

УДК 621.822.172:621.7.079

Д.Ю. Федориненко, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

ПРОСТОРОВА ФУНКЦІЯ ТИСКУ НА ОПОРНИХ ПОВЕРХНЯХ РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР

Визначено просторову функцію тиску в радіальних гідростатичних підшипниках з урахуванням неідеальної геометрії спряжених поверхонь. Розроблено методика чисельного аналізу функції тиску на опорних поверхнях підшипника.

Постановка проблеми. Ефективним шляхом підвищення точності, продуктивності процесів механічної обробки на верстатах є застосування прецизійних конструкцій регульованих шпindelних гідростатичних опор (ГСО), які дозволяють керувати параметрами точності обертання шпindеля, якості обробки, забезпечують підвищення швидкості шпindelних вузлів.

Основою для визначення реакцій мастильного шару, експлуатаційних параметрів підшипників ковзання є гідродинамічна теорія мащення і, насамперед, функція тиску на опорних поверхнях. Існуючі підходи до визначення функції тиску в ГСО мають недостатню точність, оскільки ґрунтуються на ідеалізації опорних поверхонь підшипника і не дозволяють визначати експлуатаційні характеристики опор при одночасному впливі геометричних відхилень і пружних деформацій спряжених опорних поверхонь підшипника. Це приводить до формування суттєвих похибок розрахунку і значно ускладнює обґрунтований вибір експлуатаційних параметрів опор, системи живлення, що знижує показники якості шпindelних вузлів із ГСО.

Аналіз досліджень і публікацій. У роботах М.В. Коровчинського [1], О.І. Білоусова [2] оцінено вплив деяких похибок форми спряжених поверхонь на функцію тиску, несучу здатність, витрати рідини. Показано, що несуча здатність, момент тертя, витрата рідини істотно залежать від геометрії спряжених поверхонь навіть при незначних відхиленнях функції зазору від гармонійної складової.

У роботах В.В. Бушуєва [3], В.Д. Ковальова [4] показано, що деформації опорних поверхонь чинять шкідливий вплив на всі експлуатаційні характеристики ГСО.

Найбільш вичерпно задача врахування деформацій одночасно з геометричними похибками опорних поверхонь підшипників ковзання розглянута в монографії [5]. Відзначено залежність розподілу тиску на опорних поверхнях підшипника від ексцентриситету в опорі, тиску насоса, швидкості обертання вала, геометричних параметрів підшипника.

Слід також зазначити, що переважна більшість методик розрахунку ГСО базуються на розгляді одномірної течії Пуазейля, тому експлуатаційні характеристики опор визначаються на основі лінійних законів розподілу тиску між робочими поверхнями. Це припущення спричинює похибки розрахунків, що за даними роботи [4] сягають до 150 %, а при взаємному перекосі несучих поверхонь і більше.

Наявні в технічній літературі методики гідродинамічного аналізу не враховують деформацію гідростатичної втулки, що не припустимо для регульованих конструкцій ГСО.

Таким чином, розробка математичних моделей та методик аналізу просторової функції тиску в підшипнику з урахуванням неідеальної геометрії спряжених опорних поверхонь є актуальним завданням, вирішення якого дозволить підвищити точність розрахунку експлуатаційних характеристик ГСО.

Мета статті. Метою роботи є створення математичної моделі просторової функції тиску в регульованих ГСО з неідеальною геометрією спряжених опорних поверхонь підшипника, розробка методики її чисельного аналізу.

Виклад основного матеріалу. Розподіл тиску на опорних поверхнях підшипників ковзання може бути описаний рівнянням Рейнольдса, яке для ізотермічного, ламінарно-

го усталеного руху нестискаємої в'язкої рідини в циліндричних координатах у безрозмірній формі має вигляд

$$k_1 \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\bar{h}^3(\varphi, \bar{z}) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + k_2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3(\varphi, \bar{z}) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = k_3 \frac{\partial \bar{h}(\varphi, \bar{z})}{\partial \varphi}, \quad (1)$$

