

МОДЕЛЬ СТАБІЛІЗАЦІЇ ВИСОКОЧАСТОТНИХ КОЛИВНИХ ПРОЦЕСІВ В ДИНАМІЧНІЙ СИСТЕМІ КРУГЛОГО ВРІЗНОГО ШЛІФУВАННЯ

Розроблена блок схема математичної моделі стабілізатора високочастотних коливних процесів в динамічній системі круглого врізного шліфування, який забезпечує автоматичне гасіння коливних процесів в системі «Шпіндель верстата - шліфувальний круг» та дозволяє отримувати інформацію для керування хвилястістю та точністю процесу шліфування. Вхідним параметром математичної моделі керування коливними процесами є зміна радіальної складової сили шліфування, яка виникає в результаті випадкових збуджень в зоні шліфування.

Ключові слова: коливання, круг, поверхня, точність, шліфування, хвилястість.

Надійність забезпечення та стабілізація параметрів шорсткості і хвилястості поверхні в автоматичному циклі шліфування кілець пов'язана з проблемою знімання інформації про величину пружних переміщень шпинделя шліфувального круга відносно заготовки на протязі всього періоду роботи верстата. Така інформація необхідна не тільки для контролю за перебігом процесу шліфування, але і для більш важливої керуючої функції – шляхом корекції алгоритму керування через зворотній зв'язок забезпечувати необхідну силу різання через значення величини пружних відтискувань шпинделя від заготовки і тим самим стабілізувати процес формоутворення, а точніше хвилеутворення. Використання для цієї мети вібраційних датчиків на п'єзоелементах як і на індуктивних перетворювачах, пов'язане з певними труднощами і можливе для випадків, короткочасного функціонування системи контролю і керування, наприклад для проведення дослідницьких робіт. Для жорстких умов експлуатації верстата на діючому виробництві необхідно було відшукати більш надійний варіант активного контролю вібропереміщень шпинделя шліфувального круга відносно заготовки. Для вирішення цієї проблеми використаний гідростатичний датчик [2; 3], конструктивна схема якого показана на рис. 1.

