

Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

УДК 621.9.06:621.822.172

В.Б. Струтинський, д-р техн. наук,
Д. Ю. Федориненко, канд. техн. наук
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»

ПРОЕКТУВАННЯ ПРОГРЕСИВНИХ КОНСТРУКЦІЙ РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР

Рассмотрены вопросы проектирования регулируемых конструкций шпиндельных гидростатических подшипников с управляемой деформацией гидростатической втулки.

The questions of design of the regulable constructions of the spindle hydrostatical bearings are considered with the guided deformation of hydrostatical bush.

Вступ

Одним з перспективних напрямів розвитку верстатобудування є створення новітніх прецизійних та надпрецизійних конструкцій шпиндельних вузлів при одночасному підвищенні швидкості їх обертання. Ефективним засобом вирішення поставленої проблеми є застосування регульованих гідростатичних підшипників в якості опор прецизійних шпиндельних вузлів.

У роботах [1, 2] зазначається, що можливість керування вихідними параметрами гідростатичних опор (ГСО) створює передумови для їх використання в системах адаптивного керування точністю механічної обробки на верстатах. Застосування гідростатичного мащення дозволяє істотно підвищити продуктивність та розширити технологічні можливості металообробного обладнання [3].

Однак слід зазначити, що верстати з керованими шпиндельними ГСО, незважаючи на світовий досвід, не виготовляються у вітчизняному виробництві, що пояснюється, насамперед, відсутністю практичних рекомендацій по проектуванню регульованих шпиндельних опор.

Задачею даної роботи є створення проектних рекомендацій стосовно розробки шпиндельних радіальних ГСО з системою регулювання величиною статичного зазору у процесі механічної обробки.

Основні результати досліджень

З метою підвищення точності обертання шпинделя запропоновано нову конструкцію регульованого радіального гідростатичного підшипника (рисунок 1).

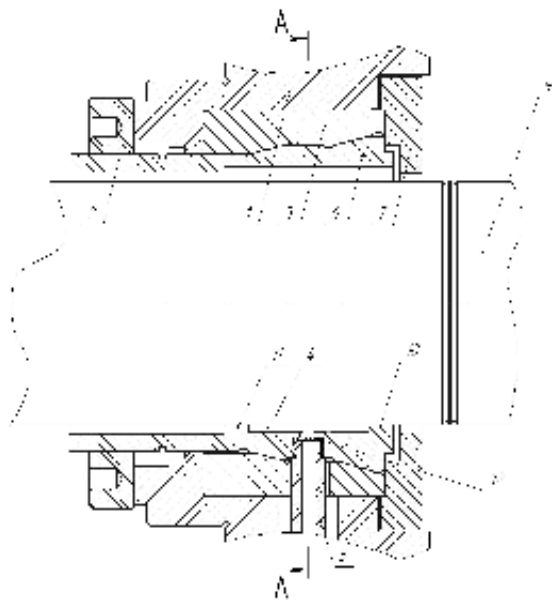
Базовою деталлю регульованого ГСП є корпус 1. В отвір корпусу встановлено з натягом втулку 3, що має на внутрішній конічній поверхні два конічних пояса з кутом нахилу $\beta=15^\circ$ до осі шпинделя, по яким ковзатиме гідростатична втулка 6. Гідростатичну втулку 6 виконано з сис-

темою поздовжніх пазів 13, між якими утворено п'ять карманів 4. Також вона має напрямний поясок та шпонку (на рисунку не показані), що остаточно орієнтують її в корпусі. З робочої сторони у початковий момент гідростатична втулка підтискається фланцем 7. На хвостовій частині гідростатичної втулки виконано різь M120x0,75, яку призначено для нагвинчування на неї гайки 2, що впирається в торець корпусу 1 і виконує роль натяжного елемента.

В отвори гідростатичної втулки загвинчено штуцери 5, що мають можливість вільно переміщуватись разом з втулкою 6 у межах регулювання зазору. Робоча рідина під тиском від насоса подається через штуцер 5 і дросельну шайбу 12 до карманів 4 гідростатичної втулки 6, де створюється несучий шар, який підтримує шпиндель 9 у певному положенні. Вихід рідини у картер шпиндельної бабки з карману відбувається через перетинки 10 і 11, що відіграють роль дроселюючого елемента і при зміні діаметрального зазору дозволяють регулювати жорсткість підшипника і витрату рідини. Для розвантаження опорної частини підшипника від осьових зусиль у різевому з'єднанні на хвостовій частині втулки виконано в тангенціальному напрямку десять наскрізних отворів.

