

Струтинський В. Б.

Національний технічний
університет України
"Київський
політехнічний
Інститут"

Федориненко Д. Ю.

Чернігівський
державний
технологічний
університет

УДК 621.822.172

ВІБРАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЯ ІЗ ДЕФОРМОВАНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

Рассмотрены вопросы снижения вибраций шпинделя на основе применения регулируемой конструкции гидростатических опор.

The problems of spindle vibration lowering on the basis of application of the adjustable construction of the hydrostatic bearings are considered.

Вступ

Високопродуктивні методи обробки обумовлюють підвищення вимог до швидкохідності, навантажувальної здатності, термостійкості і точності шпиндельних вузлів, що, в свою чергу, залежить від їх конструктивних особливостей, працездатності опор і способів змащування підшипників.

Одним з перспективних напрямків підвищення точності та вібростійкості шпиндельних вузлів є застосування гідростатичних опор (ГСО).

ГСО володіють рядом переваг перед іншими типами підшипників, а саме: високою несучою здатністю при будь-яких робочих швидкостях та відсутністю сухого (граничного) тертя, і отже, практично необмеженим ресурсом; високою жорсткістю та демпфіруванням коливань в широкому частотному діапазоні.

Фірмами Fischer USA та Ibag North America розроблені та успішно випробувані фрезерні головки на потужність до 80 кВт з гідростатичним шпинделем на спеціальному малов'язкому мащенні [1]. Там же відмічається, що на високих швидкостях обертання (понад 30000 хв⁻¹) для високопотужної обробки гідростатичні підшипники на малов'язкому мащенні мають істотні переваги над шпиндельними підшипниками кочення завдяки чималій демпфіруючій здатності.

Особливою відмінністю ГСО поряд з активними магнітними підшипниками є можливість керування вихідними параметрами

опор: жорсткістю, демпфіруванням, точністю, та використання їх в якості приводу мікропереміщень у верстатах [2].

Можна припустити, що в майбутньому розшириться застосування ГСО на надпрецизійних верстатах, оскільки з їх допомогою можна одержати високу точність обертання (в межах часток мікрометра).

Одним з перспективних напрямків зменшення вібрацій шпиндельного вузла є застосування регульованих ГСО [3], що дозволяють не тільки підвищити точність обертання шпинделя, а й завдяки високій демпфіруючій здатності, збільшити вібростійкість верстата та якість обробки деталей.

Задачею даної роботи є дослідження процесу регулювання радіального зазору в ГСО з метою зниження вібрацій шпиндельного вузла при механічній обробці заготовок.

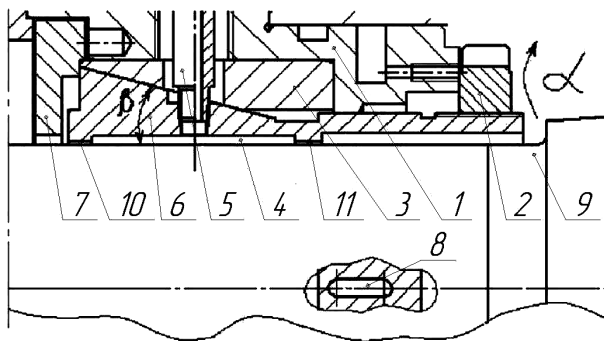
Результати досліджень

Однією з основних характеристик, що впливає на точність обертання гідростатичного шпинделя, є величина його радіального зазору, що безперервно змінюється під дією технологічного навантаження з боку процесу різання. Регулювання величиною радіального зазору в процесі механічної обробки дає можливість керувати вихідними показниками точності шпинделя на ГСО.

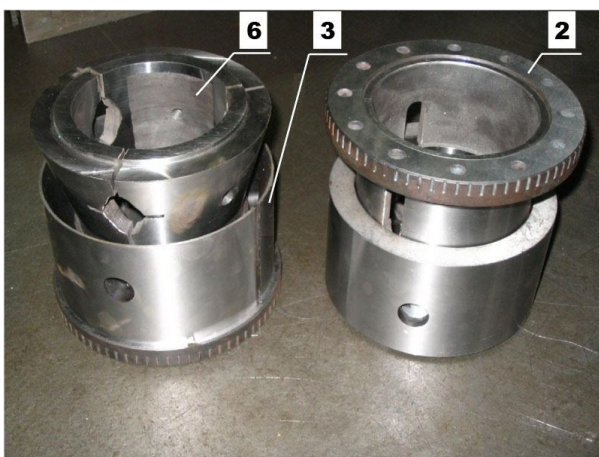
З метою керування динамічними властивостями шпиндельного вузла в процесі обробки була розроблена конструкція

регульованого радіального гідростатичного підшипника (рис. 1, а) [4], яка впроваджена у виробництво в якості опорних вузлів (рис. 1, б) шліфувального шпинделя верстата ЗТ161.

