

УДК 621.822.172

С.П. Сапон, ст. викладач,
С.В. Бойко, канд. техн. наук, ст. викладач
Чернігівський державний технологічний університет

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ РЕГУЛЬОВАНИХ РАДІАЛЬНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЯ

Запропоновано удосконалену конструкцію регульованого гідростатичного підшипника, що забезпечує рівномірність регулювання величини діаметрального зазору по довжині опори. Встановлено залежність тиску в карманах опори від величини та рівномірності радіального зазору за умови відсутності ексцентриситету та перекосу шпинделя в опорі.

Ключові слова: шпиндель, гідростатична опора, гідростатична втулка, радіальний зазор, тиск в карманах.

Постановка задачі та її актуальність. Підвищення точності обробки з використанням високопродуктивного прецизійного обладнання - одне з головних завдань сучасної технології машинобудування. На сьогодні спостерігається стала тенденція підвищення точності обробки до сотих і тисячних часток мікрометра. Відповідно виникає потреба в металорізальних верстатах, які забезпечують подібну точність обробки і, в той же час, здатних реалізувати можливості сучасного різального інструменту здійснюючи обробку на високих швидкостях різання. Створення таких верстатів неможливе без підвищення точності шпиндельного вузла (ШВ), як елемента верстата, що в значній мірі визначає його точність.

Одним із способів підвищення точності ШВ є збільшення точності виготовлення опорних поверхонь підшипників та шпинделя. Однак, цей напрямок має обмеження у вигляді сучасних технологічних можливостей процесів обробки та виробничих можливостей певного підприємства. Тому пошук інших шляхів підвищення точності шпиндельних опор є важливою науковою та практичною задачею.

Аналіз досліджень і публікацій. Одним з перспективних напрямків підвищення точності ШВ є застосування регульованих гідростатичних опор (ГСО), які поряд з високою жорсткістю та демпфуючою здатністю дозволяють керувати вихідними параметрами точності шпинделя.

Найбільш перспективними способами керування параметрами ГСО є регулювання витратних характеристик та величини

радіального зазору. Розробка і дослідження адаптивних шпиндельних ГСО з вбудованими регуляторами нагнітання мастила протягом тривалого часу здійснюється під керівництвом проф. Шатохіна С.М. в Сібирському федеральному університеті [1, 2]. Підвищенню точності ШВ важкого верстатного обладнання шляхом застосування в системі живлення ГСО регуляторів тиску присвячені дослідження проф. Ковальова В.Д. [3]. У конструкції гідростатичного підшипника [4] регулювання величини зазору пропонується за рахунок зміни витрати рідини в карманах опори за допомогою регульованих вхідних дроселів.

Слід зазначити, що вищезгадані роботи в основному спрямовані на регулювання величини тиску та витрат рідини карманах ГСП, а величина зазору між шпинделем і отвором гідростатичної втулки залишається незмінною, що виключає можливість компенсації впливу похибки форми шийок шпинделя на точність його обертання.

Спосіб підвищення точності ГСО шляхом регулювання величини радіального статичного зазору δ_0 запропоновано в монографії [5]. Можливість регулювання зазору забезпечена за рахунок виконання гідростатичної втулки у вигляді трьохпелюсткової розрізної цанги з кутом нахилу рухомої частини 15° . В результаті осьового переміщення даної гідростатичної втулки відбувається стискання або розтискання пелюстків цанги, що, в свою чергу, призводить до відповідної зміни величини радіального зазору.

Недоліками даної конструкції опори є наявність лише трьох несучих карманів, що не відповідає умовам максимальної жорсткості підшипника. Окрім того, наявність довгої конічної поверхні обумовлює нерівномірність деформації гідростатичної втулки на опорній довжині підшипника та підвищене тертя. Ще одним недоліком є нерівномірність радіального зазору між опорою і шпинделем внаслідок перекосу пелюстків цанги під час їх стискання, що впливає на витрати рідини в аксіальному напрямку та жорсткість ГСП. В комплексі названі недоліки опосередковано знижують точність гідростатичної опори. Тому забезпечення точності і рівномірності регулювання величини радіального зазору в процесі механічної обробки дозволить керувати вихідними показниками точності ГСО.