Регулювання величини зазору виконують обертанням гайки 2 на кут α , яка впираючись у торець корпусу 1, надає зворотно-поступального руху гідростатичній втулці 3, яка зовнішньою конічною поверхнею пелюстків, рухаючись по внутрішній конічній поверхні втулки 3, зменшує (збільшує) робочий отвір між шпинделем і втулкою 3, тобто здійснюється регулювання діаметрального зазору.

Основним елементом запропонованої конструкції підшипника є деформована гідростатична втулка (рисунок 2).



A-A (Дет. 6, 9)

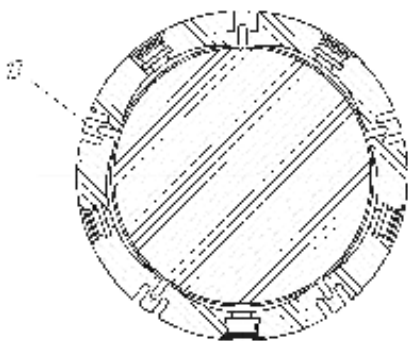


Рисунок 1 — Конструкція регульованого радіального гідростатичного підшипника.

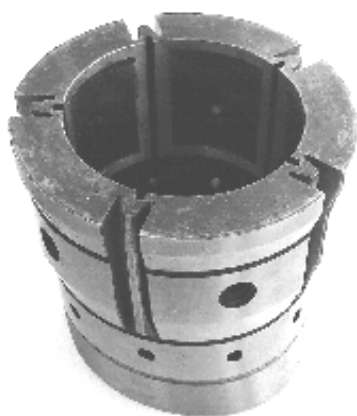


Рисунок 2 — Дослідний зразок деформованої гідростатичної втулки удосконаленої конструкції.

Для надання втулці пружних властивостей на її зовнішній поверхні виконано групу пазів криволінійного профілю, між якими утворено кармани для підводу рідини. Система поздовжніх пазів дозволяє втулці деформуватися у межах розрахункових значень регульованого діаметрального зазору при обертанні гайки (рисунок 1) та відповідному осьовому русі. При реверсивному русі опори (обертанні гайки у зворотному напрямку) відтискання пелюстків відбувається за рахунок пружних властивостей деформованої гідростатичної втулки.

Як зазначається у роботі [2], прогин робочої частини гідростатичної втулки у процесі регулювання зазору призводить до формування конусності та бочкоподібності опорної поверхні втулки, що призводить до виникнення нерівномірності регульованого зазору в аксіальному напрямку підшипника. Зазначене явище внаслідок відповідної асиметрії епюри тиску по довжині опорної шийки шпинделя викликає формування моментної складової реакції в мастильному прошарку ГСО. Конусоподібна нерівномірність зазору по довжині опорної частини втулки чинить суттєвий вплив на витратні характеристики та жорсткість підшипника [2]. Встановлено, що переки несучої поверхні гідростатичної втулки впливає на вихідні характеристики ГСО тим більше, чим менше значення регульованого зазору.

З метою мінімізації перекошу в ГСП на основі моделювання напружено-деформованого стану в системі CosmosWorks запропоновано раціональну форму гідростатичної втулки. Удосконалення полягає у компенсації перекошу шляхом збільшення довжини поздовжніх пазів, що підвищує деформативність частини опорної поверхні, розташованої ближче до різцевої ділянки підшипника. Окрім того, для розвантаження консольної частини втулки від надлишкових радіальних навантажень, що призводять до її інтенсивнішого згину в порівнянні з іншими ділянками, запропоновано конструктивне виконання конічних поясків з різною площею опорних поверхонь.

Як видно з графіків, на рисунку 3, у процесі регулювання зазору на експлуатаційних навантаженнях ($p_H = var$, $N = var$) деформації гідростатичної втулки призводять до формування бочкоподібності її опорної поверхні. Перекіс опорної поверхні втулки не спостерігається.