Базовою деталлю регульованого підшипника є корпус 1. В отвір корпуса встановлено з натягом втулку 3, що має внутрішню конічну поверхню, по якій ковзатиме гідростатична втулка 6. Гідростатична втулка 6 виконана у вигляді розрізної цанги, що має декілька пелюстків, в яких містяться кармани 4. Також вона має напрямний поясок та шпонку 8, що остаточно орієнтують її в корпусі. З робочої сторони в початковий момент гідростатична втулка підтискається фланцем 7. На хвостовій частині гідростатичної втулки виконано різь М120×0,75, яка призначена для нагвинчування на неї гайки 2, що упирається в торець корпуса 1 і виконує роль натяжного елемента. В отвори гідростатичної втулки з конічною різью загвинчено штуцери 5, що мають можливість вільно переміщуватись разом з пелюстками в межах регулювання зазору.



а)



б)

Рис. 1. Конструкція а) та промислові зразки б) регульованої радіальної ГСО

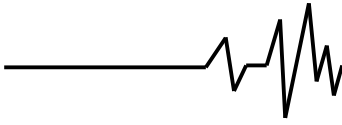
Робоча рідина під тиском від насосу подається через штуцер 5 до карманів 4 гідростатичної втулки 6, де створюється несучий шар, який підтримує шпиндель 9 в певному положенні. Вихід рідини в картер шпиндельної бабки з карману відбувається через перемички 10 і 11, що відіграють роль дроселюючого елемента і при зміні діаметрального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника і витрати рідини. Регулювання величини зазору δ виконують обертанням гайки 2 на кут α , яка упираючись в торець корпуса 1 надає зворотно-поступальний рух гідростатичній втулці 6, пелюстки якої зовнішньою конічною поверхнею, рухаючись по внутрішній конічній поверхні втулки 3, зменшують (збільшують) робочий отвір між шпинделем і перемичками втулки 6, тобто здійснюється регулювання діаметрального зазору.

В загальному випадку радіальний зазор в регульованій ГСО може бути описаний рівнянням

$$\delta = \delta_0 - \sqrt{(e_0 \cos \varphi_0 - z \cdot \operatorname{tg} \beta)^2 + (e_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2} \times \\ \times \cos \left(\varphi - \operatorname{arctg} \frac{e_0 \sin \varphi_0 + z \cdot \operatorname{tg} \alpha}{e_0 \cos \varphi_0 - z \cdot \operatorname{tg} \beta} \right) + h_{np}^{iu}(z) + h_{np}^{em}(z) + \\ + \Delta_{z.g.}^{iu}(\varphi) + \Delta_{z.g.}^{iu}(z) + \Delta_{z.g.}^{em}(\varphi) + \Delta_{z.g.}^{em}(z) + \Delta_{z.g.}^{cm}(\varphi) + \Delta_{z.g.}^{cm}(z)$$

де δ_0 – радіальний статичний зазор в опорі; e_0 , φ_0 – абсолютний ексцентриситет та кут, що визначають положення центра шпинделя в опорі відповідно; φ – кутова координата опорної поверхні шпинделя; α , β – кути нахилу (перекосу) осі шпинделя по довжині підшипника у вертикальній та горизонтальній площинах відповідно; $h_{np}^{iu}(z)$, $h_{np}^{em}(z)$ – пружні деформації шпинделя і втулки в аксіальному напрямку відповідно; $\Delta_{z.g.}^{iu}(\varphi)$, $\Delta_{z.g.}^{em}(\varphi)$ – геометричні відхилення шпинделя і втулки в тангенціальному напрямку відповідно; $\Delta_{z.g.}^{iu}(z)$, $\Delta_{z.g.}^{em}(z)$ – геометричні відхилення шпинделя і втулки в аксіальному напрямку відповідно; $\Delta_{z.g.}^{cm}(\varphi)$, $\Delta_{z.g.}^{cm}(z)$ – геометричні відхилення у рухомому з'єднанні «гідростатична втулка – конічна втулка» в тангенціальному і аксіальному напрямках відповідно.

В загальному випадку складові вищеприведеної формули за виключенням статичного радіального зазору δ_0 є випадковими величинами. Перекіс опорних поверхонь ГСО відбувається, насамперед, під



дією статичних складових збуджуючих зовнішніх навантажень, тоді доданок, обумовлений перекосом, з деяким наближенням, можна покласти детермінованим.

Складові функції зазору, обумовлені пружними деформаціями елементів ГСО $\rho_{np}^{u}(z)$, $\rho_{np}^{em}(z)$, залежать від випадкових значень жорсткості в радіальному напрямку підшипника. Враховуючи характер навантаження та робочі режими шліфувального шпинделя, зробимо припущення про малість випадкових флуктуацій радіальної жорсткості в напрямку регулювання зазору, тобто переміщення деформованого середовища будуть визначатися виключно детермінованими показниками статичної та динамічної жорсткості ГСО.

