

Висновки і пропозиції. Запропонована комп'ютерна 3D модель нежорсткої системи «оброблювана деталь – зерно – зв'язка» з використанням методу скінченних елементів. Визначено сили, які діють на одну голку у процесі заточування голчастої гарнітури, експериментально визначена сила протидії основи деформації голки. Досліджена поведінка однієї голки при взаємодії з одним абразивним зерном, встановлено контактні напруження в системі та характер пружних переміщень деталі. Надалі планується, на основі отриманої моделі, запропонувати методіку вибору оптимальної швидкості оброблення за умови формування мінімальної задирки. Встановити зв'язок форми робочої поверхні голки залежно від швидкості заточування.

Список використаних джерел

1. Кальченко В. І. Особливості процесу заточки голок валків чесальних машин зі схрещеними осями інструмента та деталі / В. І. Кальченко, В. В. Кальченко, А. В. Кологойда // Вісник Сумського державного університету. – Суми : СумДУ, 2010. – № 4. – С. 55–60.
2. Грабченко А. И. Шлифование со скрещивающимися осями инструмента и детали : монография / А. И. Грабченко, В. И. Кальченко, В. В. Кальченко. – Чернигов : ЧГТУ, 2009. – 356 с.
3. Бабенко Е. А. 3D моделирование процесса алмазного шлифования методом конечных элементов / Е. А. Бабенко, В. А. Федорович // Резание и инструмент в технологических системах : Междунар. науч.-техн. сб. – Х. : НТУ «ХПИ», 2010. – Вып.78. – С. 15–23.
4. Федорович Д. О. Динамическое 3D моделирование процесса шлифования в режиме самозатачивания / Д. О. Федорович, Д. В. Криворучко, В. А. Федорович // Різання та інструмент в технологічних системах : сборник научных работ НТУ «ХПИ». – Х., 2012. – № 82.
5. Криворучко Д. В. 3D Моделирование рабочих процессов резания методом конечных элементов : учебное пособие / Д. В. Криворучко, В. А. Залогова, В. Г. Корбач. – Сумы, 2008. – 326 с.
6. Грабченко А. И. 3D-моделирование алмазно-абразивных инструментов и процессов шлифования : учебное пособие / А. И. Грабченко, В. Л. Доброскок, В. А. Федорович. – Х. : НТУ «ХПИ», 2006. – 364 с.
7. Сафронова М. Н. Критерий для выбора геометрической модели абразивного зерна / М. Н. Сафронова // Известия Самарского науч. центра Российской академии наук. – 2012. – Т. 14, №1 (2). – С. 432–434.

УДК 621.822.172:621.7.079

Д.Ю. Федориненко, д-р техн. наук

Чернігівський національний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

ТИСК У КАРМАНАХ РАДІАЛЬНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР З УРАХУВАННЯМ НЕІДЕАЛЬНОЇ ГЕОМЕТРІЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ

Д.Ю. Федориненко, д-р техн. наук

Черниговский национальный технологический университет, г. Чернигов, Украина

ДАВЛЕНИЕ В КАРМАНАХ РАДИАЛЬНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР С УЧЕТОМ НЕИДЕАЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Dmytro Fedorynenko, Doctor of Technical Sciences

Chernihiv National Technological University, Chernihiv, Ukraine

THE PRESSURE IN THE CHAMBERS OF RADIAL HYDROSTATIC BEARINGS WITH REGARD TO NON-IDEAL GEOMETRY OF THE FLOW PART

Одним з найбільш перспективних типів шпindelних опор для забезпечення прецизійного оброблення на верстатах є гідростатичні опори. Основою для визначення експлуатаційних параметрів гідростатичних опор є функція розподілу тиску на опорних поверхнях. У роботі розроблено математичну модель для визначення тиску у карманах опор з урахуванням одночасного впливу похибок форми, похибок, обумовлених пружними та температурними деформаціями спряжених поверхонь. Отримано узагальнену просторову функцію радіального зазору для опису неідеальної геометрії проточної частини, яка може бути використана для аналізу робочих процесів у опорах ковзання широкої номенклатури технологічних машин. У результаті розрахунку засобами пакету MathCAD з'ясовано закономірності формування тиску у карманах опор залежно від геометричних відхилень та пружних деформацій

опорних поверхонь. Встановлено, що урахування неідеальної геометрії спряжених опорних поверхонь дозволило підвищити точність визначення характеристик тиску у карманах підшипників у 1,5–2 рази.

Ключові слова: гідростатична опора, тиск, карман, похибки форми, пружні деформації, радіальний зазор.