Мета. Метою даної роботи є удосконалення конструкції гідростатичної втулки для забезпечення точності регулювання радіального зазору в гідростатичній опорі шпинделя.

Виклад основного матеріалу. З метою уникнення нерівномірності регулювання зазору запропонована удосконалена конструкція чотирьохкарманної ГСО (рис. 1), основним елементом якої є гідростатична втулка з від'ємними пелюстками.

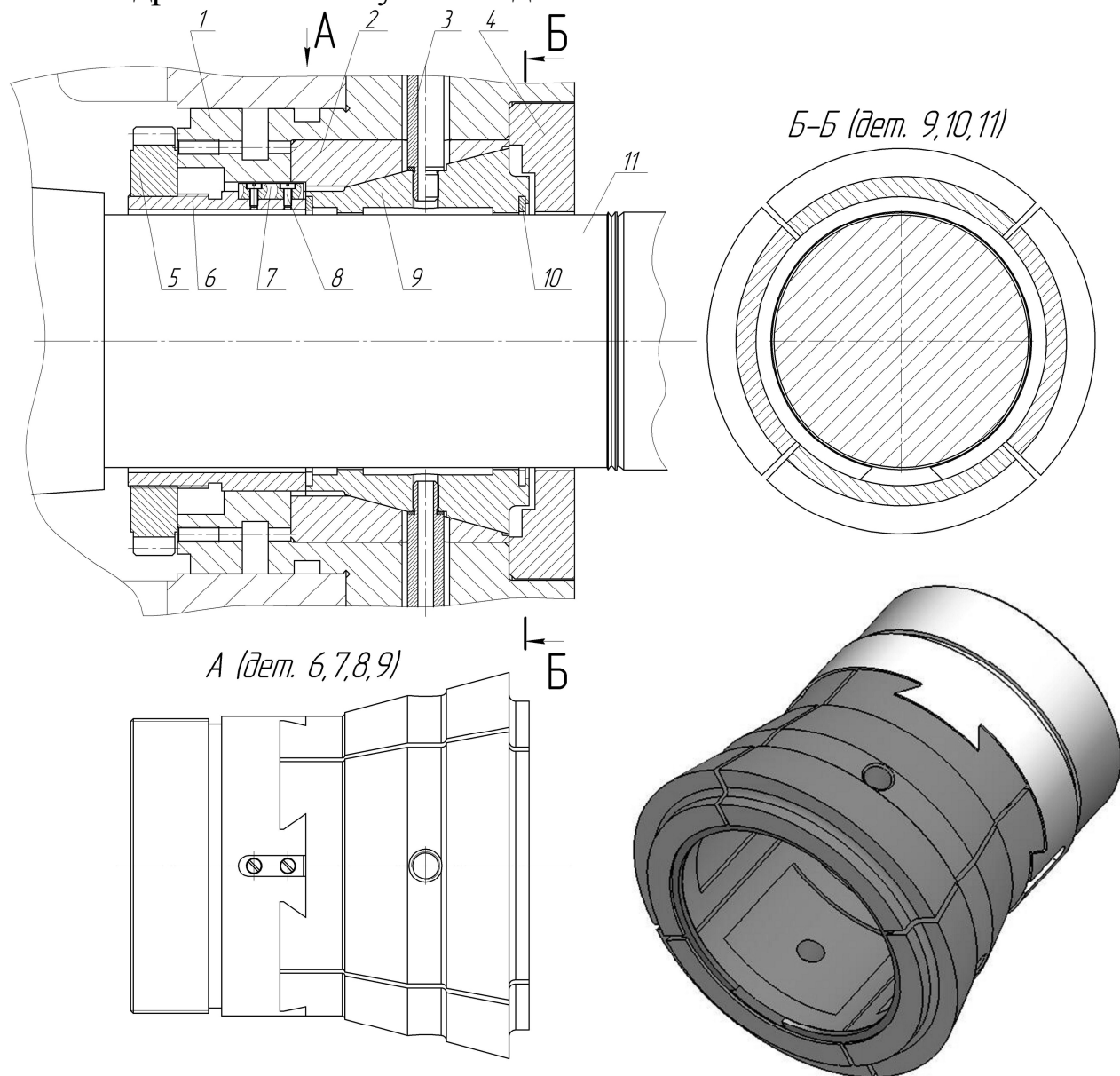


Рис. 1. До опису конструкції регульованої ГСО: 1 – корпус, 2 – втулка, 3 – штуцер, 4 – кришка, 5 – зубчате колесо, 6 – напрямна втулка, 7 – шпонка, 8 – гвинт, 9 – пелюсток, 10 – пружне кільце, 11- шпindelь

Основною відмінністю запропонованої конструкції від існуючих [5,6] є рухомість пелюстків в радіальному напрямку (напрямку регулювання зазору). Базовою деталлю опори є корпус 1, в отвір якого встановлено з натягом втулку 2, яка має два внутрішні конічні пояски по яким ковзатимуть пелюстки 9 гідростатичної втулки при регулюванні зазору в опорі. Конструктивно гідростатична втулка складається з рухомих пелюстків 9, на внутрішній поверхні котрих

виконано кармани, прямої втулки 6, двох різних кілець 10 та прямої шпонки 7. На зовнішній поверхні пелюстки 6 є два конічних пояски, які в процесі регулювання радіального зазору взаємодіють з конічними поверхнями нерухомих втулки 2. В різеві отвори пелюстків загвинчено штуцери 3, що мають можливість вільно переміщуватись разом з пелюстками в межах регулювання зазору. та Радіальне переміщення рухомих пелюстків 9 та з'єднання з прямою втулкою 6 відбувається за напрямним типу „ластівчин хвіст”. Цей тип з'єднання вибрано на основі результатів розмірних розрахунків, за якими встановлено, що варіант виконання прямої «ластівчин хвіст» має найменшу похибку регулювання зазору [6]. На хвостовій частині прямої втулки 6 виконано різь M120x0,75, що призначена для нагвинчування на неї зубчатого колеса 5, яке, упираючись в торець корпусу 1, виконує роль натяжного елемента. Для уникнення провертання всієї гідростатичної втулки в прямій втулці 6 виконано шпонковий паз, в якому двома гвинтами 8 закріплено прямну шпонку 7. Для утримання пелюстків гідростатичної втулки при вимкненій подачі мастила в ГСО в запропонованій конструкції використані два різних кільця 10, які відіграють роль пружин.

Регульована ГСО працює наступним чином. Робоча рідина під тиском від насоса подається через штуцер 3 до робочих карманів опори, де створюється несучий шар, який підтримує шпindel 11 в певному положенні. Регулювання зазору виконують обертанням зубчатого колеса 5 на певний кут, внаслідок чого гідростатична втулка набуває осьового переміщення. При осьовому переміщенні пелюстки 9, рухаючись по внутрішній конічній поверхні втулки 2, стискаються зменшуючи величину зазору між шпindelом та внутрішньою поверхнею пелюстків. Вихід рідини з карманів в картер шпindelної бабки відбувається через аксіальні та тангенційні перемички, що обмежують кармани на пелюстках. Ці перемички виконують роль дроселюючого елемента і при зміні діаметрального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника та витрати рідини.

Основними перевагами запропонованої конструкції регульованої ГСО є рухомість пелюстків 9, що забезпечує рівномірність регулювання величини зазору між поверхнями шпинделя і гідростатичної втулки та більш технологічна конструкція з точки зору формування поверхонь карманів та зовнішніх конічних поверхонь пелюстків.

