

УДК 621.822.172:621.7.079

Д.Ю. Федориненко, доц., д-р техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет

Автоматичне керування положенням шпинделя на гідростатичних підшипниках

Запропонована система автоматичного керування положенням шпинделя на основі регульованих радіальних гідростатичних підшипників та програмованих клапанів витрат рідини. Розроблено лінеаризовану математичну модель системи та отримані характеристики її якості.

автоматичне керування, шпиндель, гідростатичний підшипник, клапан витрат, характеристики якості

Д.Ю. Федориненко

Черниговский государственный технологический университет

Автоматическое управление положением шпинделя на гидростатических подшипниках

Предложена система автоматического управления положением шпинделя на основе регулируемых радиальных гидростатических подшипников и программируемых клапанов расхода жидкости. Разработана линейризованная математическая модель системы и получены характеристики ее качества.

автоматическое управление, шпиндель, гидростатический подшипник, клапан расхода, характеристики качества

Перспективним шляхом підвищення точності та продуктивності процесів обробки різанням є застосування керованих в процесі експлуатації верстата гідростатичних підшипників (ГСП) шпиндельних вузлів, які поряд з високою жорсткістю та демпфуючою здатністю дозволяють ефективно керувати вихідними параметрами точності обертання шпинделя, забезпечують розширення технологічних можливостей верстатів шляхом поєднання чорнкової та чистової обробки. Однак, незважаючи на накопичений досвід у створенні шпиндельних ГСП, є ряд невирішених питань, зокрема створення систем автоматичного керування, які б забезпечували точність положення шпинделя в межах часток мікрометра в процесі обробки на верстаті засобами адаптованими до промислових умов. Отже, підвищення точності обробки на верстатах на основі розробки та впровадження нових систем автоматичного керування положенням шпинделя на опорах регульованого типу є актуальною проблемою сучасного машинобудування.

В роботі [1] запропонована технічна ідея підтримання величини мастильного прошарку в ГСП на постійному рівні під навантаженням з боку процесу різання на основі застосування нових конструкцій опор, де початковий зазор змінюється за рахунок витрати рідини або за рахунок геометрії опори. Там же відмічається, що керування величиною мастильного шару в процесі механічної обробки дає можливість підвищити жорсткість опор та розширити область їх застосування.

Авторами роботи [2] розглянуті підходи щодо керування точністю обертання шпинделя на ГСП, розроблені засоби автоматизації процесу регулювання діаметральним зазором на основі нових конструкцій підшипників, відмічено перспективність адаптивного керування точністю механічної обробки на базі керованих шпиндельних ГСП.

З метою автоматизації керування вихідними характеристиками точності верстата запропонований електрогідравлічний привод [3] регульованих радіальних ГСП шпинделя. Недоліком зазначеної системи є використання в каналі зворотного зв'язку вузла порівняння на основі показників віброприскорення шпиндельної бабки з реалізацією первинного перетворювача у вигляді акселерометра. Така структура не завжди дозволяє адекватно оцінити фактичний рівень коливань шпинделя, адже сигнал з корпусу бабки містить багатокомпонентну адитивну шумову складову, що пов'язана з робочими процесами у коливальній підсистемі всього шпиндельного вузла.

Метою роботи є розробка та дослідження системи автоматичного керування положенням шпинделя на основі регулювання витратних характеристик гідростатичних опор з програмованими клапанами витрат рідини.

Для автоматизації процесу забезпечення стабільної товщини мастильної плівки запропонована система автоматичного керування (САК) положенням шпинделя на основі регулювання витратних характеристик ГСП з каналом зворотного зв'язку за переміщенням шпинделя (рис. 1). Використання каналу зворотного зв'язку за переміщенням шпинделя дозволяє компенсувати пружні, температурні зміщення шпинделя під навантаженням з боку процесу різання.