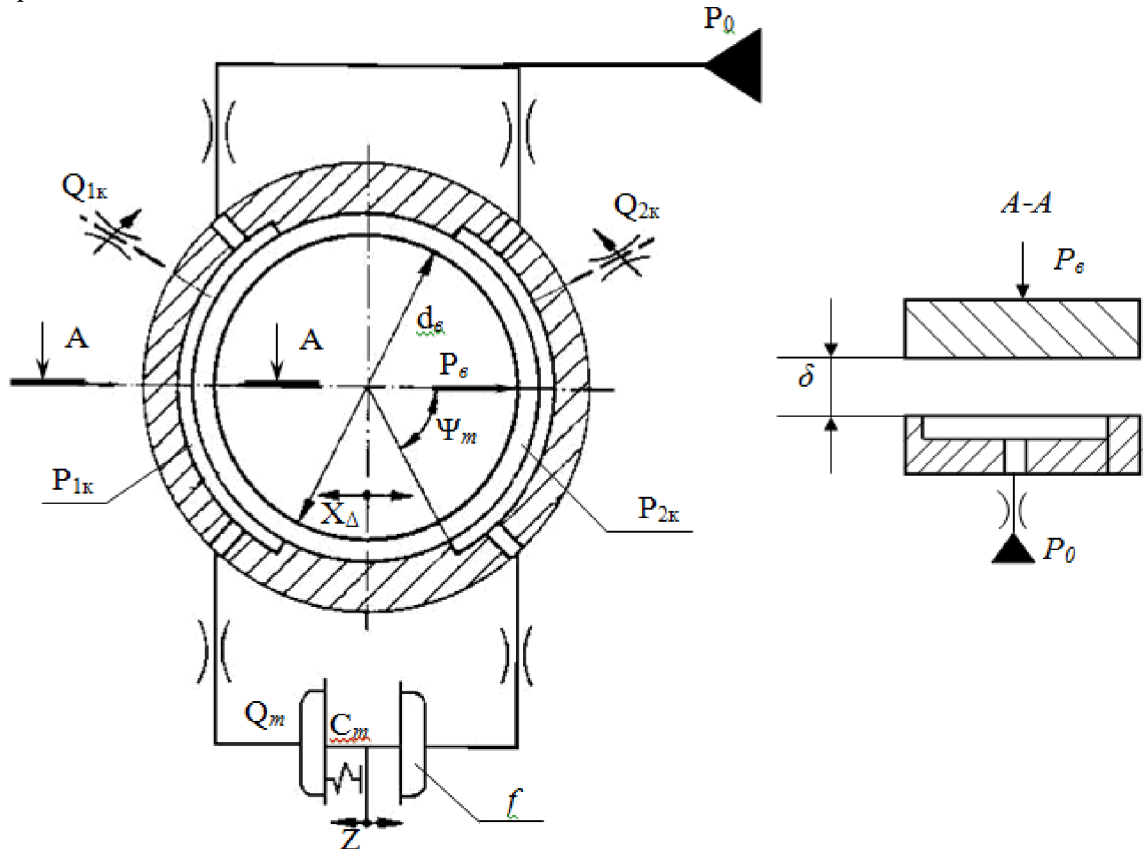


Рис. 1. Принципова конструктивна схема гідростатичного датчика переміщення шпинделя

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Давач встановлений на шпинделі верстата в безпосередній близькості від лінії дії нормальної сили різання і призначений для вимірювання малих переміщень шпинделя відносно бабки у напрямку поперечної подачі. Шийка шпинделя виконана за розміром $\varnothing 72_{-0,036}^{-0,040}$ мм, отвір давача $\varnothing 72+0,017$ мм. Тому між шийкою шпинделя і отвором давача є діаметральний зазор

$$\Delta = 0,053 \dots 0,057 \text{ мм}$$

Середній радіальний зазор між шийкою шпинделя і отвором давача складає

$$\delta_0 = \Delta_{cp} / 2 \approx 0,020 \text{ мм}$$

При зміщенні шпинделя змінюється тиск в кишнях (камерах) давача і, відповідно, перепад тиску на діафрагмах. Перепад тиску і переміщення діафрагм визначається статичними і динамічними характеристиками давача.

Важливою властивістю використаного гідростатичного давача переміщення шпинделя інструменту є його демпфуюча здатність до зменшення випадкових коливних збурень шпинделя, які виникають в процесі перебігу багатоступеневого циклу шліфування.

Закономірності функціонування давача-стабілізатора в статичному і динамічному режимах викладені в [2, 3, 4]. Математична модель давача [3] побудована на основі використання закономірностей класичної гідравліки і механіки.

Так, для випадку співвісного з втулкою давача розташування шийки шпинделя щілина між шийкою і втулкою щілина між шийкою і втулкою буде концентричною і витрата через обидві частини щілини визначається залежністю [2]:

$$Q_{1k} = \frac{P_{1k} \delta_0^3 d_e \psi_m}{6 \mu l}, \quad (1)$$

де P_{1k} – тиск рідини в лівій кишні (рис. 1); δ_0 – зазор; d_e – діаметр шийки шпинделя; ψ_m – половина довжини дуги кишні; l – довжина щілини; μ – динамічна в'язкість рідини.

Коефіцієнти, що входять в залежність (1), позначимо у вигляді одного розмірного комплексу і знайдемо з (1):

$$Q_{1k} = G_{ok} P_{1k}, \quad (2)$$

де гідравлічна провідність щілини при співвісному розташуванні шпинделя у втулці складає:

$$G_{co} = \frac{\delta_0^3 d_e \psi_m}{6 \mu l}. \quad (3)$$

Значення тиску для обох кишень визначається з умови рівності абсолютних за величиною, але різних за знаком значень тисків в протилежних кишнях [3]:

$$\left. \frac{\partial P_{2k}}{\partial x_{\Delta}} \right|_0 = - \left. \frac{\partial P_{1k}}{\partial x_{\Delta}} \right|_0. \quad (4)$$