Похибки, пов'язані з геометричними відхиленнями поверхонь деталей підшипника $\rho_{z.v.}^{u}(\varphi)$, $\rho_{z.v.}^{em}(\varphi)$, $\rho_{z.v.}^{u}(z)$, $\rho_{z.v.}^{em}(z)$, $\rho_{z.v.}^{cm}(\varphi)$, $\rho_{z.v.}^{cm}(z)$ є суттєво випадковими для яких справедливим є припущення про нормальність закону розподілу ймовірностей в межах партії оброблюваних деталей.

Аналіз деформацій опорної частини шліфувального шпинделя

Згин осі шпинделя під дією зовнішнього навантаження і реакції мастильного шару в опорах призводять до зміни величини радіального зазору в підшипнику. Внаслідок існуючого перекоосу осей виникає асиметрія епюри тиску відносно центра опори, що, в свою чергу, призводить до формування одночасно з силовою і моментної складової реакції мастильного шару. Тому необхідно оцінити вплив деформацій зігнутої осі на динамічні характеристики шпиндельного вузла з регульованими ГСО.

Найбільш зручний для лінійного динамічного аналізу шпиндельних вузлів метод початкових параметрів в матричній формі, що дозволяє звести розрахунок складної ланцюгової системи до багатократно повторюваного циклу алгебраїчних операцій, які відповідають переходу від однієї ділянки системи до іншої.

Математична модель та загальна методика аналізу методом початкових параметрів докладно викладена в роботі [3].

Розрахункова модель шпиндельного вузла розглядається як пружна східчаста балка на пружнодемпфіруючих опорах (рис. 2). За допомогою 17 радіальних перетинів балка розділена на 16 ділянок кусочно-постійного

перетину, причому в 15 перетині діє одинична збуджуюча сила P_k . Відомо, що найбільш істотний вплив згин шпинделя буде чинити на характеристики його передньої опори, тому з метою визначення геометричних параметрів зігнутої осі по довжині переднього підшипника додатково введені два перетини (12, 13).

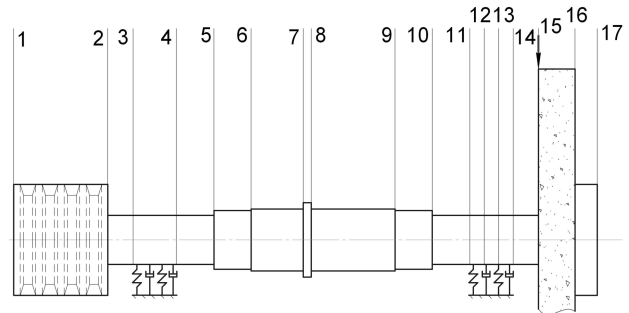


Рис. 2. Розрахункова модель шліфувального шпинделя

За результатами розрахунку на ЕОМ побудовані форми коливань зігнутої вісі шпинделя по довжині переднього підшипника шліфувального шпинделя (рис. 3), з яких видно, що форма коливань на частоті $f=21,2$ Гц (відповідає максимальній робочій швидкості обертання шпинделя, крива 2 на рис. 3) має лінійну характеристику і практично не відрізняється від статичної форми зігнутої осі (при $f=0$ Гц, крива 1 на рис. 3). Отже можна зробити висновок, що в робочому частотному діапазоні в передньому підшипнику відбувається зміщення (перекіс) геометричної осі шпинделя без згину. На частотах близьких до першої критичної швидкості вала ($f=159,2$ Гц, крива 3 на рис. 3) відбувається викривлення пружної лінії по довжині підшипника, що обумовлює доцільність врахування силового згину шпинделя в функції радіального зазору.

Враховуючи вищесказане, для досліджуваної конструкції радіального підшипника можна обмежитись врахуванням тільки перекоосу геометричної осі шпинделя в гідростатичній втулці. Припущення щодо нехтування випадковими флуктуаціями радіальної жорсткості шпинделя адекватно відтворює механіку деформованого середовища оскільки переміщення в напрямку регулювання зазору, як видно з рис. 3, визначаються саме усталеною величиною статичної жорсткості.

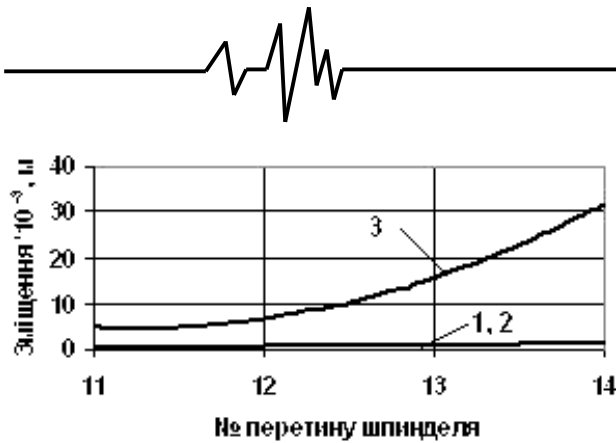


Рис. 3. Форми зігнутої осі опорної частини шпинделя в передньому підшипнику при навантаженні однією силою