Одним из наиболее перспективных типов шпиндельных опор для обеспечения прецизионной обработки на станках являются гидростатические опоры. Основой для определения эксплуатационных параметров гидростатических опор является функция распределения давления на опорных поверхностях. В работе разработана математическая модель для определения давления в карманах опор с учетом одновременного влияния погрешностей формы, погрешностей, обусловленных упругими и температурными деформациями сопряженных поверхностей. Получена обобщенная пространственная функция радиального зазора для описания неидеальной геометрии проточной части, которая может быть использована для анализа рабочих процессов в опорах скольжения широкой номенклатуры технологических машин. В результате расчета средствами пакета MathCAD установлены закономерности формирования давления в карманах опор в зависимости от геометрических отклонений, упругих деформаций опорных поверхностей. Установлено, что учет неидеальной геометрии сопряженных опорных поверхностей позволил повысить точность определения характеристик давления в карманах подшипников в 1,5–2 раза.

Ключевые слова: гидростатическая опора, давление, карман, погрешности формы, упругие деформации, радиальный зазор.

One of the most promising types of spindle poles to ensure precision machine are hydrostatic bearings. The basis for the definition of operational parameters of the hydrostatic bearing is a function of pressure distribution on the contact area. In the work the mathematical model is created for determine the pressure in the chambers of the supports given the simultaneous influence of form variation, due to the elastic and thermal deformations of the mating surfaces. The obtained generalized spatial function of radial clearance to describe non-ideal geometry of the flow part, which can be used for analysis of working processes in the sliding bearings of a wide range of technological machines. The result of calculation by means of MathCAD determined the formation pressure in the chambers of supports depending on deviations geometric and elastic deformations of bearing surfaces. It is established that the accounting of non-ideal geometry of paired bearing surfaces is allowed to increase accuracy of pressure characteristics definition in the bearings chambers from 1.5 till 2 times.

Key words: hydrostatic bearing, pressure, chamber, form variation, elastic deformation, radial clearance.

Постановка проблеми. Проблема підвищення якості машинобудівних виробів тісно пов'язана з точністю механічного оброблення, і, передусім, з точністю та робочими швидкостями шпиндельних вузлів як однієї з основних формоутворюючих ланок динамічної системи верстата.

Одними з найбільш перспективних типів шпиндельних опор для забезпечення прецизійного оброблення є гідростатичні опори (ГСО), які разом з високою жорсткістю та демпфіруючою здатністю дозволяють керувати вихідними параметрами точності обертання шпинделя. Основою для визначення експлуатаційних параметрів ГСО є функція розподілу тиску на опорних поверхнях. Наявні підходи до визначення функції розподілу тиску в ГСО мають недостатню точність, оскільки ґрунтуються на ідеалізації опорних поверхонь підшипника і не дозволяють визначити експлуатаційні характеристики опор при одночасному впливі геометричних відхилень, пружних та температурних деформацій спряжених опорних поверхонь підшипника. Це приводить до формування суттєвих похибок розрахунку і значно ускладнює обґрунтований вибір експлуатаційних параметрів опор. Тому підвищення точності визначення розподілу тиску на опорних поверхнях під час проектування ГСО є актуальним завданням, вирішення якого дозволить підвищити показники якості шпиндельних вузлів верстатів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У монографії [1] досліджено вплив деяких відхилень поверхонь шипа і вкладиша від правильної геометричної форми на роботу підшипників ковзання. Там же зазначено, що несуча здатність, момент тертя істотно залежать від геометрії спряжених поверхонь навіть при незначних відхиленнях функції зазору від гармонічної складової.

У роботі [2] розглянуто вплив основних похибок вала і втулки в поперечному та поздовжньому напрямках на тиск у карманах ГСО із визначенням відповідних витратних характеристик, коефіцієнта навантажувальної здатності при ламінарному режимі течії рідини.

Авторами роботи [3] отримано просторову функцію розподілу тиску у підшипниках ковзання під час впливу відхилень круглості, профілю поздовжнього перерізу та ін. Відзначено залежність похибок форми опорних поверхонь від ексцентриситету в опорі, тиску насоса, швидкості обертання вала, геометричних параметрів підшипника.

Вирішення не вирішених раніше частин проблеми. Наявним у технічній літературі методикам аналізу робочих процесів у ГСО притаманний суттєвий недолік – функція радіального зазору містить здебільшого одне (або два) окремі відхилення опорних поверхонь підшипників. Проте у реальних опорах геометричні відхилення у поперечному та поздовжньому напрямках наявні одночасно, що обумовлює доцільність аналізу вихідних характеристик підшипників з одночасним урахуванням впливу значної кількості похибок спряжених поверхонь.

Метою дослідження є розроблення математичної моделі для визначення тиску в карманах радіальних ГСО з урахуванням одночасного впливу похибок форми, похибок, обумовлених пружними та температурними деформаціями спряжених поверхонь опори.

