



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 163708

(13) U

(51) МПК

F16C 17/02 (2006.01)

F16C 33/10 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки:	u 2025 05225	(72) Винахідник(и):	Марченко Дмитро Дмитрович (UA)
(22) Дата подання заявки:	27.10.2025	(73) Володілець (володільці):	МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності:	23.07.2026		вул. Георгія Гонгадзе, 9, м. Миколаїв, 54008 (UA)
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію:	22.07.2026, Бюл.№ 29	(74) Представник:	Кубінець Ольга Іванівна

(54) ГІДРОДИНАМІЧНИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ

(57) Реферат:

Гідродинамічний підшипник ковзання містить вал та втулку, яка охоплює шийку вала і має робочу поверхню. Робоча поверхня втулки виконана спіралеподібною зі змінним радіусом по всьому куту охоплення шийки вала. На валу встановлені кільця із антифрикційного композиційного матеріалу. На втулці виконані компенсаційні гідродинамічні масляні камери з перепускним клапаном. Змінний радіус робочої поверхні визначається за залежністю:

$$\rho = R_B + h_m m^{\varepsilon^2 - 2\varepsilon}, \quad (1)$$

де ρ - радіус кривої в точці з кутовою координатою φ ;

R_B - номінальний радіус вала в розглянутому перерізі;

h_m - максимальний радіальний зазор у з'єднанні вал-втулка;

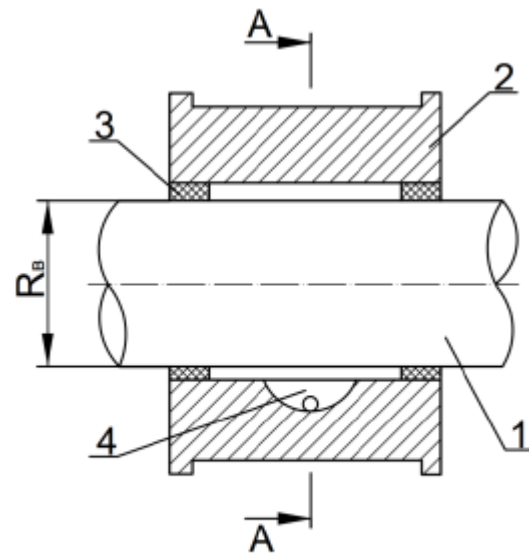
$m = \frac{h_m}{h_0}$ - коефіцієнт звуження радіального зазору;

h_0 - мінімальний радіальний зазор;

$\varepsilon = \frac{\varphi}{2\pi}$ - відносна кутова координата точки на кривій робочої поверхні;

φ - кутова координата точки робочої поверхні.

UA 163708 U



Фиг. 1

Корисна модель належить до галузі машинобудування, зокрема до конструкцій підшипників ковзання, які використовуються у вузлах тертя машин і механізмів для сприйняття підвищених радіальних та осьових навантажень.

Задачею корисної моделі є підвищення вантажопідйомної здатності підшипника ковзання та підвищення його надійності.

Відомий упорний гідродинамічний підшипник ковзання (патент України № 40892, опубліковано 12.03.2006, Бюл. № 3), що складається з упорного диска, підкладного кільця та містить упорний шарикопідшипник із сепаратором, кінематично зв'язаний з плаваючим диском, виконаним у вигляді внутрішнього зубчастого з'єднання по вільній посадці.

Недоліками відомого упорного гідродинамічного підшипника є недостатнє забезпечення несучої здатності на проміжних режимах роботи, що зменшує можливість сприйняття радіальних навантажень та призводить до зниження ресурсу через зношування робочої поверхні.

Ознаками аналогу, які збігаються з корисною моделлю, є наявність елементів підшипникового вузла, між якими утворюється мастильний шар.

Найбільш близьким аналогом корисної моделі є радіальний підшипник ковзання (патент України № 38601, опубліковано 15.03.2005, Бюл. № 5), що містить вал та втулку з робочою поверхнею, між якими утворюється мастильний шар.