Аналіз деформацій гідростатичної втулки

В процесі регулювання радіального зазору, в результаті осьового зміщення гідростатичної втулки (див. рис. 1), в кінцічному з'єднанні виникає нормальне розподілене по поверхні навантаження $N(x, y, z)$, складова якого по осі $y - N_y$ переміщує пелюстки опори з несучими карманами в радіальному напрямку (рис. 4). Цьому переміщенню протидіє тиск рідини $p(\rho, \varphi, z)$, розподілений по внутрішній поверхні пелюсток гідростатичної втулки. Нормальне навантаження на гідростатичну втулку з урахуванням реального (неідеального) геометричного профілю та відмінних фізико-механічних властивостей контактуючих поверхонь має нелінійну характеристику. Завдяки нелінійному відгуку рідинного середовища на процес регулювання зазору виникають силові і моментні складові реакції шару мастила як в аксіальному P^a, M^a , так і тангенціальному P^m, M^m напрямках підшипника.

Отже для визначення деформацій гідростатичної втулки в напрямку регулювання зазору необхідно розглянути в загальному випадку згин в аксіальному та кручення пелюсток в тангенціальному напрямках.

Завдяки розтискній конструкції опори кожний пелюсток може деформуватися окремо від інших. Якщо розглянути рухомий елемент опори – пелюсток з несучим карманом, то його можна уявити у вигляді жорстко закріпленої балки змінного перерізу (рис. 5), при навантаженні якого зовнішніми силними факторами виникає прогин в площині ZOY на величину $y(z)$.

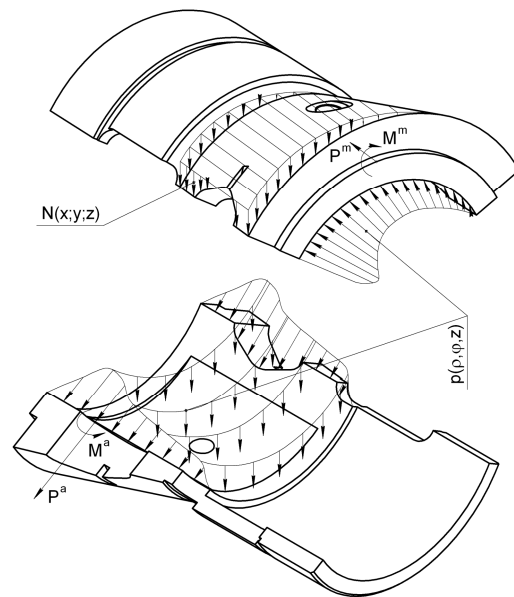


Рис. 4. До визначення навантаження опорної частини гідростатичної втулки

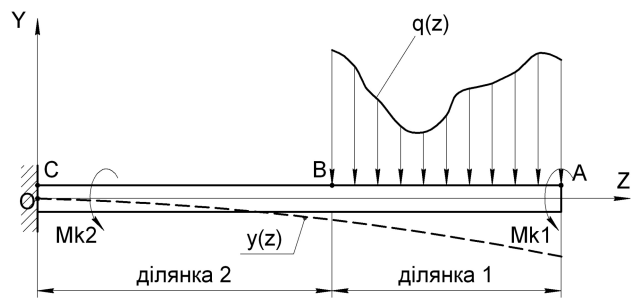


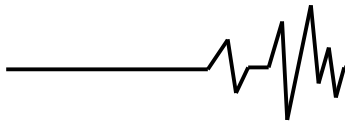
Рис. 5. Розрахункова схема пелюстка гідростатичної втулки

Дію нормального навантаження $N(x, y, z)$ та тиску рідини $p(\rho, \varphi, z)$ уявимо у вигляді сумарного розподіленого навантаження на пелюсток $q(z)$ в напрямку регулювання зазору. Силою ваги пелюстка внаслідок її незначного впливу на деформації нехтуємо. Не враховуємо також осьові навантаження (наприклад, в різьовому з'єднанні), які призводять до деформацій стискання-розтягування гідростатичної втулки, і, внаслідок ортогональності до напрямку регулювання, не чинять істотного впливу на величину зазору.

Згідно теореми Кастільяно переміщення (повороти) для системи з довільним навантаженням можна обчислити у вигляді [5]:

$$\frac{\partial U}{\partial F_i} = \Delta_i, \quad \frac{\partial U}{\partial M_i} = \Theta_i, \quad (1)$$

де U – потенціальна енергія деформації; Δ_i – переміщення в точці i напрямку прикладення узагальненого зусилля F_i ; Θ_i – кут



повороту в точці i напрямку прикладення узагальненого моменту M_i .