Основні результати дослідження. Основою для визначення тиску у карманах ГСО є рівняння балансу витрат рідини, що для окремого кармана має вигляд

$$Q_{\text{вх}i} = Q_{\text{вих}i}, \quad (1)$$

де $Q_{\text{вх}i}, Q_{\text{вих}i}$ – витрати рідини, що надходять (або виходять) в (з) i -тий (ого) кармана ГСО (рис. 1, а) відповідно.

Величина $Q_{\text{вх}i}$ обумовлена гідростатичним опором на вході в i -тий карман опори. Вихідна витрата може бути представлена сумою трьох компонент: сумарною витратою скрізь контур i -ого кармана в аксіальному ΣQ_a та тангенціальному напрямках ΣQ_t опори та витратою рідини Q_p , що обумовлена радіальним зміщенням шийки шпинделя у підшипнику, при якому проявляються ефекти всмоктування та стискання мастильної плівки (поршневий ефект).

Елементарні витрати рідини в аксіальному dQ_a і тангенціальному dQ_t напрямках, що враховують течії рідини під дією градієнта тиску та витрати, обумовлені переносом рідини під час обертання шпинделя (рис. 1, а), можуть бути знайдені на основі рівняння Пуазейля у вигляді:

$$dQ_a = -\frac{h^3(\varphi, z) R_{\text{ш}}}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} d\varphi, \quad (2)$$

$$dQ_t = [Q_{\omega} - Q_{\Delta p}] dz = \left[\frac{k_{\omega} \cdot V_{\varphi} \cdot h(\varphi, z)}{2} - \frac{h^3(\varphi, z)}{12\mu R_{\text{ш}}} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right] \cdot dz,$$

де $h(\varphi, z)$ – функція радіального зазору у ГСО у циліндричних координатах (φ – полярний кут, z – апліката);

$R_{\text{ш}}$ – радіус опорної шийки шпинделя;

p – функція розподілу тиску на опорних поверхнях ГСО;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості мастила;

$Q_{\omega}, Q_{\Delta p}$ – витрати рідини в тангенціальному напрямку, що обумовлені відповідно обертанням шпинделя та рухом рідини під дією градієнта тиску;

k_{ω} – коефіцієнт, що враховує напрямок обертання шпинделя щодо градієнтних витоків рідини з карманів підшипника ($k_{\omega} = \pm 1$);

V_{φ} – лінійна швидкість опорної шийки шпинделя у тангенціальному напрямку підшипника.

Після інтегрування рівнянь (2) отримаємо відповідні об'ємні витрати рідини:

$$Q_a = -\frac{R_{\text{ш}}}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \int_{\varphi_{\text{к}1}}^{\varphi_{\text{к}2}} h^3(\varphi, z) d\varphi, \quad (3)$$

$$Q_{\tau} = \frac{k_{\omega} \cdot V_{\varphi}}{2} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h(\varphi, z) d\varphi - \frac{1}{12\mu \cdot R_{uu}} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h^3(\varphi, z) d\varphi, \quad (4)$$

де $\varphi_{\tau k1}$, $\varphi_{\tau k2}$ – кути, що визначають положення i -ого кармана в циліндричній системі координат;

l_{ka} – ширина кармана (рис. 1, а).

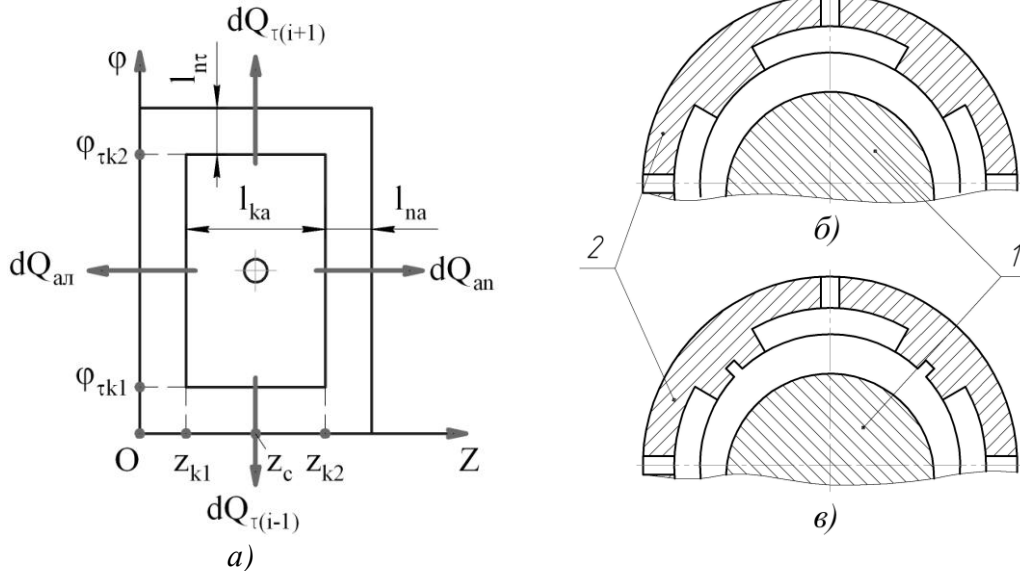


Рис. 1. Розгортка кармана ГСО на площину (а) та схеми відводу мастила (б), (в): 1 – шпindelь; 2 – гiдростатична втулка

Витрата рiдини Q_p в цилiндричній системi координат може бути представлена так:

$$Q_p = -\frac{1}{R_{uu}} \iint_S V_r(\varphi, z) d\varphi dz, \text{ де } S \text{ – площа кармана; } V_r \text{ – швидкiсть поступального руху}$$

опорної шийки шпинделя в радiальному напрямку пiдшипника.