Недоліками відомого радіального підшипника ковзання є те, що він не забезпечує сприйняття радіального навантаження в будь-якій зоні його прикладення у разі обертання підшипника при нерухомому валу. У підшипниках з циліндричною та еліптичною розточкою при прикладенні навантаження в місце підведення мастила перекидається його подавання, внаслідок чого підшипник виходить з ладу.

Ознаками найближчого аналога, які збігаються з корисною моделлю, є наявність вала та втулки з робочою поверхнею.

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалення гідродинамічного підшипника ковзання, в якому шляхом створення компенсаційних гідродинамічних масляних камер з перепускним клапаном, виконання робочої поверхні втулки спіралеподібною зі змінним радіусом по всьому куту охоплення шийки вала та встановлення на валу кілець із антифрикційного композиційного матеріалу забезпечується підвищення вантажопідйомної здатності, надійності та довговічності підшипникового вузла.

Поставлена задача вирішується тим, що в гідродинамічному підшипнику ковзання, що містить вал та втулку, що охоплює шийку вала і має робочу поверхню, згідно з корисною моделлю, робоча поверхня втулки виконана спіралеподібною зі змінним радіусом по всьому куту охоплення шийки вала, на валу встановлені кільця із антифрикційного композиційного матеріалу, а на втулці виконані компенсаційні гідродинамічні масляні камери з перепускним клапаном, причому змінний радіус робочої поверхні визначається за залежністю:

$$\rho = R_B + h_m m^{\varepsilon^2 - 2\varepsilon}, \quad (1)$$

де ρ - радіус кривої в точці з кутовою координатою φ ;
 R_B - номінальний радіус вала в розглянутому перерізі;
 h_m - максимальний радіальний зазор у з'єднанні вал-втулка;

$m = \frac{h_m}{h_o}$ - коефіцієнт звуження радіального зазору;

h_o - мінімальний радіальний зазор;

$\varepsilon = \frac{\varphi}{2\pi}$ - відносна кутова координата точки на кривій робочої поверхні;

φ - кутова координата точки робочої поверхні.

Розкриваючи причинно-наслідковий зв'язок між істотними ознаками корисної моделі та технічним результатом, необхідно відзначити наступне.

Істотними ознаками гідродинамічного підшипника ковзання є:

- виконання робочої поверхні втулки спіралеподібною зі змінним радіусом по всьому куту охоплення шийки вала;

- встановлення на валу кілець із антифрикційного композиційного матеріалу;

- виконання на втулці компенсаційних гідродинамічних масляних камер з перепускним клапаном.

Виконання робочої поверхні втулки спіралеподібною зі змінним радіусом забезпечує формування стабільного мастильного шару та рівномірний розподіл тиску мастила по довжині

поверхні контакту, що сприяє підвищенню вантажопідйомної здатності підшипника та зниженню коефіцієнта тертя.

Встановлення на валу кілець із антифрикційного композиційного матеріалу сприяє зменшенню зношування спряжених поверхонь, стабілізації умов тертя та зниженню втрат енергії при роботі підшипникового вузла, що підвищує його надійність та довговічність.

Виконання на втулці компенсаційних гідродинамічних масляних камер з перепускним клапаном дозволяє автоматично вирівнювати тиск мастила у різних зонах підшипника, забезпечує його безперервну подачу у робочу зону, що запобігає утворенню сухого тертя, локальному перегріванню і підвищує стабільність роботи підшипника в умовах змінних режимів навантаження.

Сукупність вказаних істотних ознак забезпечує досягнення технічного результату, який полягає у підвищенні вантажопідйомної здатності підшипника ковзання, покращенні його надійності, довговічності, зменшенні втрат на тертя та забезпеченні стійкої роботи підшипникового вузла при різних експлуатаційних режимах.