де $h = \bar{h} \cdot \delta_0$; $z = \bar{z} \cdot L$; $p = \bar{p} \cdot p_0$; $k_1 = \frac{\delta_0^2}{R_u^2}$; $k_2 = \frac{\delta_0^2}{L^2}$; $k_3 = \frac{6\mu\omega_u}{p_0}$; h, δ_0 – величини динамі-

чного та статичного радіального зазорів у ГСО відповідно; z – апліката; φ – полярний кут; L – опорна довжина підшипника; p – шукана функція розподілу тиску $p(\varphi, z)$; p_0 – опорна величина тиску в системі живлення ГСО; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини; R_u – радіус опорної шийки шпинделя; ω_u – кутова швидкість обертання шпинделя; риско над символом позначені безрозмірні величини.

Обчислюючи похідні добутку двох функцій у лівій частині рівняння (1), та позначивши праву частину рівняння як f , отримаємо

$$a_{11} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \varphi^2} + a_{22} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{z}^2} + a_{12} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} + a_{21} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} = f, \quad (2)$$

де $a_{11}, a_{12}, a_{21}, a_{22}$ – змінні коефіцієнти диференціального рівняння.

Змінні коефіцієнти в рівнянні (2) обчислюються за формулами:

$$a_{11} = k_1 h^3(\varphi, \bar{z}), \quad a_{12} = 3k_1 h^2(\varphi, \bar{z}) \frac{\partial h(\varphi, \bar{z})}{\partial \varphi}, \quad a_{21} = 3k_2 h^2(\varphi, \bar{z}) \frac{\partial h(\varphi, \bar{z})}{\partial \bar{z}}, \quad a_{22} = k_2 h^3(\varphi, \bar{z}). \quad (3)$$

Таким чином, рівняння Рейнольдса в циліндричній системі координат описується залежностями (2, 3) та являє собою лінійне неоднорідне диференціальне рівняння в частинних похідних другого порядку еліптичного типу з двома незалежними змінними φ, \bar{z} . В загальному випадку рівняння (1) не має аналітичного розв'язку. Найбільшого поширення для наближеного розв'язання задач гідромеханіки отримали скінченорізницеві та варіаційні методи для диференціальних рівнянь у частинних похідних [6; 7].

Найбільш зручним для чисельного розв'язку рівняння Рейнольдса є метод скінчених різниць [6; 8], на основі якого можна дістати дискретний набір наближених значень шуканого розв'язку диференціального рівняння на досліджуваній області, що вкрита сіткою. Відповідно до цього методу диференціальна задача замінюється скінченорізницевою і різницевий розв'язок визначається на сітці.

Як досліджувану область підшипника, розглянемо розгортку на площину карману з прилеглими до нього аксіальними і тангенціальними перемичками (рис. 1, а).

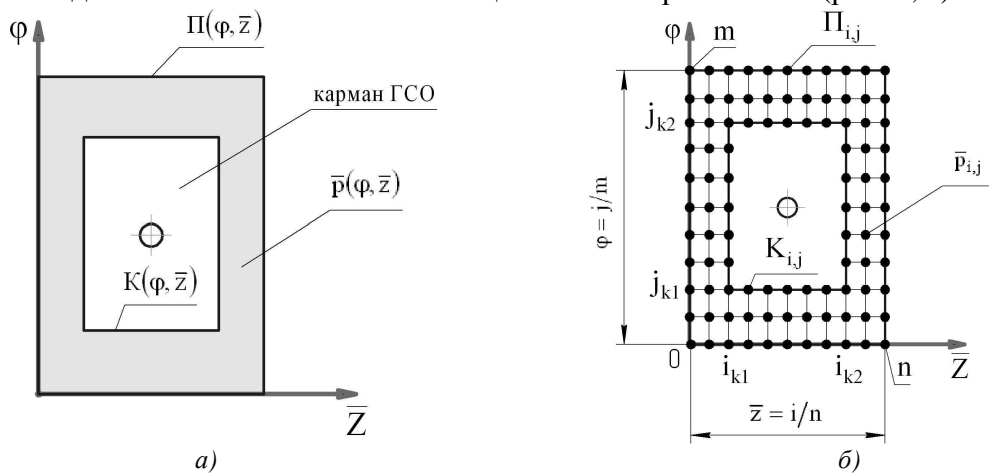


Рис. 1. Область визначення функції тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ а) та прямокутна сітка б) в області змінних φ, \bar{z}