Завдяки раціональним величинам довжин та розташуванню конічних поясків відносно різцевої ділянки втулки екстремального значення деформаційна форма аксіальної перетинки набуває по середині карману підшипника ($I \approx 0,5$). За такої деформації утворюються практично симетричні конфузурні щілини по відношенню до центра карману, що, в свою чергу, обумовлює формування реакції мастильного прошарку симетрично відносно центра підшипника. Відмічене явище позитивно відбивається на точності обертання шпинделя.

Розглянемо деякі найбільш вагомні аспекти проектування регульованих ГСО.

Точнісні критерії при проектуванні ГСО є надзвичайно важливими і мають істотний вплив на експлуатаційні характеристики опор, а отже, і вихідні параметри точності обертання шпинделя, надійності роботи всієї системи у цілому.

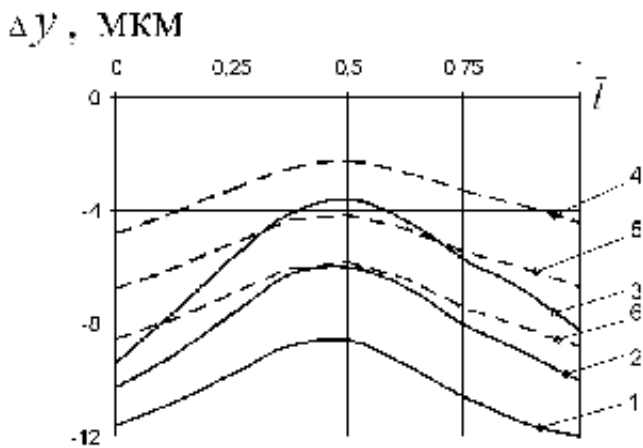


Рисунок 3 — Переміщення Δu аксіальної перетинки в напрямку регулювання зазору:
 1 — $p_H=1,5$ МПа, $N=14$ МПа; 2 — $p_H=2,5$ МПа, $N=14$ МПа; 3 — $p_H=3,5$ МПа, $N=14$ МПа;
 4 — $p_H=1,5$ МПа, $N=7$ МПа; 5 — $p_H=1,5$ МПа, $N=9$ МПа; 6 — $p_H=1,5$ МПа, $N=11$ МПа; p_H — тиск в карманах ГСО; N — тиск у конічному спряженні опор; \bar{l} — безрозмірна довжина аксіальної перетинки.

При виготовленні регульованих гідростатичних втулок повинні бути забезпечені: точність форми конічних поверхонь (відхилення від круглості у межах 5 мкм, радіальне биття — до 10 мкм); точність лінійних розмірів опорних поверхонь у межах 7-го квалітету, шорсткість $Ra \leq 0,32$ мкм; відхилення від круглості та циліндричності опорних поверхонь в межах 2–4 мкм; мінімальна товщина стінки криволінійного профілю 3 мм; шорсткість поверхонь поздовжніх пазів $Ra \leq 0,63$ мкм та точність їх кутового відносного розташування у межах 5'.

Опорні шийки шпинделя повинні мати: відхилення від круглості, циліндричності, конусність поверхонь — не більше 1–2 мкм; шорсткість $Ra \leq 0,32$ мкм; взаємне биття шийок в межах 1–2 мкм; радіальне биття упорного буртика відносно шийок — не більше 10 мкм. Радіальне биття поверхонь, що базують, відносно опорних шийок — не більше 5 мкм.

Важливим питанням в забезпеченні експлуатаційної надійності є способи підводу масла (рисунок 4) до карману і забезпечення герметичності конструкції. Враховуючи особливості конструкції та робочих процесів в регульованих ГСО, діаметр отворів у корпусі 1 та конічній втулці 2 виконують з урахуванням осьового переміщення гідростатичної втулки 3, в яку загвинчено штуцер 4.

Слід зазначити, що вибір форми карману для підводу рідини залежить в основному від діапазону частот обертання шпинделя і лімітується втратами потужності на тертя. Для високошвидкісних регульованих ГСО доцільно застосовувати кармани сферичної і точкової форми.

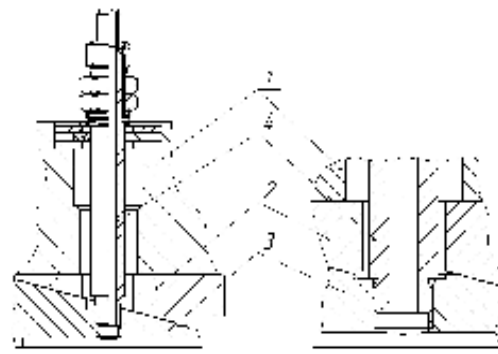


Рисунок 4 — Схеми підводу мастила до карману регульованих ГСО.