В першому наближенні вважаємо геометрію контактуючих поверхонь пелюстка з конічною втулкою ідеальною, тоді впливом згинальних деформацій в тангенціальному напрямку на регульований зазор можна зневажити. В цьому випадку потенціальну енергію деформованого пелюстка можна обчислити за формулою

$$U = \int_0^b \frac{M_1(z)^2 dz}{2EI_1(z)} + \int_0^a \frac{M_2(z)^2 dz}{2EI_2(z)} + \int_0^b \frac{N_1(z)^2 dz}{2GA_1(z)} + \int_0^a \frac{N_2(z)^2 dz}{2GA_2(z)} + \int_0^b \frac{M_{k1}(z)^2 dz}{2GI_{\xi 1}(z)} + \int_0^a \frac{M_{k2}(z)^2 dz}{2GI_{\xi 2}(z)}, \quad (2)$$

де M_1, M_2 – згинаючи моменти на ділянках 1 і 2 відповідно; N_1, N_2 – поперечні зусилля на ділянках 1 і 2 відповідно; M_{k1}, M_{k2} – крутні моменти на ділянках 1 і 2 відповідно; E, G – модулі пружності при згині та зсуві відповідно; I_i – осьовий момент інерції; A_i – площа поперечного перерізу шпинделя; $I_{\xi i}$ – полярний момент інерції.

В результаті осьового переміщення гідростатичної втулки під час регулювання зазору відбувається стискання пелюстків, що, в свою чергу, призводить до зміни гідравлічного опору витокам рідини з карманів опори як в аксіальному, так і тангенціальному напрямках. Це призводить до формування нелінійних реакцій мастильного прошарку в регульованому зазорі, тобто складові зовнішнього навантаження M_f і N_f є функціями не тільки координати z , а й шуканого переміщення Δ . Зазначені обставини значно ускладнюють пошук аналітичного рішення рівнянь (1), (2), яке можливо наближеними ітераційними методами. Введемо ряд припущень, які дозволяють здійснити перехід до лінійної постановки задачі.

Розглянемо тільки деформації згину в площині YOZ (рис. 6), тоді реакцію мастильного прошарку можна уявити у вигляді рівномірно розподіленого навантаження, відніманням якого з проекції нормального навантаження на вісь OY, отримаємо сумарне розподілене лінійне навантаження q на ділянці пелюстка гідростатичної втулки.

Рівняння пружної лінії деформованого пелюстка (в напрямку регулювання радіального зазору) можна дістати, наприклад, на основі методу початкових параметрів у вигляді

$$\omega(z) = \frac{q}{EI(z)} \left(b \frac{z^3}{3!} - b \left(L - \frac{b}{2} \right) \frac{z^2}{2!} - \frac{(z - L + b)^4}{4!} \right), \quad (3)$$

де $\omega_0, \Theta_0, M_0, Q_0$ – початкові параметри (прогин, кут повороту, згинальний момент, поперечна сила відповідно); $L = a + b$.

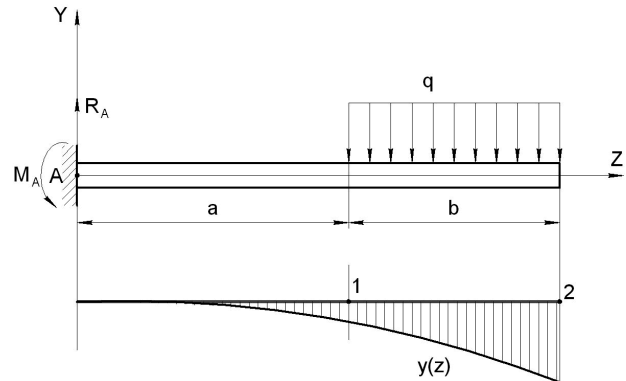


Рис. 6. Розрахункова схема та епюра переміщень пелюстка з лінеаризованим навантаженням

З наведеного рівняння видно, що пелюсток вигинається за параболічною кривою четвертого порядку, проте прогин на опорній ділянці підшипника (межі 1 - 2 на епюрі переміщень, див. рис. 6) може бути апроксимований лінійною залежністю.

З метою аналізу адекватності зроблених припущень, щодо лінійності зовнішнього навантаження та спрощень розрахункової схеми здійснимо нелінійний аналіз пружно-деформаційної моделі гідростатичної втулки методом скінчених елементів засобами САЕ системи CosmosWorks 2008. Об'єктом аналізу є 3D модель пелюстка гідростатичної втулки (рис. 7) з обмеженнями та навантаженням ідентичному до рис. 4

В результаті проведеного чисельного експерименту визначені деформації пелюстка в аксіальному напрямку (рис. 8) при регулюванні зазору по довжині кромки А – В (див. рис. 7). З наведеного графіку видно, що згин пелюстків відбувається за лінійним законом близьким до залежностей отриманих аналітичним шляхом.