Таким чином, маємо крайову задачу пошуку розв'язку диференціального рівняння (2) у вигляді $\bar{p} = f(\varphi, \bar{z})$ на області з границями $\Pi(\varphi, \bar{z})$, $K(\varphi, \bar{z})$. Граничні умови записуються у вигляді:

$$\begin{aligned} \bar{p}(\varphi, \bar{z}) &= 0 \text{ за контуром } \Pi(\varphi, \bar{z}), \\ \bar{p}(\varphi, \bar{z}) &= \bar{p}_k \text{ за контуром } K(\varphi, \bar{z}), \end{aligned} \quad (4)$$

де \bar{p}_k – безрозмірна величина тиску в кармані підшипника.

Накладемо на область визначення функції $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ прямокутну сітку з кроками $\Delta\varphi = 1/m$, $\Delta\bar{z} = 1/n$ в напрямку координат φ, \bar{z} підшипника відповідно (див. рис. 1, б). На перетині ліній сітки утворюються вузли. Граничні вузли сітки належать границям $\Pi(\varphi, \bar{z})$, $K(\varphi, \bar{z})$. Внутрішнім вузлом будемо вважати вузол, що має чотири сусідні вузли, розташовані відносно нього з кроками $\Delta\varphi$ та $\Delta\bar{z}$.

Дискретні аналоги граничних умов (4) матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \bar{p}_{0,j} &= 0, \quad \bar{p}_{n,j} = 0, \quad \bar{p}_{i,0} = 0, \quad \bar{p}_{i,m} = 0; \\ \bar{p}_{i,j} &= \bar{p}_k \text{ для вузлів з номерами } i_{kl} \leq i \leq i_{k2} \text{ та } j_{kl} \leq j \leq j_{k2}, \end{aligned} \quad (5)$$

де i, j – номери вузлів сітки за координатами \bar{z} та φ відповідно; $n \times m$ – розмірність прямокутної сітки.

Здійснимо скінченорізницеву апроксимацію диференціального рівняння (2), використовуючи п'ятиточкові обчислювальні шаблони з похибками $O(\varphi^2)$ та $O(\bar{z}^2)$. Перейдемо від частинних похідних до їх різницевих аналогів у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{z}^2} &= \frac{\bar{p}_{i+1,j} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta\bar{z}^2}, \quad \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \varphi^2} = \frac{\bar{p}_{i,j+1} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta\varphi^2}, \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} &= \frac{\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta\bar{z}}, \quad \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} = \frac{\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta\varphi}. \end{aligned} \quad (6)$$

Підставивши вирази (6) до рівняння (2), після перетворень отримаємо

$$A_{i,j}\bar{p}_{i,j-1} + B_{i,j}\bar{p}_{i-1,j} + C_{i,j}\bar{p}_{i,j} + D_{i,j}\bar{p}_{i+1,j} + E_{i,j}\bar{p}_{i,j+1} = f_{i,j}, \quad (7)$$

де $A_{i,j}$, $B_{i,j}$, $C_{i,j}$, $D_{i,j}$, $E_{i,j}$ – коефіцієнти рівняння, що обчислюються за залежностями:

$$A_{i,j} = \frac{a_{11}}{\Delta\varphi^2} - \frac{a_{12}}{\Delta\varphi}, \quad B_{i,j} = \frac{a_{22}}{\Delta\bar{z}^2} - \frac{a_{21}}{\Delta\bar{z}}, \quad C_{i,j} = \frac{a_{12}}{\Delta\varphi} + \frac{a_{21}}{\Delta\bar{z}} - 2\frac{a_{11}}{\Delta\varphi^2} - 2\frac{a_{22}}{\Delta\bar{z}^2}, \quad D_{i,j} = \frac{a_{22}}{\Delta\bar{z}^2}, \quad E_{i,j} = \frac{a_{11}}{\Delta\varphi^2}. \quad (8)$$

Записуючи різницеве рівняння (7) для внутрішніх вузлів сітки, отримаємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь, яка в матричній формі має вигляд

$$Ko \cdot p = Fs, \quad (9)$$

де Ko – матриця розмірністю $(n-2) \times (m-2)$, що містить коефіцієнти $A_{i,j}$, $B_{i,j}$, $C_{i,j}$, $D_{i,j}$, $E_{i,j}$; p – матриця-стовпець шуканих значень дискретної функції $\bar{p}_{i,j}$; Fs – матриця-стовпець вільних членів $f_{i,j}$.