Суть корисної моделі пояснюється кресленнями, де на:
 фіг. 1 зображено гідродинамічний підшипник ковзання, поздовжній розріз;
 фіг. 2 - розріз А-А на фіг. 1;
 фіг. 3 - гідродинамічну конічну опору, поздовжній розріз;
 фіг. 4 - розріз Б-Б на фіг. 3;
 фіг. 5 - розріз В-В на фіг. 3.

Підшипник містить вал 1, що спирається на втулку 2. На валу 1 встановлені кільця 3 із антифрикційного композиційного матеріалу, а на втулці 2 виконані компенсаційні гідродинамічні масляні камери 4 з перепускним клапаном.

Робоча поверхня втулки 2 виконана спіралеподібною зі змінним по всьому куту охоплення шийки вала 1 радіусом, який визначається за залежністю:

$$\rho = R_B + h_m m^{\varepsilon^2 - 2\varepsilon}, \quad (1)$$

де ρ - радіус кривої в точці з кутовою координатою φ ;
 R_B - номінальний радіус вала в розглянутому перерізі;
 h_m - максимальний радіальний зазор у з'єднанні вал-втулка;
 $m = \frac{h_m}{h_o}$ - коефіцієнт звуження радіального зазору;
 h_o - мінімальний радіальний зазор;
 $\varepsilon = \frac{\varphi}{2\pi}$ - відносна кутова координата точки на кривій робочої поверхні;

φ - кутова координата точки робочої поверхні.

Параметр m задають у межах 5-25, оскільки при менших значеннях вантажопідйомність підшипника суттєво зменшується, а при значеннях більше 25 практично не підвищується, однак зростає витрата мастила.

Параметр h_o приймають у межах 10-30 мкм. Значення h_o не повинно бути меншим за 10 мкм, оскільки мінімальний зазор має перевищувати суму висот мікронерівностей шийки та вкладиша разом із допусками на технологічні похибки. Збільшення h_o понад 30 мкм є недоцільним через зниження вантажопідйомної здатності підшипника.

Для виникнення гідродинамічного тиску в мастильному шарі при обертанні вала радіальний зазор повинен звужуватися у напрямку обертання вала від максимального h_m до мінімального h_o .

При цьому рівняння (1) повинно задовольняти умову:

$$\frac{d\rho}{d\varphi} < 0, \quad (2)$$

при $\varphi=0$ (або $\varepsilon=0$)

$$\rho = \rho_{\max} = R_B + h_m = R_B + h_o m;$$

при $\varphi=2\pi$ (або $\varepsilon=1$) $\rho = \rho_{\min} = R_B + h_o$.

Опори з клиноподібним зазором наведеної форми здатні витримувати підвищені навантаження.

При роботі гідродинамічного підшипника ковзання мастило рівномірно надходить між валом 1 і втулкою 2 та потрапляє у компенсаційні гідродинамічні масляні камери 4 з перепускним клапаном.

Кільця 3 із антифрикційного композиційного матеріалу забезпечують зменшення

зношування та підвищення навантажувальної здатності підшипника.

Завдяки безперервному підведенню мастила та його запасу у компенсаційних гідродинамічних масляних камерах 4 з перепускним клапаном забезпечується утворення гідродинамічних масляних клинів у різних зонах прикладення навантаження як при обертанні вала і нерухомому підшипнику, так і при обертанні підшипника та нерухомому валі.

Під час обертання вала у напрямку звуження клиноподібного радіального зазору у мастильному шарі створюється гідродинамічний тиск, який забезпечує високу вантажопідйомність підшипника.

У другому варіанті виконання (фіг. 3) робоча поверхня підшипника є конічною, що дозволяє використовувати підшипник як радіально-упорний для сприйняття підвищених осьових навантажень.

Використання верстатів із числовим програмним керуванням дозволяє серійно виготовляти вкладиші підшипників такого типу з високою точністю профілю робочої поверхні.

Вузли машин і механізмів із підшипниками такого типу дозволяють зменшити масу та габарити опор тертя, а також підвищити їхню надійність і вантажопідйомну здатність.