Величину Q_p доцiльно враховувати для високошвидкiсних ГСО [4]. Отже, у першому наближеннi розглянемо обчислення витрат ΣQ_a , ΣQ_{τ} скрiзь контур i -ого кармана пiдшипника.

Вiдвiд робочої рiдини з пiдшипника можливий такими двома способами: в аксiальному напрямку (рис. 1, б), або у тангенцiальному та аксiальному напрямках одночасно (рис. 1, в). При цьому за другим способом мастило у бiчному напрямку вiдводиться за допомогою спеціальних дренажних канавок, що виконуються паралельно осi пiдшипника. При цьому тиск на кожнiй тангенцiальнiй перемичцi пiдшипника змiнюється в межах вiд p_k (тиск у карманi ГСО) до 0 (на дренажнiй канавцi). Таким чином, пiд час застосування другої конструктивної схеми вiдводу мастила витрати рiдини у тангенцiальному напрямку з i -ого кармана не залежать вiд тиску у сумiжних ($i \pm 1$) карманах на вiдмiну вiд першого способу.

У металорiзальних верстатах найбільше застосування знаходять пiдшипники, що виконанi за другою схемою, оскiльки вони забезпечують бiльшу точнiсть обертання шпинделя [5].

Будемо вважати, що на аксiальних перемичках карманiв розподiл тиску у напрямку осi z вiдповiдає лiнiйнiй характеристикi. Це припущення не чинить суттєвого впливу на точнiсть розрахунку, оскiльки похибка, що виникає при лiнеаризацiї епюри тиску, має величину порядку 0,1 % [6].

Враховуючи, що довжина осьових перемичок l_{na} значно менше довжини кармана l_{ka} (рис. 1, а) в цьому ж напрямку, впливом геометричних похибок за вiссю z у функцiї за-

зору $h = f(\varphi, z)$ по довжині окремої перемички можна знехтувати. Адекватність такого підходу показана у роботі [7] на прикладі виникнення перекосу в опорі.

З урахуванням зроблених припущень похідна $\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{p_{ki}}{l_{na}}$. Тоді рівняння (3) запишеться у вигляді

$$Q_a = \frac{p_{ki} \cdot R_{uu}}{12\mu \cdot l_{na}} \int_{\varphi_{\tau 1}}^{\varphi_{\tau 2}} h^3 \mathcal{C}_{\varphi, z_k} \mathcal{D}\varphi, \quad (5)$$

де p_{ki} – тиск в i -му кармані підшипника;

z_k – координата кромки кармана вздовж осі z , що може приймати значення z_{k1} або z_{k2} (рис. 1, а).

Сумарні об'ємні витрати рідини в осьовому напрямку з урахуванням (5) визначаються, як

$$\sum Q_a = Q_{a1} + Q_{a2} = \frac{p_{ki} \cdot R_{uu}}{12\mu \cdot l_{na}} \cdot A, \quad (6)$$

$$\text{де } A = \int_{\varphi_{\tau 1}}^{\varphi_{\tau 2}} h^3 \mathcal{C}_{\varphi, z_{k1}} \mathcal{D}\varphi + \int_{\varphi_{\tau 1}}^{\varphi_{\tau 2}} h^3 \mathcal{C}_{\varphi, z_{k2}} \mathcal{D}\varphi.$$

Перший доданок у формулі (4), враховуючи, що в напрямку обертання шпинделя $h(\varphi) \neq \text{const}$, набуває вигляду

$$Q_{\omega} = \frac{k_{\omega} \cdot V_{\varphi} \cdot k_s}{2} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h \mathcal{C}_{\varphi, z} \mathcal{D}z, \quad (7)$$

де k_s – коефіцієнт, що враховує вплив нерівномірності зазору $h(\varphi)$ по довжині l_{nr} тангенціальної перемички підшипника на витрату Q_{ω} ;

$\varphi_{\tau k}$ – координата кромки кармана вздовж осі φ , що може приймати значення $\varphi_{\tau k1}$ або $\varphi_{\tau k2}$ (рис. 1, а).

$$\text{Коефіцієнт } k_s \text{ обчислюється так } k_s = \frac{1+k_i}{2+k_i}, \text{ де } k_i = \frac{h_{\max} - h_{\min}}{h_{\min}}; h_{\max} = \max\{h(\varphi_{\tau n1}, z_c),$$

$h(\varphi_{\tau n2}, z_c)\}; h_{\min} = \min\{h(\varphi_{\tau n1}, z_c), h(\varphi_{\tau n2}, z_c)\}; \varphi_{\tau n1}, \varphi_{\tau n2}$ – кути, що визначають положення тангенціальної перемички у полярній системі координат.