Тоді

$$P_{1k}, P_{2k} = P_{0k} \pm \left. \frac{\partial P_{1k}}{\partial x_{\Delta}} \right|_0 x_{\Delta}, \quad (5)$$

де x_{Δ} – величина зміщень шпинделя від початкового положення, а значення статичного тиску в кишні P_{0k} і часткова похідна $\left. \frac{\partial P_{1k}}{\partial x_{\Delta}} \right|_0$ обчислюються в середньому положенні шпинделя при $x_{\Delta}=0$. Знак плюс в залежності (5) відноситься до лівої кишні, а знак мінус – до правої.

Різниця тиску в кишнях дорівнює різниці тиску на виході давача і визначається з (5):

$$P_{2k} - P_{1k} = -2 \left. \frac{\partial P_{1k}}{\partial x_{\Delta}} \right|_0 x_{\Delta}. \quad (6)$$

Після підстановки значення часткової похідної у формулу (6) одержимо вираз зв'язку перепаду тиску з переміщенням шпинделя у вигляді:

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

$$P_{2k} - P_{1k} = -K_{xw}x_{\Delta}, \quad (7)$$

де коефіцієнт підсилення давача в статиці рівний:

$$K_{xw} = \frac{3G_0^2 \sin \Psi_m}{G_{0k}^2 \Psi_m} \left[1 - \frac{2 + 4p_0 G_{0k}^2 / G_0^2}{\sqrt{1 + 4p_0 G_{0k}^2 / G_0^2}} \right]. \quad (8)$$

Визначимо абсолютний тиск в кишнях. Із залежності (1) з врахуванням (8)

$$P_{1k} = P_{ок} - \frac{K_{ef}}{2} x_{\Delta}; \quad P_{2k} = P_{ок} + \frac{K_{xf}}{2} x_{\Delta}. \quad (9)$$

Використовуючи значення тиску з (9), знайдемо значення витрат з кишень через зазори між шпинделем і втулкою [3]

$$Q_{1k}, Q_{2k} = (P_{ок} \mp \frac{K_{ef}}{2} x_{\Delta}) G_{ок} (1 \pm q_f x_{\Delta})$$

Перемноживши доданки в правій частині даного рівняння і нехтуючи складовими, які містять x_{Δ}^2 , як нескінченно малі, одержимо

$$Q_{1k} = G_{ок} P_{ок} \pm K_{xF} x_{\Delta} \quad (10)$$

де коефіцієнт посилення за витратою:

$$K_{eF} = K_{xF} G_{ок} / 2 + \frac{3p_{ок} G_{ок} \sin \Psi_m}{\Psi_m} \quad (11)$$

Визначимо переміщення мембрани z , яке є вихідним сигналом давача.

Переміщення мембрани в статиці визначається перепадом тиску і її еквівалентною жорсткістю. Відповідно

$$z_k = (p_{2k} - p_{1k}) f / c_z \quad (12)$$

де: f – еквівалентна площа мембрани, C_m – жорсткість мембрани.

Підставляючи значення перепаду тиску з (4) в залежність (12) визначимо статичну залежність переміщення мембрани від переміщення шпинделя в статиці:

$$z_c = \frac{K_{xf} f}{c_z} x_{\Delta} \quad (13)$$

В процесі коливань шпинделя дана залежність спотворюватиметься внаслідок динамічних процесів.

Розглянемо динамічні характеристики давача. Покази давача в динаміці залежатимуть від інерційності рідини в гідролініях і стиснення рідини в порожнинах кишень і мембранного гідромеханічного перетворювача. Приведена розрахункова схема динамічної системи давача, що враховує інерційність і стиснення рідини. Інерційність рідини в гідролініях підведення і відведення рідини до порожнин кишень врахована введенням індуктивного (інерційного) гідравлічного опору гідролінії, який визначений залежністю [3]:

$$L = \rho \sum_{m=1}^{n_l} l_m / S_m \quad (14)$$

де η - густина рідини; n_l – число послідовно сполучених ділянок трубопроводів, що утворюють гідролінію; l_m, S_m – довжина і площа поперечного перетину m -го ділянки трубопроводу.