На основі аналізу переміщень кромки С – D, Е – F (див. рис. 7) гідростатичної втулки при нелінійному розподілі зовнішнього навантаження встановлено, що деформації кручення пелюстків не перевищують 1 мкм, отже припущення про лінійність розподілу сумарного навантаження на пелюсток адекватно відтворює механіку деформованої гідростатичної втулки.

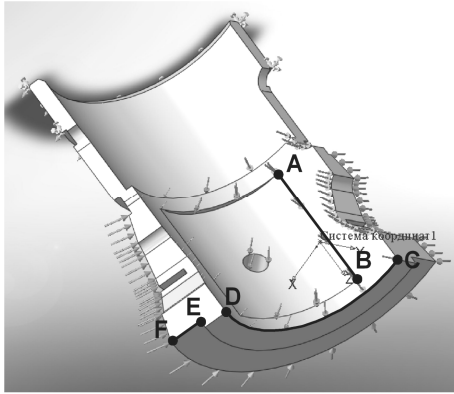
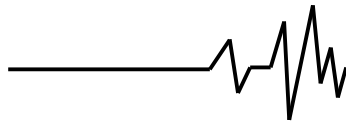


Рис. 7. Пружно-деформаційна модель пелюстка в системі CosmosWorks

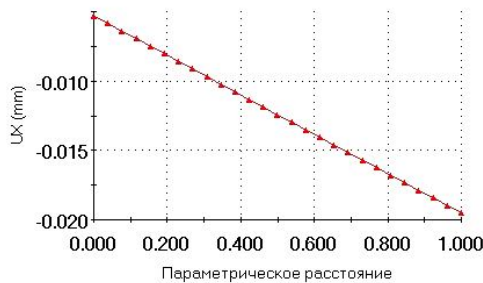


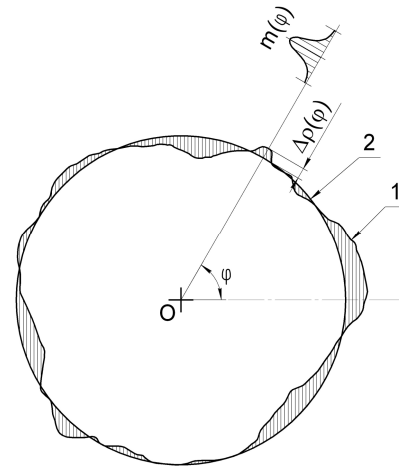
Рис. 8. Переміщення кромки А – В гідростатичної втулки в напрямку регулювання зазору

На основі вищевикладеного можна зробити висновок, що величина регульованого радіального зазору δ визначається деформаціями гідростатичної втулки в аксіальному напрямку, які на довжині опорної частини підшипника мають практично лінійну характеристику і аналітично визначаються залежністю (3). Деформації гідростатичної втулки в тангенціальному напрямку на два порядки менше відповідних деформацій в аксіальному напрямку і ними, в першому наближенні, можна знехтувати.

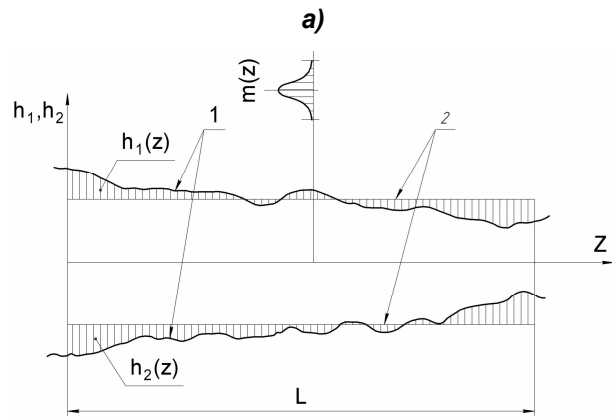
Аналіз геометричних відхилень деталей регульованої ГСО

Просторова конфігурація радіального регульованого зазору в тангенціальному напрямку буде визначатися, насамперед, відхиленнями від круглості профілю поперечного перерізу ГСО (рис. 9, а), а геометрія зазору в аксіальному напрямку – відхиленнями профілю повздожнього перетину (рис. 9, б).

Математичне очікування відхилень профілю поперечного перерізу можна визначити як



1 – реальний профіль; 2 – базове коло



1 – реальний профіль; 2 – базова пряма

Рис. 9. До визначення геометричних відхилень ГСО

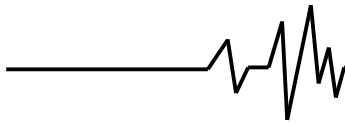
$$M_m = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Delta\rho(\varphi) d\varphi,$$

де $\Delta\rho(\varphi)$ – відхилення реального профілю від базового кола.