Таким чином, застосування запропонованого гідродинамічного підшипника ковзання забезпечує, порівняно з найбільш близьким аналогом, підвищення вантажопідйомної здатності, зниження коефіцієнта тертя, зменшення інтенсивності зношування спряжених поверхонь, підвищення стабільності мастильного шару та забезпечення надійної роботи підшипникового вузла при змінних режимах навантаження.

Крім того, виконання на втулці компенсаційних гідродинамічних масляних камер з перепускним клапаном забезпечує підтримання оптимального тиску мастила в зоні тертя, підвищення ефективності змащення та довговічності вузла.

У цілому реалізація сукупності заявлених ознак забезпечує досягнення поставленої задачі - підвищення вантажопідйомної здатності, надійності та ресурсу роботи підшипника ковзання.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Гідродинамічний підшипник ковзання, що містить вал та втулку, яка охоплює шийку вала і має робочу поверхню, який **відрізняється** тим, що робоча поверхня втулки виконана спіралеподібною зі змінним радіусом по всьому куту охоплення шийки вала, на валу встановлені кільця із антифрикційного композиційного матеріалу, а на втулці виконані компенсаційні гідродинамічні масляні камери з перепускним клапаном, причому змінний радіус робочої поверхні визначається за залежністю:

$$\rho = R_B + h_m m^{\varepsilon^2 - 2\varepsilon}, \quad (1)$$

де ρ - радіус кривої в точці з кутовою координатою φ ;

R_B - номінальний радіус вала в розглянутому перерізі;

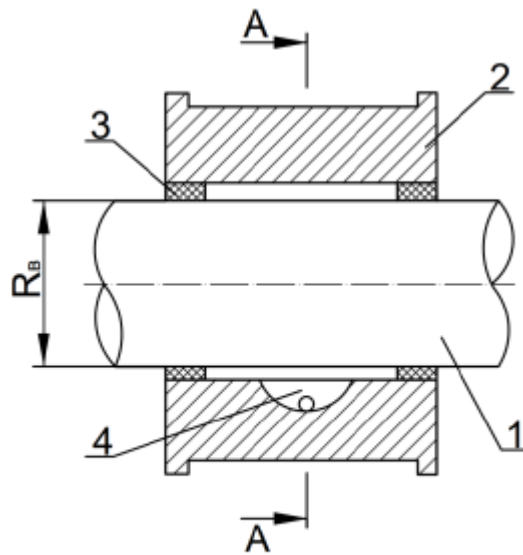
h_m - максимальний радіальний зазор у з'єднанні вал-втулка;

$m = \frac{h_m}{h_0}$ - коефіцієнт звуження радіального зазору;

h_0 - мінімальний радіальний зазор;

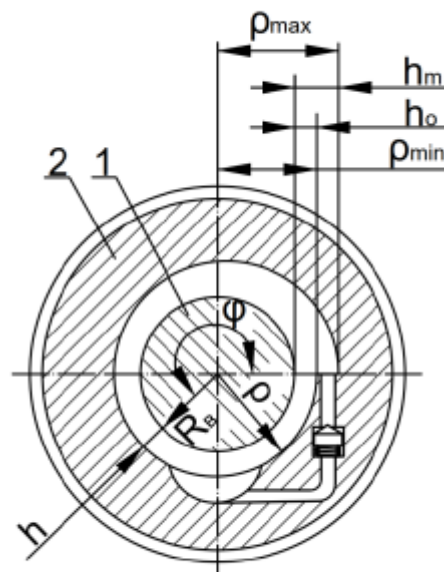
$\varepsilon = \frac{\varphi}{2\pi}$ - відносна кутова координата точки на кривій робочої поверхні;

φ - кутова координата точки робочої поверхні.