Складемо рівняння динаміки лівої вітки гідросистеми. Для цього введемо нові змінні p_1^*, p_{1c}^*, Q_1^* , що враховують відхилення тиску і витрати від статичного стану, а саме

$$p_1^* = p_1 - p_{1k}; \quad p_{1k}^* = p_{1d} - p_{1k}; \quad Q_1^* = Q_d - Q_{1s}. \quad (15)$$

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

де p_{1d} – динамічний тиск в лівій порожнині мембранного гідроциліндра; p_{1kd} – динамічний тиск в лівому кармані; Q_d – динамічна витрата в тій, що підводить гідролінії; p_{1c} , Q_{1s} – статичні значення тиску і витрати.

Динамічну витрату в мембранну порожнину позначимо Q_{1cd} . Зміна витрати рідини в зазорі між шпинделем і втулкою, може бути визначено залежністю (10) і для лівої кишені визначається як

$$Q_{1c}^* = Q_{1cd} - Q_{1s} = K_{ef} x_{\Delta}. \quad (16)$$

Складемо диференціальні рівняння, що описують нестационарний перебіг рідини в лівій вітці давача.

Рівняння динаміки включають рівняння тиску. З урахуванням інерційних втрат тиску вони мають вигляд:

$$-p_{1c}^* = L_o \frac{dQ_1^*}{dt} + R_o Q_1^*; \quad -p_{1c}^* + p_1^* = R_o Q + L_d \frac{dQ}{dt}, \quad (17)$$

де: R_o , R_d – лінеаризовані еквівалентні гідравлічні опори гідролінії підведення рідини до кишені і між кишенею і мембранним перетворювачем, L_o , L_d – індуктивні (інерційні) опори відповідних гідроліній.

Рівняння балансів витрат рідини в кишені і в мембранному гідроперетворювачі відповідно мають вигляд:

$$Q_1^* = Q_{c1d} + Q_{1c}^* - Q; \quad (18)$$

$$Q = -Q_{k1} + fz, \quad (19)$$

де Q_{c1d} – витрата, що йде на стиснення рідини в порожнині лівої кишені; Q_{k1} – витрата йде на стиснення рідини в лівій мембранній порожнині; f – як і раніше, еквівалентна площа мембрани; z – переміщення мембрани в динаміці.

Витрати, що йдуть на стиснення рідини і входять в рівняння (18), (19) визначаються за формулами:

$$Q_{c1d} = \frac{V_k}{E_p} \frac{dp_{1c}^*}{dt}, \quad Q_{k1} = \frac{V_m}{E_p} \frac{dp_1^*}{dt} \quad (20)$$

де V_k , V_m – об'єми кишень і мембранної порожнини відповідно, E_p – об'ємний адіабатичний модуль пружності робочої рідини, що знаходиться в порожнинах кишені і мембранного гідроперетворювача.

Динамічне переміщення мембрани розглянемо як переміщення, визначуване динамічним складовими витрати і тиску. Беручи до уваги малу масу мембран, допустимо нехтувати інерційним силами, що виникають при переміщенні мембран. Тоді рівняння динамічного переміщення мембран матиме вигляд аналогічний (9) і в прийнятих позначеннях динамічних параметрів складе

$$z = (p_2^* - p_1^*) f / c_z, \quad (21)$$

де: p_2^* – динамічна зміна тиску в правій порожнині мембранного перетворювача.