Матриця Ko в загальному випадку має п'ятидіагональний вигляд, кожний рядок якої містить не більше п'яти ненульових елементів.

Для розв'язання систем рівнянь вигляду (9) з діагональним переважанням матриці коефіцієнтів Ko найчастіше використовують метод прогонки та ітераційні методи. Ітераційні методи, в порівнянні з прямими, мають ряд переваг, насамперед, ці методи є самовиправними, потребують меншої кількості арифметичних дій для досягнення розв'язку та досить легко програмуються ЕОМ, завдяки повторенню в алгоритмі пошуку рішення однотипних операцій.

Одним з найбільш зручних методів розв’язання системи лінійних алгебраїчних рівнянь (9) є ітераційний метод Зейделя [8; 9]. Перепишемо різницеве рівняння (7) у вигляді для розв’язку методом Зейделя

$$\bar{p}_{i,j} = -\frac{A_{i,j}}{C_{i,j}} \bar{p}_{i,j-1} - \frac{B_{i,j}}{C_{i,j}} \bar{p}_{i-1,j} - \frac{D_{i,j}}{C_{i,j}} \bar{p}_{i+1,j} - \frac{E_{i,j}}{C_{i,j}} \bar{p}_{i,j+1} + \frac{f_{i,j}}{C_{i,j}}. \quad (10)$$

Система рівнянь (9) у цьому випадку матиме вигляд

$$p = Ko^* \cdot p + Fs^*, \quad (11)$$

де Ko^* – матриця розмірністю $(n-2) \times (m-2)$, елементами якої є коефіцієнти правої частини рівняння (10); Fs^* – матриця-стовпчик, елементами якої є вільний член $f_{i,j} \cdot (C_{i,j})^{-1}$ правої частини рівняння (10).

При чисельному розв’язанні крайових задач для диференціальних рівнянь у частинних похідних методом скінчених різниць можуть тільки використовуватися різницеві схеми, що збігаються. В роботі [10] доведено, якщо $A_{i,j} > 0, B_{i,j} > 0, C_{i,j} < 0, D_{i,j} > 0, E_{i,j} > 0$ і виконується умова $A_{i,j} + B_{i,j} + C_{i,j} + D_{i,j} + E_{i,j} < 0$, то послідовні наближення $\bar{p}_{i,j}^{(k)}$ збігаються до точного розв’язку системи рівнянь (11) при будь-якому початковому наближенні $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ і $k \rightarrow \infty$, де k – номер ітерації.

Оцінка похибки k -го наближення $\bar{p}_{i,j}^{(k)}$ може бути здійснена за формулою [10]

$$\max |\bar{p}_{i,j}^{(k)} - \bar{p}_{i,j}| \leq \frac{q}{1-q} \max |\bar{p}_{i,j}^{(k)} - \bar{p}_{i,j}^{(k-1)}|, \quad (12)$$

$$\text{де } q = \max \sum_{i=2}^{n-1} \left| \frac{A_{i,j} + B_{i,j} + D_{i,j} + E_{i,j}}{C_{i,j}} \right|.$$

Ітераційний процес завершується, коли оцінки (12) досягають заданої точності розрахунку. При пошуку розв’язку задачі послідовними наближеннями важливим є швидкість збігання ітераційних процесів, що залежить від початкового наближення $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$. В роботі [11] відзначається, що найбільш раціонально як початкове наближення варто використовувати дискретні значення функції $\bar{p}_{i,j}^\infty$, отримані при розв’язку рівняння Рейнольдса для підшипника нескінченної довжини.