Для обчислення другого доданку у виразі (4) потрібно визначити похідну $\frac{\partial p}{\partial \varphi}$. Покладемо $z = z_c$. Тоді зазначений доданок перетворюється відносно тиску до вигляду

$$p \mathcal{C}_{\varphi, z_c} \mathcal{D}\varphi = \frac{12 \cdot \mu \cdot R_{uu} \cdot Q_{\Delta p}}{l_{ka}} \int_{\varphi_{m1}}^{\varphi} \frac{1}{h^3 \mathcal{C}_{\varphi, z_c}} d\varphi. \quad (8)$$

Визначимо різницю тисків Δp між карманом та дренажною канавкою $\Delta p = p|_{\varphi=\varphi_{m1}} - p|_{\varphi=\varphi_{m2}} = -p|_{\varphi=\varphi_{m2}}$. Приймаємо тиск зливу на кромці дренажної канавки $p_{z1} = 0$,

тоді $\Delta p = p_{ki} - p_{z1} = p_{ki}$. Отже, з урахуванням (8) другий доданок у формулі (4) можна переписати у вигляді $Q_{\Delta p} = p_{ki} \cdot l_{ka} \cdot \left(12\mu \cdot R_{uu} \int_{\varphi_{m1}}^{\varphi_{m2}} \frac{1}{h^3 \mathcal{C}_{\varphi, z_c}} d\varphi \right)^{-1}$. Тоді витрати рідини через тан-

генціальну перемичку будуть $Q_{\tau} = \frac{k_{\omega} \cdot V_{\varphi} \cdot k_s}{2} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h \mathcal{C}_{\varphi, z} \mathcal{D}z + p_{ki} \cdot l_{ka} \cdot \left(12\mu \cdot R_{uu} \int_{\varphi_{m1}}^{\varphi_{m2}} \frac{1}{h^3 \mathcal{C}_{\varphi, z_c}} d\varphi \right)^{-1}$.

Таким чином, сумарні витрати рідини з кармана підшипника у тангенціальному напрямку знайдуться, як

$$\sum Q_{\tau} = Q_{\tau(i-1)} + Q_{\tau(i+1)} = \frac{p_{ki} \cdot l_{ka}}{12\mu R_{uu}} \cdot B + \frac{V_{\varphi}}{2} \cdot C, \quad (9)$$

де $B = \frac{1}{\int_{\varphi_{m1(i-1)}}^{\varphi_{m2(i-1)}} \frac{1}{h^3(\varphi, z_c)} d\varphi} + \frac{1}{\int_{\varphi_{m1(i+1)}}^{\varphi_{m2(i+1)}} \frac{1}{h^3(\varphi, z_c)} d\varphi}$;

$$C = k_{\omega(i-1)} \cdot k_{s(i-1)} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h(\varphi_{tk1}, z) dz + k_{\omega(i+1)} \cdot k_{s(i+1)} \int_{z_{k1}}^{z_{k2}} h(\varphi_{tk2}, z) dz.$$

Коефіцієнти $k_{\omega(i-1)}$, $k_{\omega(i+1)}$ мають протилежні знаки, які залежать від напрямку обертання шпинделя.

Запишемо рівняння (2) з урахуванням залежностей (6, 9) та витрати рідини через дросель

$$\frac{p_H - p_{ki}}{R_{dp}} = \frac{p_{ki} \cdot R_{uu}}{12\mu \cdot l_{na}} \cdot A + \frac{p_{ki} \cdot l_{ka}}{12\mu \cdot R_{uu}} \cdot B + \frac{V_{\varphi}}{2} \cdot C,$$

де p_H – тиск насоса;

R_{dp} – гідравлічний опір вхідного дроселя.

Звідки після перетворень отримаємо значення тиску в кармані опори

$$p_{ki} = \frac{2p_H - R_{dp} \cdot V_{\varphi} \cdot C}{2R_{dp} \left[\frac{R_{uu}}{12\mu \cdot l_{na}} \cdot A + \frac{l_{ka}}{12\mu \cdot R_{uu}} \cdot B + \frac{1}{R_{dp}} \right]}. \quad (10)$$

Перетворимо рівняння (10) до безрозмірного вигляду за допомогою заміни:

$$p_{ki} = \bar{p}_{ki} \cdot p_H, \quad \bar{R} = 2R_{dp} \left[\frac{R_{uu}}{12\mu \cdot l_{na}} \cdot A + \frac{l_{ka}}{12\mu \cdot R_{uu}} \cdot B + \frac{1}{R_{dp}} \right], \quad \bar{p}_{\omega} = \frac{R_{dp} \cdot V_{\varphi} \cdot C}{p_H}, \quad (11)$$

де \bar{p}_{ki} – безрозмірна величина тиску в карманах підшипника.

