



УКРАЇНА

(19) UA (11) 13009 (13) U  
(51) МПК  
F16C 19/26 (2006.01)МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ

## ОПИС

ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ  
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під  
відповідальність  
власника  
патенту

(54) ПІДШИПНИК КОЧЕННЯ

1

2

(21) u200508024

(22) 15.08.2005

(24) 15.03.2006

(46) 15.03.2006, Бюл. № 3, 2006 р.

(72) Попов Олексій Павлович

(73) НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕ-  
БУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА(57) Підшипник кочення, що складається із рухо-  
мого внутрішнього та нерухомого зовнішнього кі-  
лець з розташованими між ними у сепараторі ро-  
ликами, які знаходяться у взаємодії з кільцями,  
який **відрізняється** тим, що твірні бічних повер-  
хонь роликів виконані криволінійними, при цьому  
параметр кривизни  $\Delta S = l_p^2 / 8R$  на торцях роликів і  
радіус кривизни R твірних взаємозалежні один відодного, причому радіус R визначається шляхом  
вирішення трансцендентного рівняння

$$\frac{1,692 \cdot 10^{-2} \left( \alpha + \nu \right) \left( \rho - 2R \psi \right)^3}{R} = \frac{F_r}{zE},$$

де  $l_p$  - довжина ролика;  $\nu$  - коефіцієнт Пуассона;  
 $\psi$  - кут перекосу валів, що змінюється у межах  
 $0 < \psi \leq 0,001$  рад;  $F_r$  - радіальна сила, діюча на  
підшипник;  $z$  - число роликів;  $E$  - модуль пружності  
матеріалів роликів і кілець;  $\alpha = \sqrt{\rho/R}$  - коефіцієнт;  
 $\rho = \frac{\rho_{рвк}}{\rho_{вк} + \rho_{р}}$  - приведений радіус кривиз-  
ни;  $\rho_{р}$  - радіус ролика;  $\rho_{вк}$  - радіус поверхні ко-  
чення внутрішнього кільця.Корисна модель відноситься до галузі маши-  
нобудування.Відомий підшипник кочення, що складається із  
рухомого внутрішнього та нерухомого зовнішнього  
кілець з розташованими між ними у сепараторі  
роликами, які знаходяться у взаємодії з кільцями,  
що при обертанні внутрішніх кілець, розташованих  
з натягом на валу, сприймають радіальне наван-  
таження [1: Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель  
Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 5-е,  
испр. и доп. - М.: Машиностроение, 1967].Недоліком відомого підшипника кочення є не-  
можливість його експлуатації при перекосах валів  
внаслідок торцевої взаємодії роликів з поверхнями  
кочення кілець і виникненням при цьому неприпус-  
тимих величин контактних напружень.Найбільш близьким за технічною сутністю до  
запропонованого рішення є прийнятий за прототип  
підшипник кочення, який складається з рухомого  
внутрішнього та нерухомого зовнішнього кілець з  
розташованими між ними у сепараторі сферичними  
роликами [2: Чернавский С.А., Ицкович Г.М., Кисе-  
лёв В.А. и др. Проектирование механических пе-  
редач. - М.: Машиностроение, 1963 (див.  
стор.235)].Недоліком даного підшипника кочення є відсу-  
тність даних о взаємозв'язку між собою основних  
розмірів і параметрів сфери, які призначаються, як  
правило, виходячи з конструкторського досвіду,  
що не дає можливості оцінити величини напру-  
жень у зоні контакту і працездатність у цілому.Задача корисної моделі - встановлення взає-  
мозв'язку між розмірами підшипника кочення, па-  
раметрами криволінійних твірних бічних поверхонь  
роликів і заданими величинами кутів перекосу ва-  
лів з метою розробки оптимальної конструкції ро-  
ликів, спрямованою на підвищення навантажуваль-  
ної здатності та ефективності роботи  
підшипника кочення.Для вирішення задачі у підшипнику кочення,  
що складається з рухомого внутрішнього та неру-  
хомого зовнішнього кілець з розташованими між  
ними у сепараторі роликами, які знаходяться у  
взаємодії з кільцями, твірні бічних поверхонь ро-  
ликів виконані криволінійними, при цьому пара-  
метр кривизни  $\Delta S = l_p^2 / 8R$  на торцях роликів і ра-  
діус кривизни R твірних взаємозалежні один від  
одного, причому радіус R визначається шляхом  
вирішення трансцендентного рівняння

(19) UA (11) 13009 (13) U

$$\frac{1,692 \cdot 10^{-2} \left( \frac{F_r}{R} + \nu \right) - 2R\psi^3}{R} = \frac{F_r}{zE},$$

де  $l_p$  - довжина ролика;  $\nu$  - коефіцієнт Пуассона;  $\Psi$  - кут перекошу валів, що змінюється у межах  $0 < \psi \leq 0,001$  рад;  $F_r$  - радіальна сила, діюча на підшипник;  $z$  - число роликів;  $E$  - модуль пружності матеріалів роликів і кілець;  $\alpha = \sqrt{\rho/R}$  - коефіцієнт;  $\rho = \rho_p \rho_{BK} / (\rho_{BK} + \rho_p)$  - приведений радіус кривизни;  $\rho_p$  - радіус ролика;  $\rho_{BK}$  - радіус поверхні кочення внутрішнього кільця.