З точки зору зручності програмування задачі на ЕОМ засобами математичних пакетів область визначення дискретної функції $\bar{p}_{i,j}$ представимо у вигляді, як показано на рис. 2.

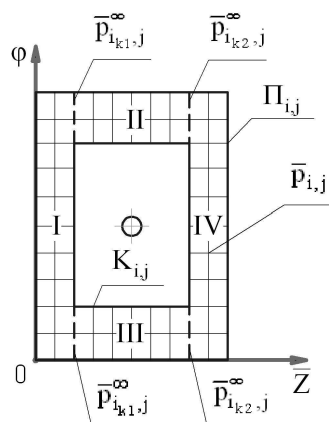


Рис. 2. Область визначення дискретної функції тиску $\bar{p}_{i,j}$ для розрахунку на ЕОМ

Область визначення містить чотири ділянки, позначені на рис. 2 римськими літерами, для кожної з яких додатково введені граничні умови $\bar{p}_{i_{k1},j}^\infty, \bar{p}_{i_{k2},j}^\infty$, що отримуються

попереднім розрахунком величин тиску в тангенціальному напрямку підшипника нескінченної довжини.

Розглянемо особливості визначення величин $\bar{p}_{ik_1,j}^\infty$, $\bar{p}_{ik_2,j}^\infty$ та $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$.

Для розрахунку зазначених величин з метою врахування впливу на величини тиску похибок форми в аксіальному (повздожньому) напрямку підшипника на ділянках II та III (рис. 2) пропонується здійснити корекцію безрозмірної функції зазору \bar{h}^∞ таким чином

$$\bar{h}^\infty(\varphi, \bar{z}) = \bar{h}(\varphi) + \bar{h}^*(\bar{z}), \quad (13)$$

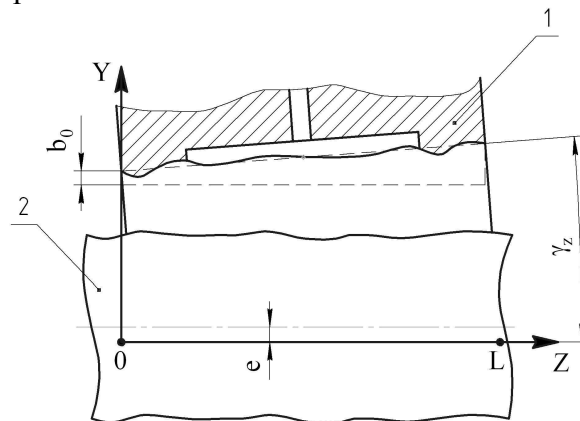
де $\bar{h}(\varphi)$ – безрозмірна функція зазору в тангенціальному напрямку підшипника; $\bar{h}^*(\bar{z})$ – додаткова безрозмірна величина, що враховує вплив похибок спряжених поверхонь вздовж осової координати \bar{z} підшипника.

Функція $\bar{h}(\varphi)$ приймається за рекомендаціями роботи [12].

У першому наближенні апроксимувати значення похибок спряжених поверхонь у повздожньому напрямку ГСО можна за лінійною залежністю. Тоді величина $\bar{h}^*(\bar{z})$ може бути знайдена за залежністю

$$\bar{h}^*(\bar{z}) = \frac{k_z z + b_0}{\delta_0}, \quad (14)$$

де $k_z = \text{tg } \gamma_z$; b_0 – див. рис. 3.



1 – гідростатична втулка; 2 – шпindelь

Рис. 3. До визначення величини $\bar{h}^*(\bar{z})$

Значення величин безрозмірного тиску $\bar{p}_{ik_1,j}^\infty$, $\bar{p}_{ik_2,j}^\infty$ та $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ на ділянках II та III обчислюється з урахуванням коректованої функції зазору (13-14).