Таким чином, з урахуванням (11) рівняння (10) набуде вигляду

$$\bar{p}_{ki} = \frac{2 - \bar{p}_{\omega}}{\bar{R}}. \quad (12)$$

Узагальнена просторова функція зазору з урахуванням геометричних відхилень, пружних та температурних деформацій опорних поверхонь ГСО запишеться так

$$h(\varphi, z) = \delta_0 + \frac{T_{kp}^{om}}{2} + \frac{T_{kp}^u}{2} + \sum_{i=1}^q A_i^e \sin(\varphi + \psi_i^e) \left[A_1^* + \sum_{k=2}^w A_k^u \sin(\varphi + \chi_k^u) \right] + \left(B_0 + \sum_{j=1}^v B_j \left(\frac{z}{L} \right)^j \right), \quad (13)$$

де δ_0 – радіальний статичний зазор в опорі;

T_{kp}^{om} , T_{kp}^u – допуски круглості опорних поверхонь гідростатичної втулки та шпинделя відповідно;

A_i^e , ψ_i^e – амплітуди та початкові фази гармонік ряду Фур'є відповідно, які характеризують відхилення гідростатичної втулки у напрямку координати φ ;

A_k^u , χ_k^u – амплітуди та початкові фази гармонік ряду Фур'є відповідно, які характеризують відхилення опорної поверхні шпинделя у напрямку координати φ ;

q, w – кількість значущих гармонік відповідних рядів Фур'є;

A_j^* – член ряду Фур'є, що характеризує перекіс шпинделя у ГСО і визначається так

$$A_1^* = \sqrt{\epsilon_0 \cos \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \epsilon_0 + \epsilon_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \epsilon_0} \cdot \sin \left(\varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \frac{e_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha}{e_0 \cos \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \beta} \right) \right);$$

e_0, φ_0 – абсолютний ексцентриситет та кут, що визначають положення центра поперечного перерізу шпинделя відповідно;

α, β – кути, що характеризують перекіс шпинделя у ГСО у вертикальній та горизонтальній площинах;

B_0, B_j, v – коефіцієнти (B) та кількість доданків (v) апроксимуючого полінома, що характеризує відхилення опорних поверхонь у напрямку координати z ;

L – довжина опорної шийки шпинделя.

Докладно питання визначення складових функції зазору (13) розглянуто у роботах [8; 9].

У результаті математичного моделювання отримали залежності (11–13), за якими може бути визначений тиск рідини у карманах радіального ГСО з урахуванням одночасного впливу похибок форми, похибок, обумовлених пружними та температурними деформаціями спряжених поверхонь опори.

На основі розрахунку за допомогою пакету MathCAD визначені епюри безрозмірного тиску у тангенціальному напрямку передньої радіальної ГСО прецизійного токарного верстата УТ16А (рис. 2) за початкових умов: $R_{\mu}=0,08$ м; $\mu=0,0108$ Па·с; частота обертання шпинделя $n_{\mu}=2000$ хв⁻¹; $p_H=2$ МПа; $e_0=10$ мкм, $\delta_0=40$ мкм, $\varphi_0=75^\circ$, $T_{кр}^{en}=10$ мкм, $T_{кр}^u=2$ мкм, $A^e=(12,52; 1,06; 1,19; 0,19; 0,62; 0,36)$, $A^u=(10; 1)$, $\psi^e=(\pi/2+34,3\cdot\pi/180; \pi/2+9,5\cdot\pi/180; \pi/2+64,2\cdot\pi/180; \pi/2+48,5\cdot\pi/180; \pi/2-15,4\cdot\pi/180; \pi/2+2,1\cdot\pi/180)$, $\chi^u=(\pi/2-75\cdot\pi/180; 0)$. Величини амплітуд A^e, A^u та початкових фаз ψ^e, χ^u визначалися за апіорною інформацією [10; 11].