Величина $\Delta\rho(\varphi)$ є періодичною функцією, що припускає розкладення у ряд Фур'є, математичний опис якої можна представити у вигляді [6]

$$\Delta\rho(\varphi) = \sum_{k=1}^{\infty} A_k \sin(k\varphi + \psi_0),$$

де k – номер гармоніки; A_k – амплітуда k -ї гармоніки; ψ_0 – початкова фаза гармоніки.



Дисперсію відхилень профілю поперечного перерізу можна обчислити за залежністю

$$\sigma_m^2(\varphi) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} [\Delta\rho(\varphi) - m(\varphi)]^2 d\varphi,$$

де $m(\varphi)$ – математичне очікування відхилень реального профілю за кутовою координатою φ .

Якщо припустити, що поле розсіяння випадкової величини дорівнює нормованому допуску круглості T_k , тоді $m(\varphi) = T_k/2$.

Для визначення геометричних відхилень шпинделя (втулки) в аксіальному напрямку підшипника необхідно знайти функції $h_1(z)$, $h_2(z)$ реального профілю в перерізі повздовжньою площиною YOZ на нормованій довжині L (див. рис. 9, б). В загальному випадку шукані функції не є періодичними, які доцільно представити у вигляді універсальних базисних функцій по змінній координаті z . У відповідності до методики [6] математичний опис функцій $h_1(z)$, $h_2(z)$ може бути поданий у вигляді ряду

$$h(z) = \sum_{k=1}^K \left[C_{1k} \cos\left(2\pi k \frac{z}{L}\right) + C_{2k} \sin\left(2\pi k \frac{z}{L}\right) + C_{3k} \operatorname{ch}(kqz) + C_{4k} \operatorname{sh}(kqz) \right],$$

де $C_{1k} \dots C_{4k}$ – постійні коефіцієнти ряду; q – параметр, що залежить від форми твірної ділянки.

Математичне очікування відхилень профілю повздовжнього перерізу визначиться як

$$M_a = \frac{1}{L} \int_0^L [|h_1(z)| + |h_2(z)|] dz.$$

Дисперсію відхилень профілю повздовжнього перерізу можна обчислити за формулою

$$\sigma_a^2 = \frac{1}{L} \int_0^L [(|h_1(z)| + |h_2(z)|) - m(z)]^2 dz,$$

де $m(z)$ – математичне очікування відхилень реального профілю за координатою z .

Припустивши, що поле розсіяння випадкової величини дорівнює нормованому допуску профілю повздовжнього перерізу T_n , отримаємо $m(z) = T_n/2$.

За наведеною методикою можна обчислити характеристики випадкових величин $\Delta_{2.б.}^{uw}(\varphi)$, $\Delta_{2.б.}^{sm}(\varphi)$, $\Delta_{2.б.}^{uw}(z)$, $\Delta_{2.б.}^{sm}(z)$, $\Delta_{2.б.}^{cm}(\varphi)$, $\Delta_{2.б.}^{cm}(z)$, що є складовими функції регульованого радіального зазору ГСО.

Вібрації шліфувального шпинделя на регульованих ГСО

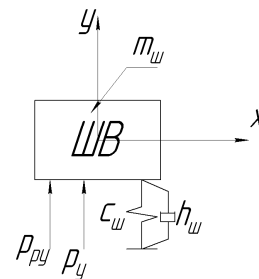
Шпиндельний вузол верстата на регульованих ГСО можна звести до

еквівалентної одномасової системи, приведенної до точки дії сили різання [3, 6] (рис. 10).

Диференціальні рівняння одномасової коливальної системи запишуться у вигляді [6, 7]:

$$\begin{cases} m_{uw} \frac{d^2 y}{dt^2} + h_{uw} \frac{dy}{dt} + \frac{1}{e_1} y = p \sin(\beta) + \frac{e_2}{e_1} p_p \cos(\alpha) \\ J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = p \frac{d}{2} \cos(\beta) - h_{uw} \frac{d\varphi}{dt} - p_p \frac{d_{uw}}{2} \sin(\alpha) \end{cases},$$

де p – динамічна складова сили різання; y – переміщення шпинделя з кругом; e_1 , e_2 – деформативність шпинделя разом із кругом в зоні різання при прикладанні сили в пасовій передачі; α – кут нахилу пасової передачі; β – кут між силою різання і віссю z ; J – момент інерції шпинделя; d – діаметр круга; d_{uw} – діаметр шківів; φ – динамічна складова кута повороту шпинделя.



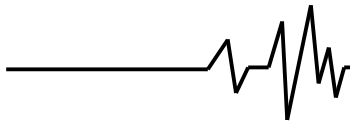
p_y – проекція динамічної складової сили різання на вісь y , p_{py} – проекція зусилля в пасовій передачі на вісь y ; m_w – приведена до зони різання маса шпинделя; c_w , h_w – еквівалентна жорсткість та демпфірування шпинделя відповідно

Рис. 10. Динамічна модель шпинделя у вигляді одномасової системи

Докладно питання побудови математичної моделі шпиндельного вузла на регульованих ГСО розглянуто в роботі [3].