Початкове наближення $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ для ділянок I та IV знаходиться так:

$$\bar{p}_{i,j}^{(0)} = \begin{cases} \bar{p}_{ik_1,j} \cdot \bar{z}^* & \text{при } 0 < \bar{z} < \bar{z}_{ik_1} \text{ i } (0 < j < j_{k_1} \text{ або } j_{k_2} < j < m), \\ \bar{p}_{ik_2,j} \cdot \bar{z}^* & \text{при } \bar{z}_{ik_2} < \bar{z} < 1 \text{ i } (0 < j < j_{k_1} \text{ або } j_{k_2} < j < m), \\ \bar{z}^* & \text{при } j_{k_1} \leq j \leq j_{k_2}, \end{cases} \quad (15)$$

де \bar{z}^* – функція, що приймає значення:

$$\bar{z}^* = \begin{cases} kt_1 \cdot \bar{z} & \text{при } 0 < \bar{z} < \bar{z}_{ik_1}, \\ kt_2(1 - \bar{z}) & \text{при } \bar{z}_{ik_2} < \bar{z} < 1, \end{cases} \quad (16)$$

де kt_1 , kt_2 – коефіцієнти, які визначаються за залежностями:

$$kt_1 = \begin{cases} \frac{\bar{p}_{i_{k1},j}}{\bar{z}_{i_{k1}}} \text{ при } 0 < j < j_{k1} \text{ або } j_{k2} < j < m, \\ \frac{\bar{p}_k}{\bar{z}_{i_{k1}}} \text{ при } j_{k1} \leq j \leq j_{k2}, \end{cases} \quad (17)$$

$$kt_2 = \begin{cases} \frac{\bar{p}_{i_{k2},j}}{\bar{z}_{i_{k1}}} \text{ при } 0 < j < j_{k1} \text{ або } j_{k2} < j < m, \\ \frac{\bar{p}_k}{\bar{z}_{i_{k1}}} \text{ при } j_{k1} \leq j \leq j_{k2}, \end{cases} \quad (18)$$

де $\bar{z}_{i_{k1}}, \bar{z}_{i_{k2}}$ – безрозмірні значення координати \bar{z} при $i = i_{k1}$ та $i = i_{k2}$ відповідно.

Таким чином, з урахуванням залежностей (13-18) обчислюються граничні умови $\bar{p}_{i_{k1},j}^\infty, \bar{p}_{i_{k2},j}^\infty$ та початкове наближення $\bar{p}_{i,j}^{(0)}$ для області визначення дискретної функції тиску $\bar{p}_{i,j}$.

Граничні умови за контуром $K(\varphi, \bar{z})$ визначаються шляхом розв’язування рівняння балансу витрат рідини. Це питання докладно висвітлене в роботах [11, 12].

У таблиці 1, як приклад розрахунку, наведено дискретні значення просторової функції тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ для опорної поверхні регульованої радіальної п’ятикарманної ГСО [11], яка містить другий карман з прилеглими до нього перемичками.

Розрахунок здійснено засобами математичного пакету MathCAD. Потовщеною лінією в таблиці показано границі $L(\varphi, \bar{z}), K(\varphi, \bar{z})$ (рис. 1) області визначення функції тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$.

Під час програмування задачі в середовищі MathCAD як критерій для завершення ітераційної процедури розрахунку використовувалося співвідношення

$$\max(\bar{p}_{i,j}^{(k)} - \bar{p}_{i,j}^{(k-1)}) \leq \Omega_p,$$

де Ω_p – задана точність розрахунку ($\Omega_p=0,001$).

Таблиця 1

Фрагмент дискретних значень просторової функції тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$

		\bar{z}												
		0	0,035	0,07	0,105	0,14	0,175	...	0,815	0,85	0,885	0,92	0,955	1
φ, \circ	89	0	0	0	0	0	0	...	0	0	0	0	0	0
	88	0	0	0	0	0,109	0,109	...	0,101	0,101	0	0	0	0
	87	0	0	0	0,097	0,253	0,253	...	0,254	0,254	0,108	0	0	0
	86	0	0	0,068	0,221	0,377	0,377	...	0,379	0,379	0,233	0,086	0	0
	85	0	0,044	0,196	0,349	0,505					0,358	0,21	0,061	0
	84	0	0,044	0,196	0,349						0,358	0,21	0,061	0