Підставляючи значення величин з (16) і (17), рівняння витрат (19) приведемо до вигляду:

$$Q_1^* = -\frac{V_k}{E_p} \frac{dp_{1c}^*}{dt} + K_{ef} x_{\Delta} - Q, \quad Q = -\frac{V_m}{E_p} \frac{dp_1^*}{dt} + \frac{f^2}{c_z} (p_2^* - p_1^*). \quad (22)$$

Аналогічним чином складемо рівняння динаміки для правої вітки давача (див. рис. 1). Після перетворень одержимо систему рівнянь, аналогічних (17) і (22), в остаточному вигляді:

$$p_{2k}^* = L_o \frac{dQ_2^*}{dt} + R_o Q_2^*, \quad p_{2k}^* - p_2^* = R_d Q + L_d \frac{dQ}{dt}. \quad (23)$$

Рівняння витрат:

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

$$Q_2^* = -K_{ef}x_{\Delta} - \frac{V_{\kappa}}{E_p} \frac{dp_{2c}^*}{dt} - Q; \quad Q = \frac{V_m}{E_p} \frac{dp_2^*}{dt} + \frac{f^2}{c_z} (p_2^* - p_1^*). \quad (24)$$

Перетворимо одержані рівняння (17), (22), (24) для правої і лівої віток гідросистеми за Лапласом при нульових початкових умов для динамічних складових змінних. Одержимо систему рівнянь, що описують динамічні властивості давача:

$$-p_{1\kappa}^*(s) = (L_o s + R_o) Q_1^*(s);$$

$$-p_{1\kappa}^*(s) + p_1^*(s) = (L_d s + R_d) Q(s);$$

$$\frac{V_{\kappa}}{E_p} s p_{1c}^*(s) + Q_1^*(s) = K_{qw} x_{\Delta}(s) - Q(s);$$

$$Q(s) = -\frac{V_m}{E_p} s p_1^*(s) + \frac{f^2}{c_z} p_2^*(s) - \frac{f^2}{c_z} p_1^*(s);$$

$$p_{2c}^* = (L_o s + R_o) Q_2^*(s); \quad (25)$$

$$p_{2\kappa}^*(s) - p_2^*(s) = (L_d s + R_d) Q(s);$$

$$Q_2^*(s) = -K_{qw} x_{\Delta} - \frac{V_{\kappa}}{E_p} s p_{2\kappa}^*(s) - Q(s);$$

$$Q(s) = -\frac{V_m}{E_p} s p_2^*(s) + \frac{f^2}{c_z} p_2^*(s) - \frac{f^2}{c_z} p_1^*(s) \quad (26)$$

де s - оператор Лапласа [5] а позначення, наприклад $Q(s)$ і інші, відповідають зображенню за Лапласом відповідній функції часу, в даному випадку $Q(t)$.

Система (25) є лінійною системою рівнянь від невідомих зображень за Лапласом динамічних параметрів давача, а саме

$$p_{1c}^*(s), Q_1^*(s), p_1^*(s), Q(s), x_{\Delta}(s), p_2^*(s), p_{2c}^*(s), Q_2^*$$

Перетворимо систему з метою виключення змінних.

Підставимо значення витрати Q_1^* з 1-го рівняння в 5-е рівняння, а $Q_2^*(s)$ з 5-го в 7-е рівняння. Будемо нехтувати індексом $*$ і (s) з метою спрощення запису. Одержимо систему:

$$-p_{1\kappa} + p_1 = (L_d s + R_d) Q;$$

$$\left(\frac{V_{\kappa}}{E_p} s - 1 - \frac{1}{L_o s + R_o} \right) p_{1c} = -Q + K_{ef} x_{\Delta};$$

$$-\left(\frac{V_m}{E_p} s + \frac{f^2}{c_z} \right) p_1 + \frac{f^2}{c_z} p_2 = Q; \quad (27)$$

$$p_{2c} - p_2 = (L_d s + R_d) Q;$$

$$\left(\frac{V_{\kappa}}{E_p} s - \frac{1}{L_o s + R_o} \right) p_{2c} = Q - K_{ef} x_{\Delta};$$

$$\frac{f^2}{c_z} p_1 - \left(\frac{V_m}{E_p} s + \frac{f^2}{c_z} \right) p_2 = -Q.$$