Фиг. 1

A-A



Фиг. 2

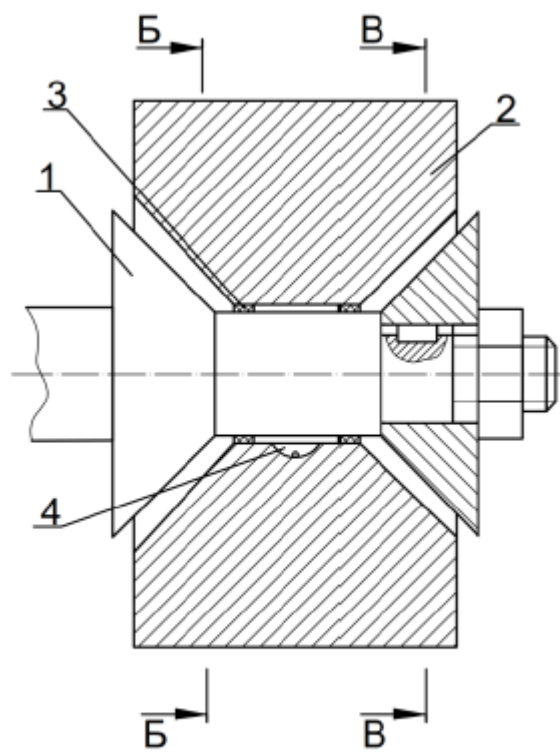


Fig. 3

B-B

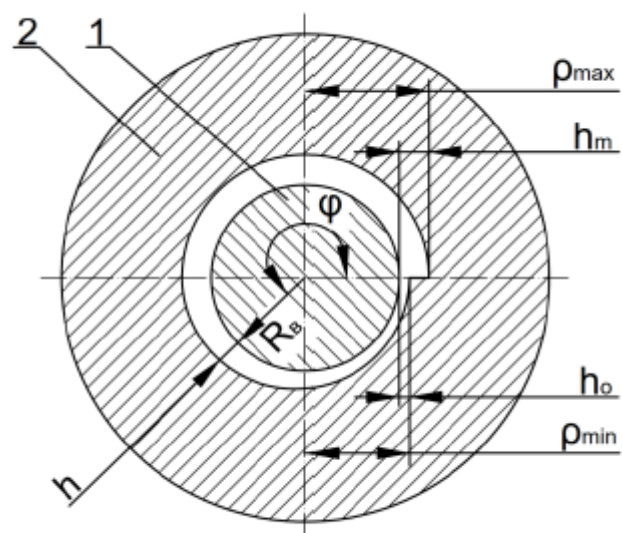


Fig. 4

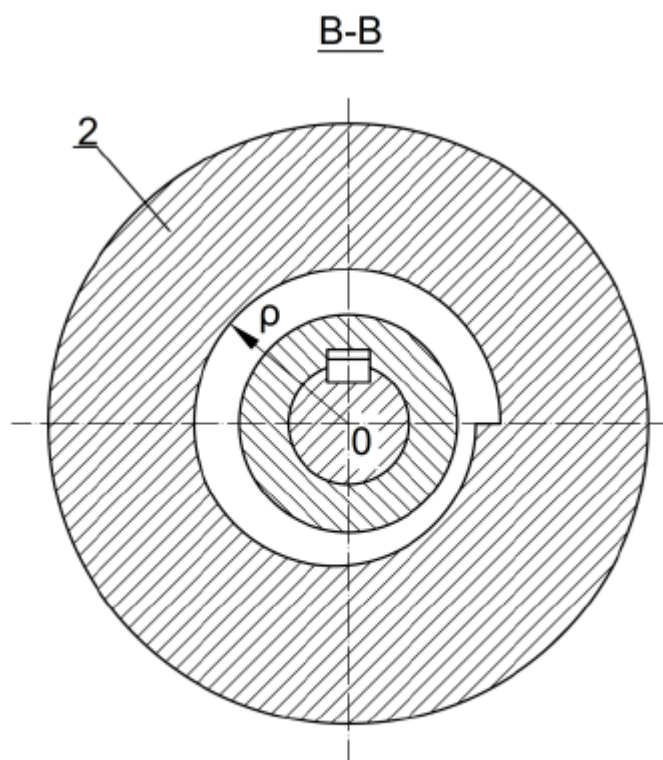


Fig. 5