	24	0	0,045	0,197	0,35						0,359	0,211	0,062	0
	23	0	0,045	0,197	0,35	0,359	0,211	0,062	0					
	22	0	0	0,077	0,23	0,385	0,385	...	0,386	0,386	0,24	0,092	0	0
	21	0	0	0	0,099	0,254	0,254	...	0,255	0,255	0,109	0	0	0
	20	0	0	0	0	0,133	0,133	...	0,134	0,134	0	0	0	0
	19	0	0	0	0	0	0	...	0	0	0	0	0	0

Якщо порівняти дискретні значення функції тиску, які розташовані на однаковій відстані по координаті \bar{z} від кромок кармана z_{k1}, z_{k2} , можна бачити, що геометричні відхилення опорних поверхонь та деформації гідростатичної втулки в аксіальному напрямку підшип-

ника приводять до зміни значень тиску вздовж осі ГСО. До аналогічного висновку стосовно впливу геометричних відхилень у тангенціальному напрямку приводить аналіз дискретних значень функції тиску по координаті φ підшипника, розташованих на однаковій відстані відносно кромки кармана. Зазначене явище обумовлюється впливом функції зазору $\bar{h}(\varphi, \bar{z})$ на функцію тиску $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$: зазор \bar{h} зменшується при зростанні аплікати \bar{z} і зменшенні полярного кута φ в межах області визначення функції тиску, приведеної в табл. 1.

Для наочності представлення розрахункових даних таблично заданої функції $\bar{p}(\varphi, \bar{z})$ побудована на рис. 4 просторова епіюра тиску для області визначення функції, обмеженої другим карманом з прилеглими до нього перемичками.

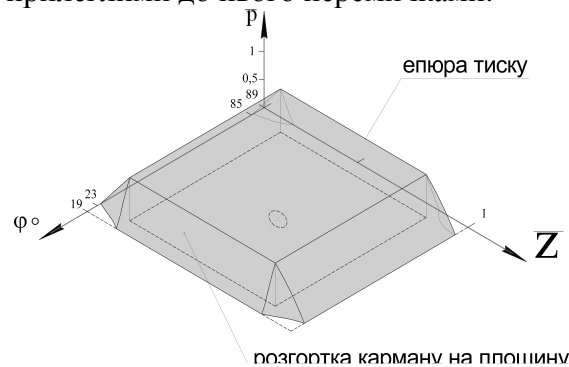


Рис. 4. Просторова епіюра тиску

Висновки. Розроблений математичний опис просторової функції тиску на основі рівнянь Рейнольдса та балансу витрат рідини з неідеальною геометрією опорних поверхонь шпindelних регульованих ГСО, яка є основою для визначення експлуатаційних характеристик опор.

Запропонована методика чисельного аналізу просторової функції тиску з програмною реалізацією засобами математичного пакету MathCAD, що може бути використана для математичного моделювання ГСО широкої номенклатури.

Встановлено, що геометричні відхилення спряжених опорних поверхонь підшипника чинять істотний вплив на розподіл тиску в ГСО. Це обумовлює доцільність їх урахування при розрахунках опор ковзання верстатного устаткування.

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. Бушуев В. В. Гидростатическая смазка в станках / В. В. Бушуев. – М.: Машиностроение, 1989. – 176 с.
4. Ковальов В. Д. Основи теорії розрахунку та проектування гідравлічних опорних вузлів верстатного устаткування: дис. ... доктора техн. наук: 05.03.01 / Віктор Дмитрович Ковальов. – К.: НТУУ „КПІ”, 2001. – 424 с.
5. Савин Л. А. Моделирование роторных систем с подшипниками жидкостного трения / Л. А. Савин, О. В. Соломин. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 444 с.
6. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен / Д. Андерсон, Д. Таннехилл, Р. Плетчер; пер с англ. С. В. Сенина, Е. Ю. Шальмана. – М.: Мир, 1990. – Т. 2. – 392 с.
7. Бахвалов Н. С. Численные методы / Н. С. Бахвалов, Н. П. Жидков, Г. М. Кобельков. – М.: Наука, 1987. – 600 с.
8. Самарский А. А. Введение в численные методы / А. А. Самарский. – М.: Наука, 1987. – 288 с.
9. Копченова Н. В. Вычислительная математика в примерах и задачах / Н. В. Копченова, И. А. Марон. – М.: Наука, 1972. – 298 с.