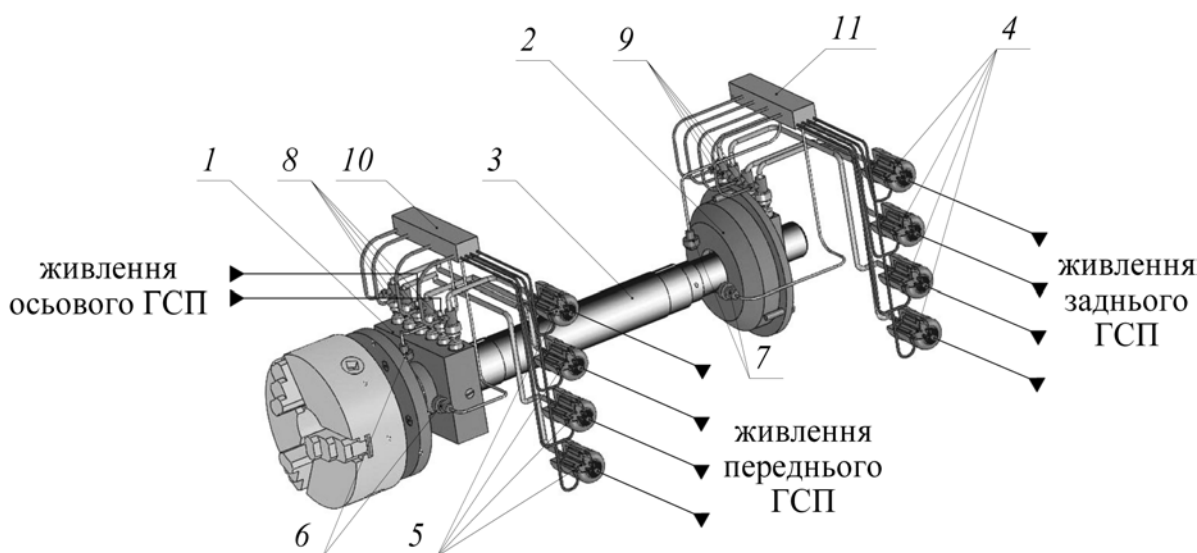


Рисунок 1 – Принципова схема САК положенням шпинделя з регулюванням витратних характеристик ГСП

САК складається власне з переднього 1 та заднього 2 регульованих радіальних чотирьохкарманих ГСП, на яких встановлено шпиндель 3. Застосування двох регульованих конструкцій радіальних опор шпинделя обумовлено необхідністю компенсації як силового, так і моментного зовнішнього навантаження.

Біля опор шпинделя розміщено у двох взаємноперпендикулярних площинах по дві пари прецизійних безконтактних лазерних вимірювачів 6 та 7. Вимірювачі 6, 7 приєднані до мікропроцесорних регуляторів 10, 11, що реалізовані на програмованих логічних інтегральних схемах (ПЛІС). До зазначених ПЛІС надходять також сигнали з вимірювачів динамічного тиску рідини 8, 9, що вбудовані у систему живлення біля кожного карману радіальних ГСП. Лазерні вимірювачі 6, 7 визначають зміщення шпинделя за віссю ОУ – Δy та вздовж осі ОХ – Δx . Відповідно до сигналу з вимірювачів ПЛІС визначає величину та напрямок відхилення шпинделя і, згідно до алгоритму керування, збільшує пропускну здатність окремих програмованих клапанів витрат рідини 4, 5 прямої дії на величини Δq_x , Δq_y таким чином, щоб компенсувати зовнішнє навантаження.

Основою алгоритму роботи САК є залежність коректувальних витрат рідини Δq від величини та напрямку зміщень шпинделя. Наприклад, за віссю ОХ коректувальні витрати рідини знаходяться так

$$\Delta q_x = \frac{\frac{1}{S_{\text{эф}}} \left(m_{\text{ш}} \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + h_{\text{шх}} \frac{d \Delta x}{dt} + c_{\text{шх}} \cdot \Delta x \right) + Q_4 (R_4 - R_2)}{R_2}, \quad (1)$$

де $S_{\text{эф}}$ – ефективна площа карманів опори;

$m_{\text{ш}}$ – маса шпинделя, приведена до точки дії сил різання;

$h_{\text{шх}}, h_{\text{шy}}, c_{\text{шх}}, c_{\text{шy}}$ – еквівалентні коефіцієнти демпфування ($h_{\text{ш}}$) та жорсткості ($c_{\text{ш}}$) шпинделя за відповідними напрямками;

$Q_1 \dots Q_4$ – витрати мастила через відповідні кармани ГСП на момент вимірювання (при ексцентричному положенні шпинделя);

$R_1 \dots R_4$ – опори витіканню мастила з відповідних карманів у момент вимірювання.