Ще однією перевагою даної конструкції ГСО є розширення номенклатури конструкційних матеріалів з яких виготовляються деталі опори, що розкриває широкі можливості підвищення технологічними методами точності деталей опори та зниження витрат на матеріали.

При роботі підшипника пелюстка буде притискатися до конічної поверхні втулки 2 силою гідростатичного тиску мастила та осьовою силою, що виникає в різьовому з'єднанні зубчатого колеса 5 та прямої втулки 6 під час регулювання зазору. Відсутність перекошення пелюстки є обов'язковою умовою забезпечення точності регулювання зазору. З цією метою розрахунок геометричних і конструктивних параметрів пелюстка гідростатичної втулки проводився відповідно до умови рівноваги сил і моментів, що діють на пелюсток в процесі регулювання зазору відносно площини, що проходить через середину кармана (рис.2):

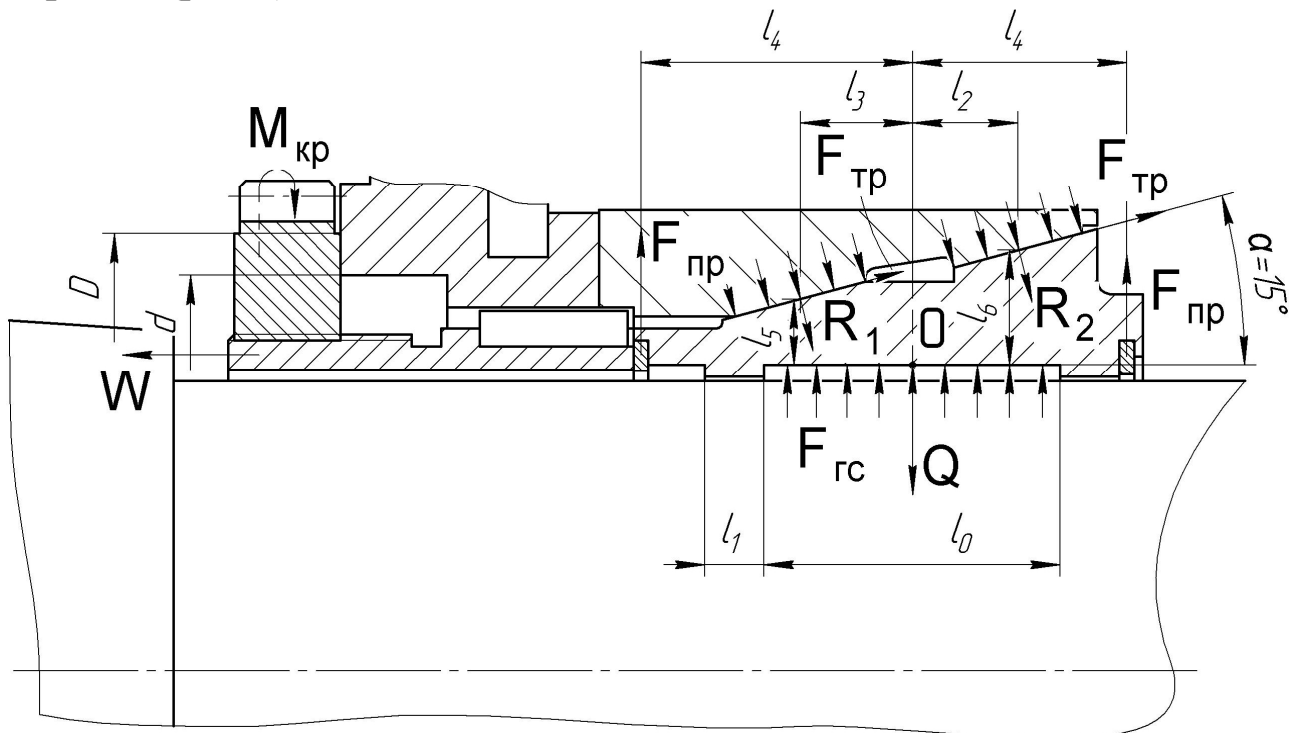


Рис. 2. Система сил, що діє на пелюсток ГСО в процесі регулювання зазору

$$\begin{cases} \Sigma F = F_{ГС} + 2F_{пр} + 2F_{тр} \cdot \sin \alpha - (R_1 + R_2) \cdot \cos \alpha - Q = 0 \\ \Sigma M_0 = F_{тр} \cdot \cos \alpha (l_5 + l_6) - R_1 \cdot l_3 \cdot \cos \alpha + R_2 \cdot l_2 \cos \alpha = 0 \end{cases} \quad (1)$$

де $F_{ГС}$ – сила гідростатичного тиску мастила в карман опори, $F_{пр}$ – зусилля розтискання пружних кілець, $F_{тр}$ – сила тертя на конічних поясах, Q – сила тяжіння пелюстка, R_1, R_2 – результуючі реакції розподіленого навантаження по конічних поясах опори.

Сила тертя на конічних поясах визначається за залежністю:

$$F_{TP} = R_1 \cdot f = R_2 \cdot f = \frac{W \cdot f}{\sin \alpha} \quad (2)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання, W – зусилля, яке розвивається при закручуванні зубчатого колеса 5 (див. рис.1).

$$W = \frac{M_{кр}}{r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \frac{1}{3} f_1 \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}} \quad (3)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент, що передається зубчатому колесу, r_{cp} – середній радіус різи, α_1 – кут підйому різи, φ – приведений кут тертя в різі, f_1 – коефіцієнт тертя на опорній поверхні зубчатого колеса, D , d – найбільший та найменший діаметр опорної поверхні зубчатого колеса (див.рис.2)

Величина радіального переміщення рухомого пелюстка визначається:

$$\Delta \delta = \Delta l \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (4)$$

де Δl – переміщення гідростатичної втулки в осьовому напрямку, яке залежить від геометричних параметрів різи та визначається за залежністю:

$$\Delta l = \Delta S \cdot \operatorname{tg} \beta = \Delta S \cdot \operatorname{tg} \frac{P \cdot z}{\pi \cdot d_2} \quad (5)$$

де ΔS – переміщення зубчатого колеса в осьовому напрямку при повороті на кут $\gamma=1^\circ$, P – крок різи, z – число заходів різи, d_2 – середній діаметр різи.

Нерівномірність розподілу зазору між передньою і задньою аксіальними перемичками опори чинить істотний вплив на витрати рідини. Витратні характеристики безпосередньо впливають на жорсткість та пов'язані з нею точнісні параметри опори. Тиск в несучих карманах ГСП повинен бути максимальний, оскільки прямо пропорційно від нього залежать жорсткість та несуча здатність підшипника. Визначення ступеня впливу нерівномірності розподілу зазору між передньою і задньою аксіальними перемичками на величину тиску в карманах опори аналітичним шляхом визначали на основі рівняння балансу витрат мастила:

$$Q_\delta = Q_a + Q_\tau \quad (6)$$

де Q_δ – витрати мастила через дросель (на вході в карман), Q_a , Q_τ – витрати мастила відповідно в аксіальному і тангенційному напрямку.

Без врахування ексцентриситету та перекосу шпинделя в опорі складові рівняння (6) визначали за відомими залежностями [7]:

$$Q_{\partial} = \frac{\pi d_{\partial p}^4 (p_n - p_{\partial})}{128\mu \cdot l_{\partial}} \quad (7)$$

$$Q_a = \frac{p_k \cdot D \cdot \delta^3 \cdot \varphi_k}{12\mu \cdot l_1} \quad (8)$$

$$Q_{\tau} = \frac{p_k \cdot l_0 \cdot \delta^3}{3\mu \cdot D \cdot \varphi_{k\tau}} \quad (9)$$

де $d_{\partial p}$ – діаметр капіляра дроселя, l_{∂} – довжина капіляра дроселя, p_n – тиск, створюваний насосом, p_{∂} – тиск мастила на виході дроселя (на вході в карман), $p_{\partial} = 0,5p_n$, p_k – тиск в кармані опори, D – діаметр шпинделя, δ – радіальний зазор, φ_k – кут, що охоплює карман та половину довжини тангенціальних перемичок суміжних з карманом, $\varphi_{k\tau}$ – кут ширини тангенціальних перемичок, l_1 – ширина перемички карману в аксіальному напрямку, l_0 – довжина карману, μ – динамічна в'язкість мастила.