З першого і четвертого рівнянь системи (27) визначимо значення тиску

$$p_{1c} = p_1 - (L_d s + R_d) Q. \quad (28)$$

$$p_{2c} = p_2 - (L_d s + R_d) Q. \quad (29)$$

Підставимо значення тиску з (28) в друге рівняння, а значення з (29) в 5-е рівняння системи (27). При цьому система (27) прийме вигляд

$$\left(\frac{V_k s}{E_p} - \frac{1}{L_o s + R_o} \right) p_1 = \left\{ \left[\frac{V_k s}{E_p} - \frac{1}{L_o s + R_o} \right] L_d s + R_d - 1 \right\} Q + K_{ef} x_{\Delta} - \left(\frac{V_m s}{E_p} + \frac{f^2}{c_z} \right) p_1 + \frac{f^2}{c_z} p_2 = Q; \quad (30)$$

$$\left(\frac{V_k s}{E_p} + \frac{1}{L_o s + R_o} \right) p_2 = - \left\{ 1 + \left[\frac{V_k s}{E_p} + \frac{1}{L_o s + R_o} \right] (L_d s + R_d) \right\} Q - K_{ef} x_{\Delta} - \frac{f^2}{c_z} p_1 + \left(\frac{V_m s}{E_p} + \frac{f^2}{c_z} \right) p_2 = Q.$$

Підставимо значення витрати з другого рівняння системи (30) в перше, а значення витрати з четвертого рівняння в третє. Відповідно система (30) зведеться до вигляду:

$$\begin{aligned} a_1 p_1 + b_1 p_2 &= K_{qvw} x_{\Delta} \\ a_2 p_1 + b_2 p_2 &= K_{qvw} x_{\Delta} \end{aligned} \quad (31)$$

де значення коефіцієнтів визначаються виразами

$$a_1 = \frac{V_m s}{E_p} - \frac{1}{L_o s + R_o} + \left(\frac{V_m s}{E_p} + \frac{f}{c_z} \right) \times \left\{ \left[\frac{V_k s}{E_p} - \frac{1}{L_o s + R_o} \right] (L_d s + R_d) - 1 \right\} \quad (31)$$

$$b_1 = - \frac{f}{c_z} \left\{ \left[\frac{V_m s}{E_p} - \frac{1}{L_o s + R_o} \right] (L_d s + R_d) - 1 \right\}; \quad (32)$$

$$a_2 = - \frac{f}{c_z} \left\{ 1 + \left[\frac{V_k s}{E_p} - \frac{1}{L_o s + R_o} \right] (L_d s + R_d) \right\}; \quad (33)$$

$$b_2 = \frac{V_k s}{E_p} - \frac{1}{L_o s + R_o} + \left(\frac{V_m s}{E_p} + \frac{f^2}{c_z} \right) \times \left\{ 1 + \left[\frac{V_k s}{E_p} + \frac{1}{L_o s + R_o} \right] (L_d s + R_d) \right\}; \quad (34)$$

Система рівнянь (31) встановлює зв'язок динамічних значень тиску в порожнинах діафрагмового перетворювача з динамічним переміщенням шпинделя. Доцільно знайти розв'язок системи (31) за правилом Крамера. Відповідно:

$$p_1 = \frac{\begin{vmatrix} K_{ef} x_{\Delta} & b_1 \\ -K_{ef} x_{\Delta} & b_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \end{vmatrix}} = \frac{(b_2 + b_1) K_{ef}}{a_1 b_2 - a_2 b_1} x_{\Delta}; \quad (35)$$

$$p_2 = \frac{\begin{vmatrix} a_1 & K_{ef}x_{\Delta} \\ a_2 & -K_{ef}x_{\Delta} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \end{vmatrix}} = \frac{-(a_1 + a_2)}{a_1b_2 - a_2b_1} K_{ef}x_{\Delta}. \quad (36)$$

Вихідним параметром давача є переміщення діафрагм. Воно визначиться на підставі залежності (21) після перетворення її за Лапласом і підстановки значень зображень за Лапласом тиску в порожнинах із залежностей (34) і (35). Зображення за Лапласом переміщення діафрагми

$$z(s) = -\frac{fK_{ef}}{c_z} \frac{(a_1 + a_2 - b_1 - b_2)}{a_1b_2 - a_2b_1} x_{\Delta}(s). \quad (37)$$