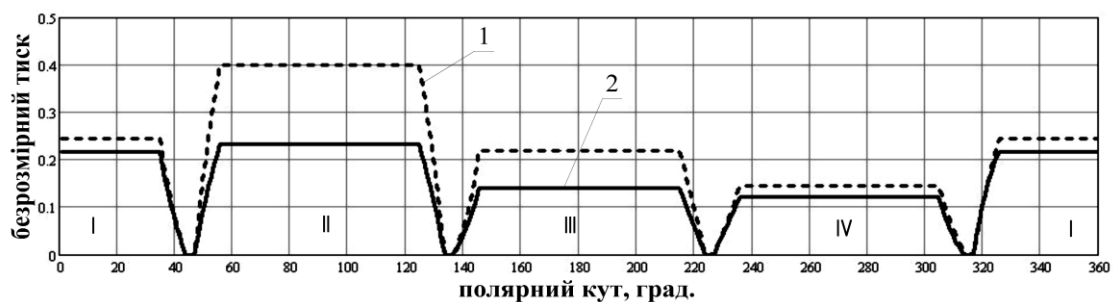


Рис. 2. Функція тиску у тангенціальному напрямку ГСО: 1 – ідеалізовані поверхні підшипника; 2 – з відхиленням форми спряжених поверхонь підшипника

На графіку (рис. 2) римськими цифрами позначено номер кармана опори. Як видно з рис. 2, урахування реальної геометрії спряжених поверхонь опори приводить до суттєвого відхилення функції тиску (крива 2) у тангенціальному напрямку у порівнянні з її ідеалізованими поверхнями. Зазначене явище обумовлює відповідну зміну вихідних характеристик ГСО, насамперед несучої здатності та жорсткості, які, у свою чергу, істотно впливають на точність механічного оброблення деталей.

Величини тиску рідини у карманах для ідеалізованих поверхонь підшипника приймають здебільшого більших значень щодо тиску з урахуванням відхилень форми. Зазначене явище обумовлюється впливом функції зазору $h=f(\varphi)$. Урахування неідеальної геометрії спряжених поверхонь підшипника приводить до збільшення радіального зазору у тангенціальному напрямку підшипника і, як наслідок, до зменшення відповідних значень тиску рідини.

Як видно з графіків на рис. 3, відхилення форми опорних поверхонь та деформації гідростатичної втулки у тангенціальному напрямку приводять до зменшення величин тиску (криві 2, 3 на рис. 3) у всьому діапазоні навантажень на ГСО, які у цьому випадку характеризовані величиною ε . Встановлено, що максимальна відносна розбіжність значень між кривими 2 та 3 становить 2,5 %, що має місце при $\varepsilon=0,9$. Таким чином, впливом деформацій гідростатичної втулки у тангенціальному напрямку на вихідні характеристики ГСО можна знехтувати.

За графіками на рис. 3, б (крива 4) встановлено, що деформації втулки в аксіальному напрямку приводять до зменшення тиску у карманах ГСО у всьому діапазоні навантажень на шпиндель. Відмічене падіння тиску у карманах приводить до відповідного відносного зменшення несучої здатності опори до 3,5 %, причому більші значення діапазону припадають на величини $\varepsilon > 0,8$. Основний вплив як на тиск у карманах, так і несучу здатність опори чинять геометричні відхилення опорних поверхонь у тангенціальному напрямку підшипника (крива 5 на рис. 3, б).

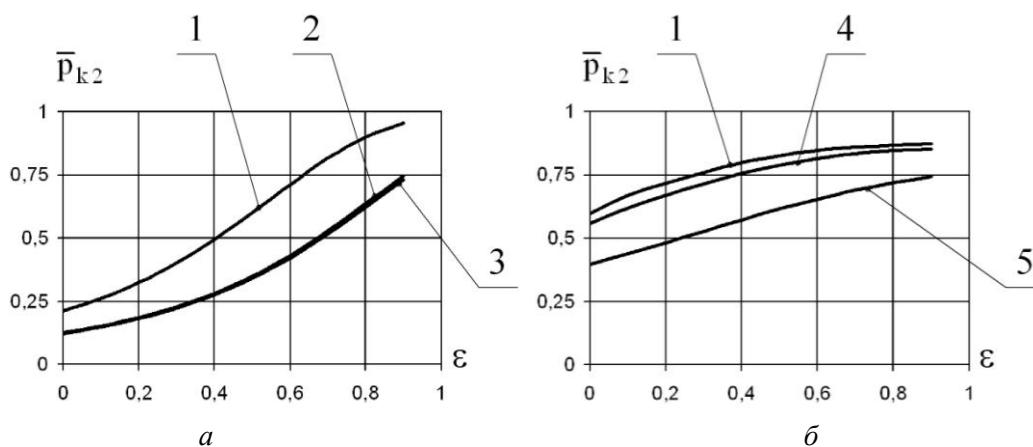


Рис. 3. Безрозмірні залежності тиску у другому кармані опори \bar{P}_{k2} у функції відносного ексцентриситету ε : 1 – ідеалізовані поверхні підшипника; 2 – з відхиленням форми спряжених поверхонь; 3 – з відхиленням форми спряжених поверхонь та урахуванням деформацій втулки у тангенціальному напрямку підшипника; 4 – з урахуванням деформацій втулки в аксіальному напрямку підшипника; 5 – з відхиленням форми спряжених поверхонь та урахуванням деформацій втулки в аксіальному напрямку підшипника

Висновки. Встановлено, що врахування неідеальної геометрії спряжених опорних поверхонь ГСО дозволило підвищити точність визначення характеристик тиску у карманах у 1,5–2 рази.