Підставляючи формули (7-9) в рівняння (6) і провівши низку алгебраїчних перетворень отримаємо формулу для визначення тиску в кармані при умові рівномірного зазору в опорі:

$$p_k = \frac{3\pi \cdot d_{\partial p}^4 \cdot p_n \cdot l_1 \cdot D \cdot \varphi_{k\tau}}{64 \cdot l_{\partial} \cdot \delta^3 (D^2 \cdot \varphi_k \cdot \varphi_{k\tau} + 4l_0 l_1)} \quad (10)$$

У випадку нерівномірного зазору між шпинделем та передньою і задньою перемичками опори витрати рідини в аксіальному напрямку будуть нерівномірними і залежатимуть від величини зазору. Відповідно витрати в аксіальному напрямку при нерівномірному зазорі визначатимемо за формулою:

$$Q_a = \frac{p_k \cdot D \cdot \varphi_k (\delta_1^3 + \delta_2^3)}{12\mu \cdot l_1} \quad (11)$$

де δ_1 , δ_2 – відповідно радіальний зазор біля передньої і задньої перемичок, мм

Аналогічно, підставляючи в рівняння (6) формули витрат мастила в аксіальному і тангенційному напрямках отримаємо залежність тиску в карманах опори при нерівномірному зазорі:

$$p_k = \frac{3\pi \cdot d_{dp}^4 \cdot p_n \cdot l_1 \cdot D \cdot \varphi_{k\tau}}{32l_0 \left(D^2 \cdot \varphi_k \cdot \varphi_{k\tau} (\delta_1^3 + \delta_2^3) + 8l_1 \cdot l_0 \cdot \delta^3 \right)} \quad (12)$$

За результатами аналітичного розрахунку отримано залежності тиску в карманах опори від величини радіального зазору (рис.3) при рівномірному і нерівномірному його розподілі між передньою і задньою перемичками.