Суттєвий вплив на точність обертання шпинделя чинить тип системи живлення ГСО і здатність її регулювання з метою забезпечення сталості вихідних характеристик шпиндельних опор, що обумовлюється зміною навантаження з боку процесу різання. Як відомо, висока жорсткість, несуча здатність опори у напрямку дії вектора навантаження забезпечується за умови постійності витрат рідини через кармани підшипника.

Доцільним є застосування систем живлення з регуляторами та адаптивних систем живлення з автоматизованим керуванням режимами роботи опор шпинделя [1, 3]. Істотними перевагами зазначених систем є висока жорсткість, несуча здатність мастильного прошарку, підвищена надійність роботи; менший нагрів підшипника внаслідок збільшення потоку масла через опору зі збільшенням нагрівання; скорочення часу на обслуговування системи живлення у процесі експлуатації.

З точки зору підвищення точності обертання шпинделя в процесі механічної обробки, перспективним є підхід, заснований на підтриманні сталості величини мастильного прошарку в опорі шляхом регулювання величини статичного зазору, що здійснюється на основі керованої деформації гідростатичної втулки.

Розглянемо визначення основних геометричних параметрів регульованих ГСО. Призначення величини регульованого радіального статичного зазору δ_0 докладно викладено в роботі [4] і у даній статті не розглядається. Кількість карманів n_k опор залежить від характеру навантажень на шпиндель і зазвичай становить від 4 до 6. Основні геометричні параметри деформованої гідростатичної втулки (рисунок 5) можуть бути знайдені за залежностями:

$$l_k = (0,8 \dots 0,9) B_{on}; l_a = (0,1 \dots 0,2) l_k;$$

$$l_r = (0,05 \dots 0,15) l_k; h_k = 50 \cdot \delta_{0max}; l_{kn1} = k_{kn1} \cdot l_k;$$

$$l_{kn2} = k_{kn2} \cdot l_k; L_{k1} = k_{kc1} \cdot L_{kc};$$

$$L_{k2} = (L_{kc} + l_a) + k_{kc2} \cdot l_k;$$

$$D_{kn1} = D_p + l_{kn1} \cdot \text{tg} \beta; D_{kn2} = D_{kn1} + l_{kn2} \cdot \text{tg} \beta,$$

де l_k — довжина карману в аксіальному напрямку підшипника; B_{on} — довжина опорної поверхні підшипника; l_a — довжина аксіальної перетинки; l_t — довжина тангенціальної перетинки; h_k — глибина карману; L_{kc}, D_{kc} — довжина та діаметр консольної частини втулки; $l_{kn1}, l_{kn2}, L_{k1}, L_{k2}, D_{kn1}, D_{kn2}$ — довжини (l), лінійні (L) та діаметральні (D) розміри розташування конічних поясків; L_p, D_p — довжина та діаметр різьової ділянки втулки; $k_{kn1}=0,3-0,35$ (більші значення коефіцієнту приймаються при $L_{kc} < 40$ мм); $k_{kn2}=0,22-0,25$ (більші значення коефіцієнту приймаються при $L_{kc} < 70$ мм); $k_{kc1}=0,9-1$ (менші значення коефіцієнту приймаються при $L_{kc} < 40$ мм); $k_{kc2}=0,65-0,7$ (менші значення коефіцієнту приймаються при $L_{kc} > 70$ мм).

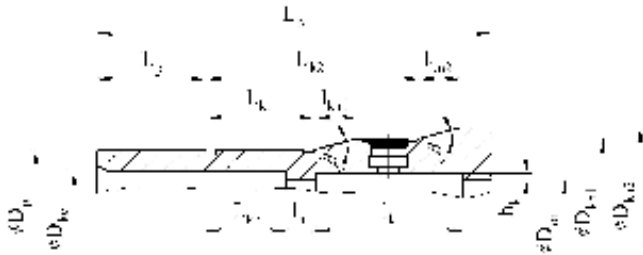


Рисунок 5 — Основні геометричні параметри гідростатичної втулки.