Вияснено, що найбільший вплив на експлуатаційні характеристики ГСО чинять ексцентриситет та геометричні відхилення опорних поверхонь у тангенціальному напрямку підшипника.

Показано, що геометричні відхилення опорних поверхонь та деформації втулки в аксіальному напрямку підшипника неістотно впливають на несучу здатність та радіальну жорсткість ГСО. Проте вони впливають на формування моментної складової реакції і, як наслідок, на величину кутової жорсткості підшипника. Крім того, зазначені похибки обумовлюють збільшення мінімальної величини радіального зазору в опорі.

З'ясовано, що одним з найбільш перспективних способів підвищення експлуатаційних характеристик ГСО є регулювання величиною радіального статичного зазору δ_0 , яке може бути використано для різноманітних систем живлення підшипників у режимах як постійної витрати рідини ($Q=const$), так і постійного тиску рідини ($p=const$).

Список використаних джерел

1. Коровчинский М. В. Прикладная теория подшипников жидкостного трения / М. В. Коровчинский. – М., 1954. – 186 с.

2. Белоусов А. И. Влияние некоторых погрешностей форм вала и обоймы на характеристики гидростатического подшипника / А. И. Белоусов, Т. А. Хромова // Исследование гидростатических подшипников. – 1973. – С. 18–28.
3. Савин Л. А. Моделирование роторных систем с подшипниками жидкостного трения / Л. А. Савин, О. В. Соломин. – М. : Машиностроение-1, 2006. – 444 с.
4. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин / [Н. П. Артеменко, А. И. Чайка, В. Н. Доценко и др.] ; под. ред. Н. П. Артеменко. – Х. : Основа, 1991. – 197 с.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков / [В. В. Каминская, З. М. Левина и др.] ; под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1972. – 519 с.
6. Тодер И. А. Крупногабаритные гидростатодинамические подшипники / И. А. Тодер, Г. И. Тарабаев. – М. : Машиностроение, 1976. – 199 с.
7. Бушуев В. В. Гидростатическая смазка в станках / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 1989. – 176 с.
8. Струтинський В. Б. Статистична динаміка шпindelьних вузлів на гiдростатичних опорах : монографія / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко. – Ніжин, 2011. – 464 с.
9. Федориненко Д. Ю. Геометрія радіального зазору в регульованих шпindelьних гiдростатичних підшипниках / Д. Ю. Федориненко // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки». – Чернігів : ЧДТУ, 2009. – № 40. – С. 119–129.
10. Федориненко Д. Ю. Методика дослідження параметрів точності регульованої гiдростатичної втулки шпindelьного підшипника / Д. Ю. Федориненко, О. А. Плівак, С. В. Майданюк // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки». – Чернігів : ЧДТУ, 2012. – №3 (59). – С. 87–93.
11. Федориненко Д. Ю. Аналіз точності опорної поверхні регульованого гiдростатичного підшипника / Д. Ю. Федориненко, А. А. Урліна // Научный вестник Донбасской государственной машиностроительной академии. – Краматорськ : ДГМА, 2013. – №1 (11Е). – С. 116–121.

УДК 621.923.42

В.І. Венжега, канд. техн. наук

А.В. Рудик, канд. техн. наук

Г.В. Пасов, канд. техн. наук

Чернігівський національний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЇ ОБРОБЛЕННЯ ТОРЦЕВИХ ПОВЕРХОНЬ ПРУЖИН СТИСКУ АВТОМОБІЛІВ НА ЇХ НАДІЙНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ

В.И. Венжега, канд. техн. наук

А.В. Рудик, канд. техн. наук

Г.В. Пасов, канд. техн. наук

Черниговский национальный технологический университет, г. Чернигов, Украина

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ ТОРЦЕВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРУЖИН СЖАТИЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА ИХ НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Volodymyr Venzheha, PhD in Technical Sciences

Andrii Rudyk, PhD in Technical Sciences

Hennadii Pasov, PhD in Technical Sciences

Chernihiv National Technological University, Chernihiv, Ukraine

INFLUENCE OF PROCESSING OF END SURFACES OF CAR COMPRESSION SPRINGS ON THEIR RELIABILITY AND DURABILITY

Представлено аналіз і класифікацію відмов, що виникають у вузлах автотранспортних засобів з вини пружин, запропоновано метод остаточного оброблення пружин шліфуванням, що забезпечує високу точність і продуктивність без зміни фізико-механічних властивостей поверхневого шару та нову методику знаходження середньоквадратичної базової площини обробленої торцевої поверхні деталі, яка не накладає обмежень на характер вимірюваль-