В результаті імітаційного моделювання коливальних процесів шліфувального шпинделя на регульованих ГСО засобами системи Simulink отримані часові, усереднені у часі (рис. 11, а), та спектральні (рис. 11, б) характеристики вібропереміщень.

Графіки на рис. 11 отримані при умовах: частота обертання шліфувального шпинделя – 1280 хв^{-1} , радіальний зазор в ГСО – 30 мкм; навантаження з боку процесу різання моделювалося трьома складовими: постійною, періодичною та стохастичною.



Аналіз результатів показав, що при збільшенні швидкості обертання шпинделя, величини зовнішнього навантаження амплітуда коливань зростає у всьому частотному діапазоні. Найбільша потужність коливань спостерігається на оборотній частоті шпинделя ($f=21,2$ Гц, див. рис. 11, б) та трьох наступних кратних гармоніках.

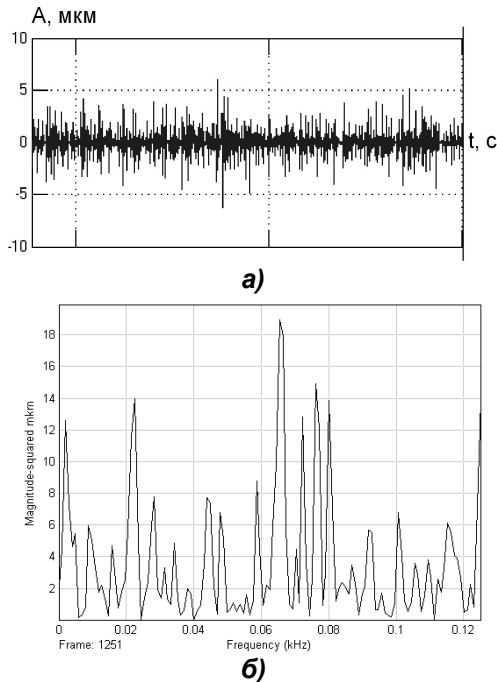


Рис. 11. Коливальні характеристики шліфувального шпинделя

Проте регулювання величиною статичного зазору в опорних вузлах шпинделя дозволяє суттєво зменшити амплітуду його коливань на оборотній частоті (рис. 12, графік наведений в безрозмірних величинах), що чинить позитивний вплив на динамічні характеристики шпиндельного вузла і якість оброблюваних заготовок.

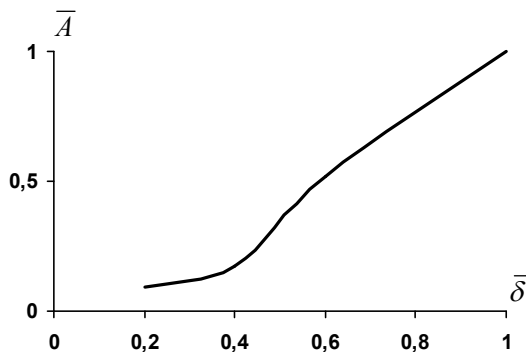


Рис. 12. Залежність амплітуди вібропереміщень від величини регульованого зазору

Висновки

1. Розроблено новий спосіб регулювання зазору в ГСО на основі використання механізму з трьохпелюстковою розрізною цангою. Запропонований спосіб дозволяє безступінчато змінювати статичний зазор в підшипнику в межах 10-80 мкм в залежності від навантаження на шпиндельний вузол верстата;
2. Розглянуті підходи до визначення функції регульованого радіального зазору можуть бути використані для широкої номенклатури гідростатичних шпиндельних опорних вузлів;
3. Встановлено, що застосування нової конструкції ГСО надає можливість змінювати динамічні властивості опор, безпосередньо впливаючи на їх демпфірування і жорсткість. Так, статичну жорсткість переднього кінця шліфувального шпинделя верстата ЗТ161 вдалося підвищити майже в 1,5 рази, а демпфірування коливань – в 2-3 рази порівняно з базовою конструкцією шліфувальної бабки.

Література

1. <http://www.mmsonlinetools.com>
2. Шиманович М. А. Гидростатические опоры металлорежущих станков в качестве привода микроперемещений / Шиманович М.А. – М.: НИИМАН, 1972. – 76 с.
3. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів / Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, В.С. Волик. – Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2009. – 172 с.
4. Пат. 82425 UA, МПК F16C 27/00, F16C 33/04. Спосіб регулювання зазору в гідростатичному підшипнику/Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В., Волик В.С.; власник Черніг. держ. технол. ун-т. - № а 2006 07254; заявл. 30.06.2006; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.
5. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Є.С. – К.: Вища школа, 2004. – 655 с.
6. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / Струтинський В.Б. — Житомир: ЖІТІ, 2001. — 612 с.
7. Кудинов В.А. Динамика станков / Кудинов В.А. — М.: Машиностроение, 1967. — 360 с.