Порівняльний аналіз з прототипом показує, що запропонований підшипник кочення, який складається з рухомого внутрішнього та нерухомого зовнішнього кілець з розташованими між ними у сепараторі роликками, які знаходяться у взаємодії з кільцями, відрізняється тим, що твірні бічних поверхонь роликів виконані криволінійними, при цьому параметр кривизни  $\Delta S = l_p^2 / 8R$  на торцях роликів і радіус кривизни  $R$  твірних взаємозалежні один від одного, причому радіус  $R$  визначається шляхом вирішення трансцендентного рівняння

$$\frac{1,692 \cdot 10^{-2} \left( \frac{F_r}{R} + \nu \right) - 2R\psi^3}{R} = \frac{F_r}{zE},$$

де  $l_p$  - довжина ролика;  $\nu$  - коефіцієнт Пуассона;  $\Psi$  - кут перекошу валів, що змінюється у межах  $0 < \psi \leq 0,001$  рад;  $F_r$  - радіальна сила, діюча на підшипник;  $z$  - число роликів;  $E$  - модуль пружності матеріалів роликів і кілець;  $\alpha = \sqrt{\rho/R}$  - коефіцієнт;  $\rho = \rho_p \rho_{BK} / (\rho_{BK} + \rho_p)$  - приведений радіус кривизни;  $\rho_p$  - радіус ролика;  $\rho_{BK}$  - радіус поверхні кочення внутрішнього кільця.

Порівняння технічного рішення, що заявляється, не тільки з прототипом, але й з іншими технічними рішеннями в даній галузі техніки, не виявило в них ознак, які б відрізняли технічне рішення, що заявляється, від прототипу, а це дозволяє зробити висновок про відповідність критерію "винахідницький рівень".

На Фіг. зображений загальний вид роликового підшипника кочення.

Підшипник кочення містить рухоме внутрішнє кільце 1, що змонтовано з натягом на валу, який на Фіг. не показано, і нерухоме зовнішнє кільце 2 з розташованими між ними роликками 3, утримувані в строго певних положеннях сепаратором 4.

Лінії 5 і 6 є осями симетрії ролика 3 при відсутності перекошу вала з віссю обертання 7. При наявності перекошу вала на кут  $\Psi$  вісі симетрії 5 і 6 роликів займають положення 8 і 9, а вісь обертання 7 вала - положення 10. У відповідності із перекошом вала на кут  $\Psi$  положення ролика 3, рівною мірою сказане відноситься й до інших роликів підшипника кочення, буде відрізнятися від положення, приведенного на фігурі.

Для встановлення взаємозв'язку між довжиною  $l_p$ , радіусом  $\rho_p$  і числом  $z$  роликів, а також між радіусом  $\rho_{BK}$  поверхні кочення внутрішнього

кільця, радіальної сили  $F_r$ , модулем пружності матеріалів  $E$  і коефіцієнтом Пуассона  $\nu$  вирішена просторова контактна задача.

При вирішенні задачі приймалось, що коефіцієнти Пуассона  $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ , а модулі пружності матеріалів  $E_1 = E_2 = E$ . Крім того, передбачалося, що у площині  $zOy$  (у площині фігури) при перекоші вала на кут  $\Psi$  зберігається модель контакту циліндра радіусом  $R$  із площиною, яка має радіус кривизни, що дорівнює нескінченності.

У площині  $zOx$ , проведеної перпендикулярно площині  $zOy$ , при взаємодії ролика 3 із зовнішньою поверхньою рухомого кільця 1 має місце модель контакту двох циліндрів зовнішнього дотику з радіусами  $\rho_p$  і  $\rho_{BK}$ . Однак ролик 3 взаємодіє не тільки з рухомим кільцем 1, але й з нерухомим кільцем 2, де в якості розрахункової виступає модель контакту внутрішнього дотику двох циліндрів з радіусами  $\rho_p$  і  $\rho_{BK}$ , де  $\rho_{BK}$  - радіус поверхні кочення зовнішнього кільця.

На основі виконаних рішень просторової контактної задачі запишемо рівняння максимальних контактних напружень  $\sigma_H$ , напівдовжини  $b_K$  і напівширини  $b_0$  площадки дотику

$$\sigma_H = \frac{0,535}{\alpha} \sqrt[3]{\left( \frac{F_r}{R} + \nu \right) \frac{E^2 F_n}{z R^2}} \quad (1)$$

$$b_0 = \alpha b_K; \quad b_K = 1,948 \sqrt{\frac{R F_n}{\left( \frac{F_r}{R} + \nu \right) E}} \quad (2)$$

Для зберігання умови моделі контакту циліндра радіусом  $R$  з площиною скористаємося рівнянням

$$l_p = 2R\psi + 2b_K = 2\left( \frac{F_r}{R} + \nu \right) + 2b_K \quad (3)$$

В результаті підстановки у рівняння (3) правої частини виразу (2) отримаємо трансцендентне рівняння для визначення радіусу  $R$

$$\frac{1,692 \cdot 10^{-2} \left( \frac{F_r}{R} + \nu \right) - 2R\psi^3}{R} = \frac{F_r}{zE} \quad (4)$$

При виведенні рівнянь (1)...(4) приймалося, що максимальна радіальна сила  $F_{\max}$ , яка діє на найбільш навантажений ролик, дорівнює  $5F_r/z$ .