Значення переміщень $\Delta x, \Delta y$, швидкостей $d \Delta x / dt, d \Delta y / dt$, прискорень $d^2 \Delta x / dt^2, d^2 \Delta y / dt^2$ визначаються в режимі реального часу за показниками вимірювачів відстані, встановлених по осях ОХ та ОУ відповідно. Значення еквівалентних коефіцієнтів демпфування $h_{\text{ш}}$ та жорсткості $c_{\text{ш}}$ шпинделя можуть бути обчислені за рекомендаціями [4].

Величина витрат рідини Q_i з карманів підшипника, що входить до формули (1), наближено обчислюється за залежністю [5]:

$$Q_i = \frac{p_{ki} \cdot \delta_0^3 \cdot D \cdot \varphi_{\text{кт}}}{12\mu \cdot l_1} \cdot \left[(1 - \varepsilon K_\varphi)^3 + C_L (1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi_{\text{ти}})^3 \right],$$

де p_{ki} – тиск рідини у i -му кармані;

δ_0 – радіальний статичний зазор;

D – діаметр опорної поверхні ГСП;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини;

l_1 – ширина аксіальної перемички карману (рис. 2);

ε – відносний ексцентриситет в опорі;

K_φ, C_L – постійні коефіцієнти ($K_\varphi = \frac{2}{\varphi_{\text{кт}}} \cdot \sin \frac{\varphi_{\text{кт}}}{2}$; $C_L = \frac{2(l_0 + l_1)}{D \cdot \varphi_{\text{кт}}}$);

$\varphi_{\text{ти}}$ – кут, що визначає положення середини тангенціальної перемички i -го карману у полярній системі координат;

l_0 – ширина карману;

$\varphi_{\text{кт}}$ – кут, що охоплює карман та половину довжини тангенціальних перемичок, суміжних з карманом;

φ_e – кут, який вказує напрямок зміщення шпинделя в ГСП.

Гідравлічний опір R_i обчислюється у вигляді

$$R_i = \frac{12\mu \cdot l_1}{D \cdot \delta_0^3 \cdot \varphi_{\text{кт}} \left[(1 - \varepsilon K_\varphi)^3 + C_L (1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi_{\text{ти}})^3 \right]}.$$

Величина тиску у карманах опори p_{ki} визначається ПЛІС (див. рис. 1) на основі аналогово-цифрового перетворення сигналу з вимірювачів динамічного тиску рідини у режимі реального часу. Відносний ексцентриситет та напрямок зміщення шпинделя у ГСП можна визначити з наступних тригонометричних залежностей: $\varepsilon = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} / \delta_0$, $\varphi_e = \arctg(\Delta y / \Delta x)$.

У загальному випадку для n -карманного підшипника отримані значення коректувальних витрат рідини Δq_i надходять до навантаженого карману опори за відповідним напрямком.

Запропонована САК відноситься до цифрового типу, в якій відбувається квантування сигналів за часом та рівнем. Характерною рисою САК є інерційність гідромеханічної частини системи по відношенню до цифрової. Так, частоти спрацювання пропорційних клапанів витрат знаходяться в межах 40...200 Гц, у той же час частоти цифрової обробки інформації мають порядок у МГц. У цьому випадку, як зазначається в роботі [6], впливом квантування на динаміку САК можна знехтувати. Отже, для дослідження цифрової САК витратними характеристиками можна застосовувати математичний апарат аналізу лінійних неперервних систем.