10. Григоренко Я. М. Обчислювальні методи в задачах прикладної математики / Я. М. Григоренко, Н. Д. Панкратова. – К.: Либідь, 1995. – 280 с.

11. Струтинський В. Б. Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах: монографія / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко. – Ніжин: Аспект-Поліграф, 2011. – 464 с.

12. Федориненко Д. Ю. До питання визначення функції тиску в шпиндельних гідростатичних опорах / Д. Ю. Федориненко // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія “Технічні науки”. – 2011. – № 1 (47). – С. 16-23.

УДК 621.9.06

В.М. Чуприна, канд. техн. наук

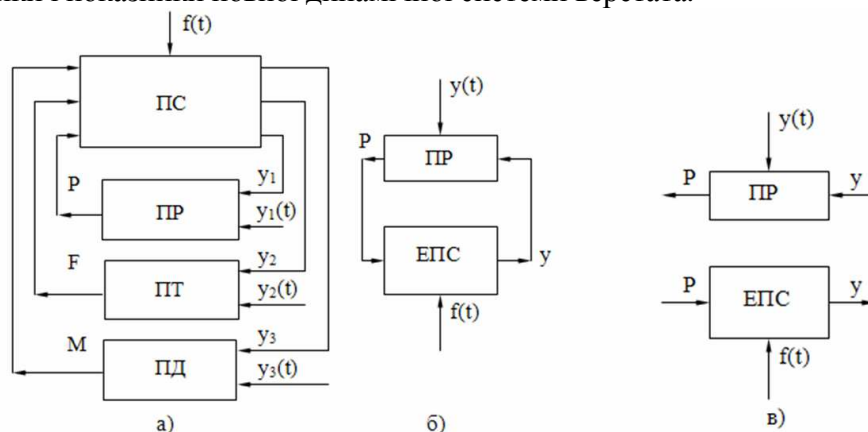
Чернігівський державний технологічний університет, м.Чернігів, Україна

МОДЕРНІЗАЦІЯ РОЗРАХУНКІВ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА В САПР

Розглянуто актуальну проблему модернізації динамічних розрахунків пружної системи металорізального верстата під час проектування в САПР. Наведено приклад знаходження динамічних характеристик з використанням розроблених 3D-моделей конструкції верстата. Подано рекомендації щодо застосування цієї методики розрахунку для отримання динамічних характеристик пружних систем верстатів.

Вступ. При сучасних методах проектування металорізальних верстатів у САПР необхідно мати достовірні відомості про вихідні властивості і характеристики розроблених конструкцій. Вони використовуються для оцінки якості верстатів за різними показниками, таких як точність, жорсткість, рівень шуму та інших. Важливими є також динамічні показники, які забезпечують високу динамічну якість конструкції, зокрема вібростійкість верстата під час різання.

За В.О. Кудиновим [1], динамічна система металорізального верстата (рис. 1, а) складається з пружної системи (ПС) і робочих процесів в її рухомих з'єднаннях (процеси різання – ПР, тертя – ПТ, у двигунах – ПД). Перехід до еквівалентної одноконтурної динамічної системи (рис. 1, б) дозволяє виділити з неї еквівалентну пружну систему (ЕПС) (рис. 1, в), що дає змогу досліджувати її незалежно з метою отримання необхідних динамічних властивостей верстата. Знаючи характеристики кожного елемента і застосувавши математичний апарат теорії автоматичного керування, можна визначити необхідні характеристики і показники повної динамічної системи верстата.



а) повна динамічна система; б) еквівалентна динамічна система; в) елементи динамічної системи
 Рис.1. Схема динамічної системи металорізального верстата та її основних елементів

Одним із основних динамічних показників є вібростійкість, тобто здатність верстата протидіяти зовнішнім і внутрішнім впливам коливань і вібрацій, які діють на нього в процесі обробки заготовок. Вібростійкість залежить від якості всієї динамічної системи, зокрема від основної її складової – ЕПС верстата. Тому динамічну якість металорізальних