту (заміни всіх підшипників кочення підшипниками ковзання) показали наявність зносу у вигляді збільшеного до 1 - 1,5 мм радіуса заокруглення переходу від торцевої частини до твірної внутрішньої поверхні зі сторони торця, найближчого до шківа. Причиною такого зношення явилось одностороннє, майже статичне навантаження, що передається шківом від натягу паса.

При роботі аналогічних підшипників у машині, коли між шківом і валом барабана є гнучка муфта і зусилля зі сторони шківа відсутнє, відмічений дефект не спостерігався. Однак, вказане вище зношення не відображалося на працездатності машини і може бути допустимим.

Таблиця 1

Основні статистичні характеристики антифрикційних властивостей матеріалу "Графітон - К"

Назва характеристики	Значення
Густина, кг/м^3	1080
міцність, МПа при розтягу	46
при стиску	81
Теплопровідність при 50 - 125 °С Вт/м·К	0,88 - 1,02
Теплоємність при 50 - 125 °С кДж·кг·К	1,88 - 2,35
Коефіцієнт тертя без змащування	0,22 - 0,35
при обмеженому змащенні 10 %	0,08
50 %	0,07
Інтенсивність зносу (х 10^{-7}) мм^3/Н·м без змащення	100
при обмеженому змащенні 10 %	5,1
50 %	4,0

На цей випадок, якщо замовник визнає вказане зношення недопустимим, нами були проведені дослідження третього варіанту, коли один шарикопідшипник ближчий до шківа, залишався на місці, а замість трьох інших були поставлені втулки із матеріалу графітон.

Довготривалі, не менше ніж 300-годинні дослідження машини в ході проведення експериментальних досліджень показали можливість застосування і цього варіанта, так як ні один із підшипників кочення або ковзання не мав дефектів.

У той же час в зоні високих звукових частот (вище 200 Гц) рівень звукової потужності знизився в цілому на 20 %, що також підтверджує доцільність переходу на дані підшипники.

Усе вищесказане, дозволяє рекомендувати заміну, як мінімум трьох підшипників кочення 1 рис. 6 барабана пральної машини "Айша" підшипниками у вигляді втулок 2 або 3 рис 6, що виготовляються із матеріалу графітон згідно креслення (рис. 7) такий матеріал або готові втулки можуть бути виготовлені Хмельницьким національним університетом.

Висновки

1. Розроблено пристрій і методику для безконтактного вимірювання величини проковзування кульок в підшипниках кочення шляхом вимірювання частоти обертання сепаратора фотоелектричним датчиком.
2. Досліджений зв'язок між величиною дисбалансу в барабані і працездатністю підшипників кочення.
3. Показано, що зменшення величини дисбалансу веде до збільшення величини проковзування кульок у підшипнику.
4. Виявлено, що при збільшенні радіального навантаження на підшипник або при наявності осьового навантаження проковзування кульок зменшується
5. На основі проведених досліджень встановлено, що одночасно із зменшенням значення збурюючи сил, наприклад, за рахунок встановлення АБП, доцільно переходити на підшипники ковзання або шарикопідшипники більш легкої серії.

Література

1. Панфилов Е.А., Самсаев Ю.А. Высокоскоростные совмещенные опоры. – М.: Машиностроение. – 1985. – 208 с.
2. Самсаев Ю.А. Режимы работы радиально-упорных шарикоподшипников при различных дисбалансах. – В кн.: Балансировка машин и приборов. – М.: Машиностроение. – 1979. – С. 267-273.
3. Бейзельман и др. Подшипники качения. Справочник. М: Машгиз, 1975.

Поступила в редакцію 14.02.2014

Tkachuk V.P., Gordeev A.I., Roizman V.P. **Relationship between the rotor balance and operability of rolling bearings.**

Bearings are the most widespread and most vulnerable elements of any rotary mechanism. Bearings shall spatial fixing rotors and acceptmost of the static and dynamic forcesarising in the mechanism. Therefore the technical condition of bearings is the major component determining working capacity of the whole mech anism. In article researches, a stock of working capacity of the of rolling and plain bearings by means of the eqsperimental stand are described. In the given work investigated the performance characteristics of rolling bearings for various loads due to the imbalance of the rotor. Identified the causes of intensive wear of ball bearings. Experiments revealed that the decrease in load leads to an increase in slip.

Interest represents the dependence of slippage of rolling bearings and loads. Slippage of decreases with increasing load on bearings. Research results suggest the following conclusions. Bearings must operate with some initial load to reduce the amount of slippage of balls. Create some pre-axial or radial loads.

Key words: bearing, wear, friction performance of the bearing.

References

1. Panfilov EA, Samsun YA High combined support. M.: Mechanical Engineering. 1985. 208.

2. Samsun YA Modes angular contact ball bearings for various imbalances. In the book.: Balancing machines and devices. M.: Mechanical Engineering. 1979.- S. 267-273.

3. Beyzelman etc. Rolling. Handbook. M: Mashgiz, 1975.