Визначивши по формулі (4) радіус  $R$ , запишемо залежність для знаходження параметра кривизни  $\Delta S$  на торцях роликів, яка має вигляд

$$\Delta S = \frac{l_p^2}{8R} \quad (5)$$

Для оцінки ефективності технічного рішення, що пропонується, виконаємо розрахунок підшипника кочення, виходячи із  $l_p = 30$  мм;  $\rho_p = 15$  мм;  $\rho_{BK} = 152,5$  мм;  $z = 18$ ;  $\Psi = 0,75 \cdot 10^{-3}$  рад;  $\nu = 0,3$ ;  $F_r = 13,3 \cdot 10^4$  Н;  $E = 2,12 \cdot 10^5$  МПа.

Обчислюємо  $\rho = 13,657$  мм, потім шляхом графоаналітичного рішення трансцендентного рівняння (4) при довільно узятих значеннях  $R = (1 \dots 5) \cdot 10^3$  знаходимо шукану величину радіуса  $R = 2950$  мм та  $\alpha = 0,068$ . По формулі (5) визначає-

мо  $\Delta S = 38,1 \text{ мм}$ , а за формулами (1)-(2) - напруження  $\sigma_H = 556 \text{ МПа}$ ;  $b_K = 12,773 \text{ мм}$  та  $b_0 = 0,868 \text{ мм}$ .

Знаючи величину  $b_K$ , із виразу  $R = (l_P - 2b_K)/2\psi$  знайдемо величину радіуса  $R = 2969 \text{ мм}$ , яка відрізняється від раніше знайденої величини  $R = 2950 \text{ мм}$  не більш ніж на 0,1%, що підтверджує точність виконаних розрахунків.

Якщо від роликів з криволінійними твірними їх бічних поверхонь перейти до звичайних циліндричних роликів, вважаючи  $\psi = 0$ , то у цьому випадку, виходячи із формули Герца, визначимо  $\sigma_H = 816 \text{ МПа}$ . Якщо кут  $\psi = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$ , то максимальні контактні напруження при торцевій взаємодії найбільш навантаженого циліндричного ролика з поверхнею кочення внутрішнього кільця дорівнюють  $2214 \text{ МПа}$ .

Із приведених розрахунків очевидно, що при наявності криволінійних твірних бічних поверхонь роликів напруження  $\sigma_H = 556 \text{ МПа}$  при  $\psi = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$ , у зв'язку з чим підшипник кочення працює надійно. У випадку циліндричних роликів напруження  $\sigma_H$  при  $\psi = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$  зростають приблизно у 4 рази, отже, такий підшипник непрацездатний.

Максимальні контактні напруження у циліндричному підшипнику кочення при перекосі вала на кут  $\psi = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$  розраховувалися за формулою

$$\sigma_H = \frac{0,588}{\alpha_C} \sqrt[3]{\frac{E + \alpha_C}{z_P^2} E^2 F_T}$$

з урахуванням знайденого коефіцієнта  $\alpha_C$  на основі рішення трансцендентного рівняння

$$\frac{1,646}{\alpha_C \psi} \sqrt[3]{\frac{F_T}{E + \alpha_C}} \sqrt[3]{z_P^2 E} = 1.$$

Підшипник кочення працює наступним чином.

При обертанні вала, навантаженого радіальною силою  $F_r$ , з кутовою швидкістю  $\omega$ , починає обертатися насаджене з натягом на вал внутрішнє кільце 1. При цьому зовнішнє кільце 2, жорстко закріплене кришкою з корпусом підшипника, лишається нерухомим.

До внутрішньої поверхні зовнішнього кільця 2, що характеризується радіусом  $\rho_{HK}$ , з натягом прикріплено сепаратор 4 з розташованими у ньому роликами 3, по яким обкочується без ковзання внутрішнє кільце 1.

При роботі підшипника кочення радіальна сила  $F_r$  нерівномірно розподілена між тілами кочення. Найбільш навантаженим вважається ролик, вісь симетрії 6 якого співпадає з лінією дії сили  $F_r$ . Максимальна радіальна сила  $F_{max}$ , яка приходить на вказаний ролик, визначається з виразу  $F_{max} = 5F_r/z$ .

Економічний ефект від впровадження запропонованого технічного рішення слід очікувати за рахунок підвищення навантажувальної здатності та підвищення терміну служби, а також ефективності роботи підшипника кочення.

Суспільна корисність технічного рішення, що заявляється, полягає у зниженні вібрації і шуму внаслідок більш плавної роботи підшипника (промсанітарія).