Розміри L_p, D_p, D_{kc} визначаються габаритними та приєднуваними розмірами опорного вузла шпинделя. Величину L_p доцільно приймати в межах 30–40 мм. Діаметр D_{on} опорної частини гідростатичної втулки визначається з урахуванням діаметра опорної шийки шпинделя та необхідності забезпечення посадки в спряженні опорних поверхонь ГСП з гарантованим зазором δ_{0max} .

Кутовий розмір карману φ_k (в тангенціальному напрямку опори) залежить від кількості карманів n_k , величини l_t та наявності (або відсутності) дренажних канавок. З метою забезпечення реверсу опори у початкове положення (відповідає зазору δ_{0max}) кут конічних поясків β повинен бути більше кута тертя в спряженні „конічна втулка — гідростатична втулка”.

Отримані попередньо геометричні параметри регульованих ГСО шпинделя не є найкращими тому, що визначались за приблизними формулами і мають свободу вибору значень з певного діапазону. Основною метою оптимізації шпиндельних вузлів є забезпечення найкращих значень вихідних параметрів точності, яка значною мірою залежить від геометричних параметрів шпинделя та його опор.

Для шпиндельних вузлів на регульованих ГСО запропоновано використання трьох основних критеріїв оптимізації: жорсткість опори j , демпфування в опорі h , втрати потужності в мастильному шарі опори P . Параметри j та h є визначальними з точки зору забезпечення високої точності обертання шпинделя [2, 5]. Втрати потужності є лімітуючим фактором для застосування гідростатичного мащення шпинделя в металорізальних верстатах.

Таким чином, система цільових функцій виражається

ся у вигляді:

$$j \rightarrow \max; h \rightarrow \max; P \rightarrow \min.$$

Математичне формулювання системи цільових функцій з урахуванням рекомендацій [1, 5] представлено у вигляді:

$$j = 13,5 \frac{p_H \cdot \pi \cdot D_{on} \cdot l_a}{\delta_0 \cdot n_k}; \quad (1)$$

$$h = 1,5 \cdot 10^{-9} \frac{\mu \cdot D_{on}^3 \cdot A}{\delta_0^3}; \quad (2)$$

$$P = 2,75 \cdot 10^{-18} \frac{\mu \cdot D_{on}^3 \cdot n_u^2 \cdot C}{\delta_0} + 0,1 \cdot 10^2 \frac{\pi D_{on} \cdot p_H^2 \cdot (2\delta_0)^3}{\mu \cdot l_a}, \quad (3)$$

де μ — коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини; n_u — частота обертання шпинделя;

$$A = l_a \cdot (8\varphi_k + 1,33); C = l_a \cdot [8(\pi - 2\varphi_k) + 2\pi].$$

Математичний опис параметрів оптимізації x_i представлено у вигляді подвійних нерівностей вигляду:

$$x_{\min} \leq x_i \leq x_{\max}.$$

У загальному випадку задача оптимізації, враховуючи нелінійність функцій цілі, може бути розв'язана методами нелінійного програмування. Проте, якщо проаналізувати нелінійності присутні в показникових функціях, то можна бачити, що в логарифмічних координатах функції цілі набувають лінійної залежності від параметрів оптимізації. Для зручності логарифмування втрати потужності P розділимо на втрати, зумовлені тертям P_μ — перший доданок у виразі (3), та втрати від прокачування робочої рідини через опору P_q — другий доданок у виразі (3).

Тоді в логарифмічних координатах функції цілі та параметричні обмеження набувають вигляду:

$$\lg(f(x_1, x_2, \dots, x_k)) = \lg(a) + y_1 \cdot \lg(x_1) + y_2 \cdot \lg(x_2) + \dots + y_k \cdot \lg(x_k);$$

$$\lg(x_{\min}) \leq \lg(x) \leq \lg(x_{\max}).$$

Лінійна постановка задачі дозволяє використовувати методи лінійного програмування. Для багатокритеріальної оптимізації шпиндельних вузлів найбільш доцільно використовувати оптимізаційні алгоритми на основі методу ЛПт пошуку, який є детермінованим аналогом методу випадкового пошуку [5]. Основою зазначеного методу є зондування n -вимірному простору певною кількістю пробних точок, що належать до ЛПт розподілу [6].