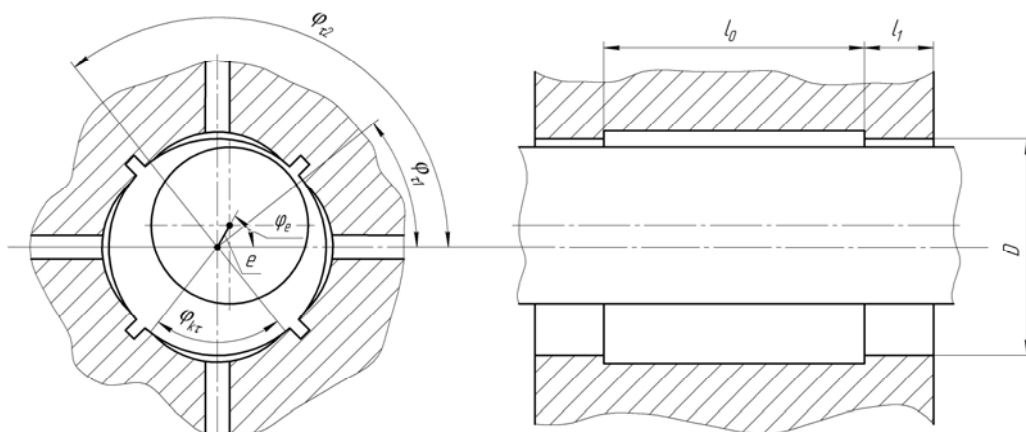


Рисунок 2 – Схема до визначення Q_i в радіальному ГСП

На рис. 3 у спрощеному варіанті показана структурна схема лінеаризованої САК положенням шпинделя для переднього регульованого ГСП. Входами регулятора є напруження U_x , U_y , пропорційні зміщенню шпинделя. На виході мікропроцесорний регулятор формує сигнали U_i , що надходять до пропорційних клапанів, які, у свою чергу, змінюють свою пропускну здатність Δq_i у відповідності до алгоритму регулювання. У результаті формуються відповідні значення несучої здатності P_Σ у регульованій опорі для компенсації зовнішнього навантаження P на шпиндель.

Розглянемо математичний опис елементів САК, приведеної на рис. 3.

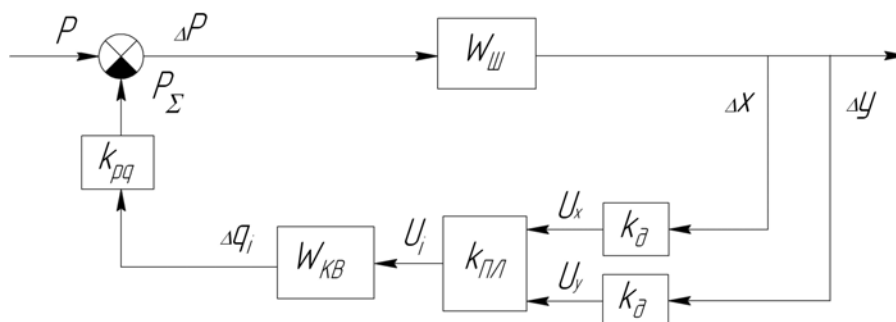


Рисунок 3 – Структурна схема САК положенням шпинделя для переднього регульованого ГСП

Передавальна функція шпинделя $W_{ш}$ має вигляд [7]

$$W_{ш} = \frac{k_{ш}}{T_{1ш}^2 \cdot s^2 + T_{2ш} \cdot s + 1},$$

де $k_{ш}$ – коефіцієнт передачі (статична податливість шпинделя), що визначається за рекомендаціями [7];

$T_{1ш}, T_{2ш}$ – постійні часу, $T_{1ш}^2 = m_{ш}/c_{ш}$, $T_{2ш} = h_{ш}/c_{ш}$;

s – оператор Лапласа.

Коефіцієнти підсилення k_{∂} , $k_{нл}$ характеризують відповідно оптичний вимірювач відстані, ПЛІС і визначаються за паспортними даними на устаткування.

Передавальна функція W_{KB} пропорційного клапану витрат рідини може бути представлена у вигляді послідовно розташованих ланок (рис. 4), що характеризують електронний драйвер клапана $k_{ед}$, електромеханічний перетворювач (ЕМП) $W_{ем}$ та голчастий дросель $k_{др}$. Електронний драйвер клапана витрат формує постійний струм I , який надходить до котушок пропорційного електромагніту залежно від сигналу U з оптичного вимірювача відстані.

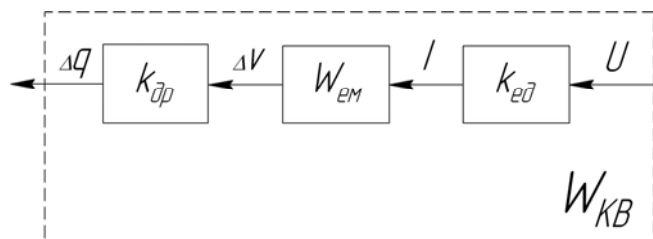


Рисунок 4 – До визначення передавальної функції клапану витрат рідини

Передавальна функція ЕМП $W_{ем}$ пропорційного клапану має вигляд [1]

$$W_{ем} = \frac{k_1}{T_1^2 \cdot s^2 + T_2 \cdot s + 1},$$

де k_1 – коефіцієнт передачі, $k_1 = k_i/c_{np}$;

T_1, T_2 – постійні часу, $T_1^2 = m_p/c_{np}$; $T_2 = h_e/c_{np}$;

k_i – крутість тягової характеристики [8];

c_{np} – жорсткість пружини, що центрує;

m_p – маса рухомої частини ЕМП;

h_e – коефіцієнт демпфування [8].