Знайдемо передавальну функцію давача у вигляді відношення зображень за Лапласом переміщення діафрагми до переміщення шпинделя

$$F_{zx}(s) = \frac{z(x)}{x_{\Delta}(s)} = \frac{fK_{ef}}{c_z} \frac{(-a_1 + b_1 - a_2 + b_2)}{a_1b_2 - a_2b_1}. \quad (38)$$

Введемо позначення

$$K_{zx} = K_{ef}f / c_z, F_{a1} = -a_1, F_{a2} = -a_2, F_{b1} = b_1, F_{b2} = b_2. \quad (39)$$

З врахуванням нових позначень формула (39) прийме вигляд:

$$F_{zx}(s) = K_{zx} \frac{F_{a1} + F_{b1} + F_{a2} + F_{b2}}{F_{a2}F_{b1} - F_{a1}F_{b2}}. \quad (40)$$

Виконаємо алгебраїчні перетворення залежності (40) і одержимо:

$$F_{zx}(s) = K_{zx} (F_{a1} + F_{a2} + F_{b1} + F_{b2}) \frac{(F_{a2}F_{b1})^{-1}}{1 - F_{a1}F_{b2}(F_{a2}F_{b1})^{-1}}. \quad (41)$$

Залежності (41) відповідає структурна блок-схема динамічної системи давача, яка наведена на рис. 2.

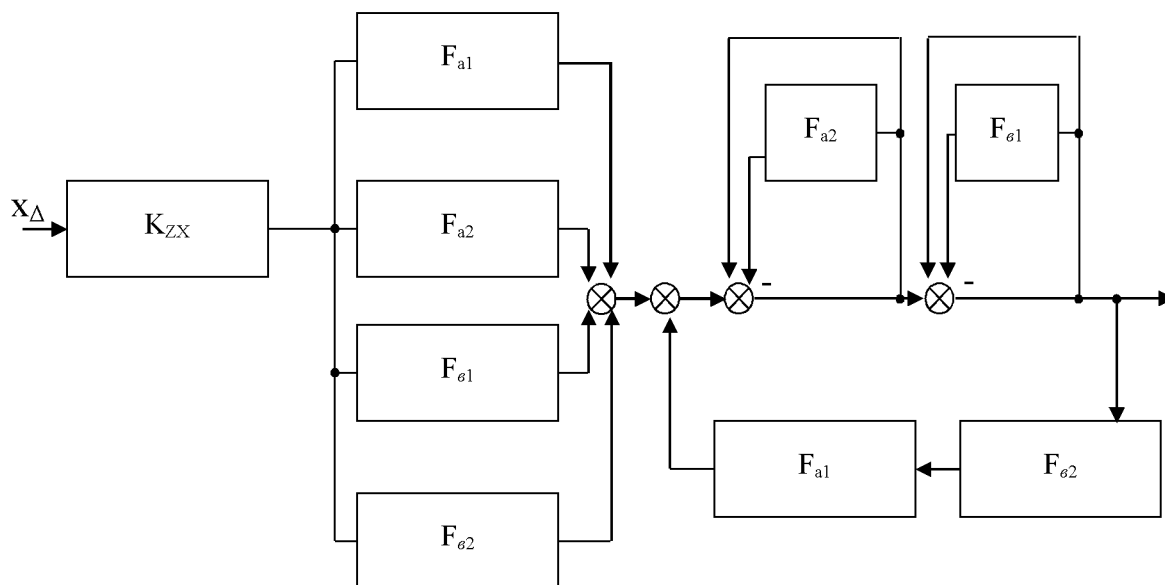


Рис. 2. Структурна блок-схема математичної моделі динаміки давача-стабілізатора

Висновки В результаті проведеного в цьому розділі теоретичного аналізу моделювання високочастотних коливних процесів в технологічній системі шліфування робочих поверхонь кілець роликотшипників постають наступні висновки.