В якості прикладу розглянемо оптимізацію параметрів шпиндельного вузла токарного верстату УТ16А на чотирьохкарманних радіальних ГСО. Простір функціональних та параметричних обмежень представлений у вигляді:

$$j \geq 5 \cdot 10^8, H/m; h \geq 10^7, H \cdot c/m; P_\mu \leq 750, Bm; P_q \leq 1000 Bm; 1 \leq p_H \leq 4, Mna; 0,003 \leq l_a \leq 0,03, m; 0,03 \leq D \leq 0,2, m; 5 \cdot 10^{-6} \leq \delta_0 \leq 50 \cdot 10^{-6}, m; 0,5 \cdot 10^{-3} \leq \mu \leq 2 \cdot 10^{-2}, Pa \cdot c; 20 \leq \varphi_k \leq \text{град}; 500 \leq n \leq 10000 \text{ хв}^{-1}.$$

За алгоритмом [6] розраховуються координати N то-

чок ($N = 2^7 = 128$) зондування простору на основі ЛПТ послідовностей та обчислюються значення цільових функцій. У результаті розрахунку отримано чотири номери точок при екстремальному значенні кожної функції цілі ($j \rightarrow \max, h \rightarrow \max, P_\mu \rightarrow \min, P_q \rightarrow \min$).

Далі постає задача ітеративного узгодження отриманих оптимальних значень. Для цього застосовували ранжування для кожної функції цілі, враховуючи вплив на вихідну точність обертання шпиндельного вузла. В результаті отримали ранжований ряд

$$j \rightarrow h \rightarrow P_m \rightarrow P_q. \quad (4)$$

Ітеративне узгодження полягає у пошуку значень локальних параметрів оптимізації, які б задовольняли умовам простору функціональних та параметричних обмежень при одночасному забезпеченні екстремуму функції цілі за ранжованим рядом (4). У відповідності до методики [6] пошук здійснювався спочатку в околицях точки $N=16$ з екстремальним значенням j в чотирьохвимірному паралелепіпеді зі сторонами $0,95 \cdot x_i \leq x_i \leq 1,05 \cdot x_p$, а потім за іншими критеріями ряду (4).

У результаті остаточної оптимізації отримали покращену точку N , для якої визначили оптимальні значення параметрів: $\mu = 0,015 \text{ Па} \cdot \text{с}$; $p_{II} = 2 \text{ МПа}$; $D_{on} = 0,16 \text{ м}$; $\delta_0 = 11 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; $l_a = 0,0185 \text{ м}$, $\varphi_k = 80^\circ$.

В ході математичного моделювання оптимізаційної задачі було встановлено, що значення $n_{ш}$ у діапазоні від 500 хв^{-1} до 1700 хв^{-1} задовольняють всі критеріальні обмеження. При роботі на більш високих частотах для зменшення втрат потужності необхідно застосовувати мало-в'язкі мастила, або збільшувати регульоване значення зазору δ_0 .

Висновки

Запропоновано нову конструкцію регульованого радіального гідростатичного підшипника, що забезпечує підвищення вихідних показників точності шпиндельного вузла під навантаженням з боку процесу різання.

За наведеною методикою можна визначати оптимальні параметри регульованих ГСО в залежності від умов експлуатації з метою забезпечення опорними вузлами точнісних характеристик шпиндельних вузлів.

Література

1. Бушуев, В.В. Гидростатическая смазка в станках / В.В. Бушуев — М.: Машиностроение, 1989. — 176 с.
2. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів / Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, В.С. Волик. — Ніжин: Аспект-Поліграф, 2009. — 172 с.
3. Шиманович, М. А. Разработка и применение гидростатических опор в металлорежущих станках / М.А. Шиманович. — М.: НИИМАШ, 1972. — 320 с.
4. Федориненко, Д.Ю. Геометрія радіального зазору в регульованих шпиндельних гідростатичних підшипниках / Д.Ю. Федориненко // Вісник Черніг. держ. технол. ун-ту: (серія технічні науки). — 2009. — №40. — С. 119 — 129.
5. Пуш, А.В. Шпиндельные узлы: Качество надежность. — М.: Машиностроение, 1992. — 288 с.
6. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. — М.: Наука, 1981. — 110 с.

Надійшла 14.10.2011 р.