Враховуючи, що клапан містить механічний компенсатор тиску, який підтримує постійну різницю тисків Δp на дроселі, коефіцієнт підсилення голчастого дроселя (за переміщенням голки) може бути представлений так

$$k_{др} = \mu_6 \pi d_{ом} \sin\left(\frac{\alpha_{кз}}{2}\right) \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}},$$

де μ_6 – коефіцієнт витрат рідини;

$d_{ом}$ – діаметр отвору дроселя під голку;

α_{k2} – кут конуса голки;

ρ – густина рідини.

Таким чином, передавальна функція пропорційного клапану витрат буде $W_{KB} = k_{ed} W_{em} k_{op}$.

Коефіцієнт підсилення регульованого ГСП за витратами рідини (при $\varepsilon \rightarrow 0$) може бути знайдений у вигляді

$$k_{pq} = \frac{DL}{2} R_i \sum_{i=1}^{n_k} \cos(\varphi_{\tau ki} - \varphi_e),$$

де L – опорна довжина підшипника;

n_k – кількість карманів для підводу рідини.

Для дослідження характеристик якості САК запропоновано використання вбудованої системи LTI Viewer пакета Simulink [9]. На основі моделювання засобами LTI Viewer отримана перехідна характеристика САК (рис. 5, а).

У результаті аналізу графіка перехідної характеристики встановлено: час перехідного процесу – 0,04 с ($\delta_e = 0,05 A_e$, де A_e – значення амплітуди, що встановилося); швидкодія – 25 Гц; перерегулювання – 38,2%; затухання за період – 85,1%. За годографом амплітудно-фазово частотної характеристики системи (рис. 5, б) у розімкненому стані встановлено, що система є сталою. Отримані характеристики запасу сталості системи: за амплітудою 12,9 дБ; за фазою $\gamma_c = 45^\circ$. Характеристики якості доповнені амплітудною частотною та фазовою частотною характеристиками системи (рис. 5, в), за якими визначена ширина смуги пропускання частот $L_{C\varphi} = 18$ Гц; максимальна амплітуда коливань – $A_{max} = 4,14$ дБ при частоті 37,6 Гц.