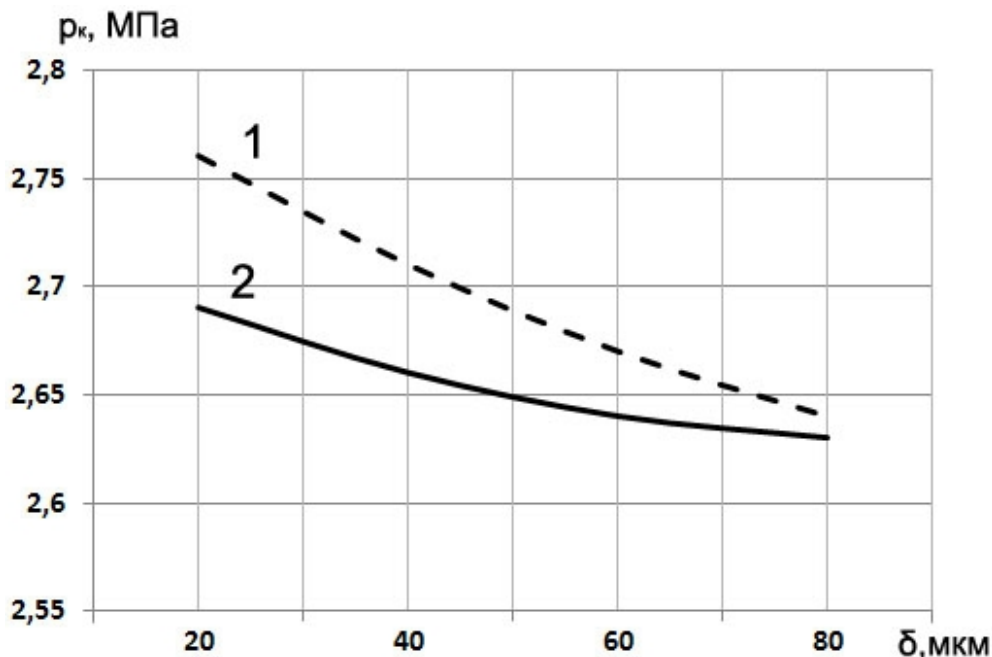


Рис. 3. Залежність середнього тиску в карманах ГСО від величини радіального зазору (аналітичний розрахунок): 1 – зазор в опорі рівномірний, 2 – розподіл зазору на перемичках опори нерівномірний

Як видно з графіку на рисунку 3 нерівномірність розподілу зазору між передньою і задньою перемичками опори впливає на величину тиску в опорі і, як наслідок на її жорсткість і несучу здатність, котрі є важливими характеристиками ГСО з точки зору впливу на її точнісні параметри. Причому вплив нерівномірності зазору на тиск в карманах більш суттєвий при менших значеннях регульованого зазору.

Імітаційним моделюванням в САЕ - системі CosmosFloWorks також отримані значення тиску в карманах опори при різних значеннях рівномірного і нерівномірно розподіленого радіального зазору. Результати моделювання (рис.4) підтверджують залежність тиску в карманах опори від рівномірності розподілу радіального зазору.

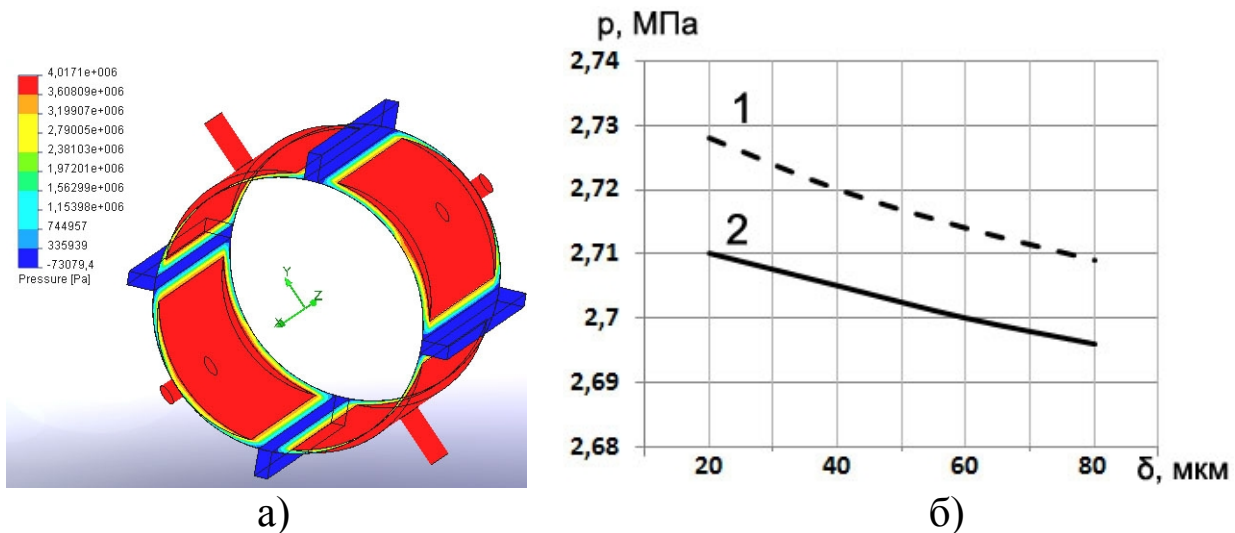


Рис. 4. Результати імітаційного моделювання в САЕ - системі CosmosFloWorks а) модель розподілу тиску в ГСО, б) – залежність тиску в карманах ГСО від величини радіального зазору: 1 – зазор в опорі рівномірний, 2 – розподіл зазору на перемичках опори нерівномірний