1. Основним джерелом виникнення і зміни параметрів хвилястості поверхні доріжок кочення кілець роликотшипників є високочастотні коливні процеси, що виникають в технологічній системі ВІД круглого врізного шліфування, характер і амплітуда яких залежать

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

від пружно-масових характеристик динамічної системи верстата, режимів шліфування, характеристик шліфувального круга (форма і розміри зерен абразиву, деформованість зв'язки, збалансованість круга), а також технологічних особливостей протікання процесу формоутворення.

2. Стохастичні високочастотні коливні процеси в пружній системі верстата визначаються поперечними і крутними коливаннями підсистем шпинделів круга і деталі. Відносно коливне переміщення деталі і круга в зоні різання, а отже і хвилястість формоутворення, залежить від коливань сили різання, дисбалансу круга після наступної правки, випадкових навантажень, що виникають в передачах, вібраційних навантажень на бабку шпинделя з боку приводного електродвигуна і вхідного управляючого параметра у вигляді кута повороту вала крокового двигуна. Встановлено, що на частку дисбалансу круга припадає до 30% загальної похибки від хвилястості поверхні, на коливання сили різання – 25-30%, на частку вібраційних коливань динамічної системи верстату припадає до 20%, а від хвилястості деталі успадкованої з попередньої токарної операції – 20-25% загальної похибки формоутворення.

Інформаційні джерела

1. Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке. – Издательство Саратовского университета, 1979. – 232 с.
2. Новоселов Ю.К., Гатаркин Е.Ю. Обеспечение стабильности точности деталей при шлифовании. – Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1988. – 128с.
3. Марчук В.І., Заблоцький В.Ю. Модель формоутворення робочих поверхонь роликотідшипників на токарно-автоматній операції // Машиностроение и техносфера XXI века: Сборник трудов международной научно-технической конференции в г. Севастополе 13-18 сентября 2004г. В 4-х томах. – Донецк: Дон НТУ, 2004. Т.2. – С. 3-6.
4. Марчук В.І. Моделювання динамічної системи безцентрового врізного шліфування робочих поверхонь роликотідшипників // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом "Інженерна механіка"), вип.14, серпень 2004. – Луцьк, 2004. – С. 187-198.
5. Лебедев В.Г. Автоматическое управление качеством деталей машин при шлифовании. – Киев: И-во: Знание, 1981. – 25 с.

Марчук В.І., д.т.н., Марчук І.В., к.т.н., Ештеивілі А.М., аспірант

Луцкий национальный технический университет

МОДЕЛЬ СТАБИЛИЗАЦИИ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ КРУГЛОГО ВРЕЗНОГО ШЛИФОВАНИЯ

Разработана блок схема математической модели стабилизатора высокочастотных колебательных процессов в динамической системе круглого врезного шлифования, который обеспечивает автоматическое тушение колебательных процессов в системе «Шпиндель станка - шлифовальный круг» и позволяет получать информацию для управления волнистостью и точностью процессу шлифовки. Входным параметром математической модели управления колеблющимися процессами является изменение радиальной составляющей силы шлифования, которая возникает в результате случайных возмущений в зоне шлифования.

Ключевые слова: колебания, круг, поверхность, точность, шлифовка, волнистость.

V. Marchuk, I. Marchuk, A. Eshteivili

Lutsk National University technical

MODEL OF STABILIZATION HIGH-FREQUENCY OSCILLATORY PROCESSES IN DYNAMIC SYSTEMS ROUND INFEEED GRINDING

The developed mathematical model block diagram stabilizer high oscillating processes in a dynamic system of round mortise grinding, which provides automatic extinguishing oscillating processes in the "machine spindle - grinding wheel" and provides information for undulation control and precision grinding process. The input parameter mathematical model vibrational management processes are changing the radial component of the grinding, which is the result of random excitations in the grinding zone.

Keywords: fluctuation, circle, surface precision polishing, waviness.