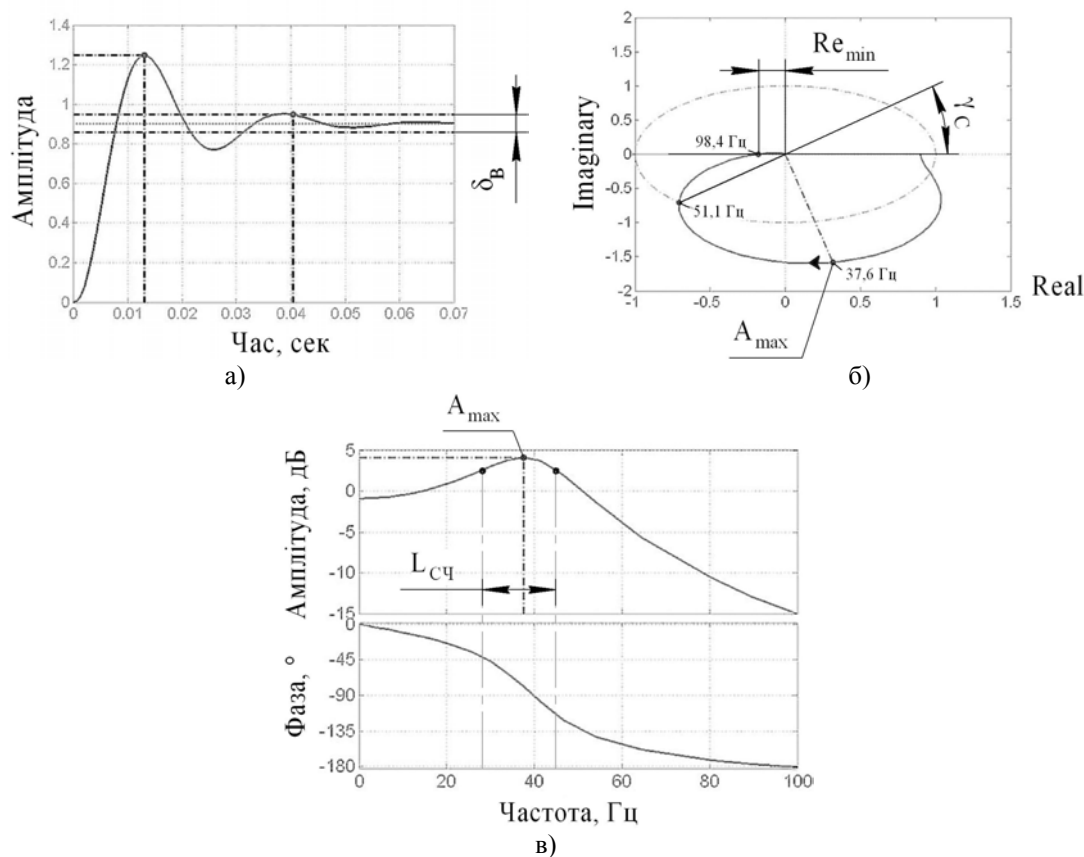


Рисунок 5 – Динамічні характеристики САК положенням шпинделя з регулюванням витрат рідини

Підсумовуючи отримані результати, слід зазначити, що САК є швидкодіючою, причому лімітуючим елементом (найбільш інерційним) з точки зору обмеження швидкодії є гідромеханічна частина системи. У системі наявне перерегулювання у межах 38,2%, проте коливальний процес швидко затухає за час 0,04 с. Запас сталості у цілому задовольняє мінімальним вимогам до САК металорізальних верстатів ($L_{Amin}=8$ дБ; $\gamma_{Cmin}=30^\circ$ [10]). Однак збільшення коефіцієнту передачі за каналом зворотного зв'язку за будь-якою координатою може привести до втрати сталості САК.

З метою забезпечення високої надійності та підвищення точності обробки в широкому діапазоні зовнішніх навантажень найбільш доцільним є використання цифрових САК положенням шпинделя на регульованих ГСП, які завдяки швидкодіючим електронним пристроям та цифровому алгоритму керування можуть бути легко вбудовані в сучасні верстати з ЧПК.

Список літератури

1. 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.
2. Струтинський В.Б. Керування точністю обертання шпинделя на гідростатичних опорах з адаптивним регулюванням / В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федориненко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2009. – №2(24). – С. 66 – 70.
3. Пат. 90579 UA, МПК F15B 9/00. Електрогідравлічний привод керування зазором в гідростатичній опорі / Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В., Волик В.С.; заявник і патентовласник Чернігівський державний технологічний університет. – № а 2008 10426; заявл. 15.08.2008; опубл. 11.05.2010, Бюл. № 9.
4. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков / С.С. Кедров. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков / [Каминская В.В., Левина З.М. и др]; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 519 с. – (Шпиндели и их опоры, механизмы и детали приводов; т. 2).
6. Зайцев Г. Ф. Теория автоматического управления и регулирования / Г.Ф. Зайцев. – К.: Вища школа, 1989. – 431 с.
7. Струтинський В.Б. Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах: монографія / В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федориненко. – Ніжин: ТОВ „Видавництво „Аспект-Поліграф”, 2011. – 464 с.
8. Электротехнический справочник / [кол. авторов]; под ред. И. Н. Орлова. – [7-е изд.]. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с. – (Электротехнические изделия и устройства; т. 2).
9. Дьяконов В.П. Simulink 5/6/7: Самоучитель / В.П. Дьяконов. – М.: ДМК–Пресс, 2008. – 784 с.
10. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням / Ю.В. Петраков. – К.: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.

D. Fedorynenko

Chernihiv State Technological University

Automatic control spindle position on hydrostatical bearings

The purpose of work is development and research of the automatic control position system of spindle on the basis of expense descriptions adjustment of hydrostatical supports with the programmable valves flow of liquid.

Scheme solutions of the system of automatic control spindle position are offered on the basis of the adjustable radial hydrostatical bearings and programmable valves flow of liquid. The linearized mathematical model is developed and transmission functions are definite, that allows us to study workings processes in the control system. On the basis of modeling means of MatLab Simulunk dynamic descriptions of the system are obtained, in particular transitional and frequency characteristics.

Digital control the system by spindle position is developed on the adjustable hydrostatical bearings can be used in machine-tools with CNC.

automatic control, spindle, hydrostatical bearings, programmable valves

Одержано 19.04.13