Висновки. Запропонована удосконалена конструкція регульованої гідростатичної опори, яка є більш технологічною з точки зору формоутворення поверхонь карманів та дозволяє забезпечити рівномірність радіального зазору між шпинделем і отвором гідростатичної втулки. Встановлено залежність тиску в карманах опори від величини та рівномірності радіального зазору за умови відсутності ексцентриситету та перекосу шпинделя в опорі. Імітаційним моделюванням в програмному середовищі CosmosFloWorks підтверджено залежність тиску в карманах опори від рівномірності розподілу радіального зазору.

Задачами подальших досліджень регульованої гідростатичної опори є виявлення залежності тиску в карманах опори від радіального зазору при умові врахування похибок форми поверхонь, що утворюють зазор, ексцентриситету, перекосу в опорі внаслідок випадкової дії технологічних навантажень з боку процесу різання.

Список літератури

1. Шатохин С.Н. Теория и методы проектирования адаптивных гидростатических и аэростатических шпиндельных опор и направляющих металлорежущих станков: автореф. дис. на соиск. уч. степени докт. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин» / С.Н. Шатохин. – Красноярск, 2010. – 50 с.
2. Демин В.Г. Проектирование адаптивных гидростатических опор с плавающими регуляторами нагнетания смазки для шпиндельных узлов и направляющих металлорежущих станков / В.Г. Демин, Я.Ю. Пикалов, С.Н. Шатохин // Журнал «Технология машиностроения». – 2008. – №9. – С. 27–30.

3. Моделирование работы шпиндельного узла важкого токарного верстата з адаптивною системою живлення опор / В.Д. Ковальов, О.В. Пономаренко, М.С. Мельник и др. // Вісник ЖДТУ. – 2009. – №4(51). – С. 37-43.
4. Романтеев А.В. Высокоскоростные гидростатические подшипники с щелевым дросселированием / А.В. Романтеев // Металлорежущие станки и автоматические линии. – 1974. – №7. – С. 5-9.
5. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів: монографія / Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко и др. – Ніжин: ТОВ “Видавництво”Аспект-Поліграф”. – 2009. – 172 с.: іл.
6. Федориненко Д.Ю. Підвищення експлуатаційних властивостей регульованих шпиндельних гідростатичних опор / Д.Ю. Федориненко // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Збірник. – 2010. – №42. – С.48-53.
7. Детали и механизмы металлорежущих станков / [Каминская В.В., Левина З.М. и др]; под ред. Д.Н. Решетова. – М: Машиностроение, 1972. – 519с. – (Шпиндели и их опоры, механизмы и детали приводов; Т. 2).

Стаття надійшла до редколегії 24.10.2011.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Кальченко

С.П. Сапон, С.В. Бойко. Повышение точности регулированных радиальных гидростатических опор шпинделя. *Предложена усовершенствованная конструкция регулируемого гидростатического подшипника, которая обеспечивает равномерность величины диаметра регулируемого зазора по длине опоры. Установлена зависимость давления в карманах опоры от величины и равномерности радиального зазора без учета эксцентриситета и перекоса шпинделя в опоре.*

Ключевые слова: шпиндель, гидростатическая опора, гидростатическая втулка, радиальный зазор, давление в карманах.

S. Sapon, S. Boyko. Increasing the Accuracy of the Regulated Radial Hydrostatic Bearing of a Spindle. *An advanced design of the adjustable hydrostatic bearing, which provides uniformity of magnitude of a diametrical adjustable clearance along the length of a support, is offered.*

Keywords: spindle, hydrostatic bearing, hydrostatic sleeve, radial clearance, pressure.

© Сапон С.П., Бойко С.В., 2011