

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ БЕЗЦЕНТРОВОГО ШЛІФУВАННЯ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ РОЛИКОПІДШИПНИКІВ

В даній статті описано дослідження високочастотних випадкових процесів в динамічній системі верстата.

В процесі математичного моделювання виконане зосередження інерційних, дисипативних і деформаційних параметрів динамічної системи верстата, виділені основні динамічні підсистеми. Підсистема шпинделя, що здійснює обертовий рух та складні просторові коливання, підсистема рухомої бабки шпинделя і динамічна підсистема заготовки.

Для дослідження амплітудно-частотних характеристик процесу шліфування виконано аналіз коливань кожної підсистеми і встановлені основні ступені свободи коливань підсистем. Описаний принцип моделювання динамічної системи шліфування використаний для створення адаптивної системи безцентрового врізного шліфування доріжок кочення на шліфувальному автоматі SWaAGL125 з регулюванням процесу за стабілізованою нормальною силою різання.

В данной статье описано исследование высокочастотных случайных процессов в динамической системе станка. В процессе математического моделирования выполнено сосредоточения инерционных, диссипативных и деформационных параметров динамической системы станка, выделены основные динамические подсистемы. Подсистема шпинделя, которая осуществляет вращательное движение и сложные пространственные колебания, подсистема подвижной бабки шпинделя и динамическая подсистема заготовки. Для исследования амплитудно - частотных характеристик процесса шлифования выполнен анализ колебаний каждой подсистемы и установлены основные степени свободы колеблющихся подсистем. Описанный принцип моделирования динамической системы шлифования использован для создания адаптивной системы бесцентрового врезного шлифования дорожек качения на шлифовальном автомате SWaAGL125 с регулированием процесса и стабилизированой нормальной силой резания.

This article describes a study of high-frequency random processes in a dynamic system of the machine. In the process of mathematical modeling performed concentrating inertial , dissipative and deformation parameters of the dynamical system of the machine , and the main dynamic subsystem. Subsystem spindle which carries the rotational motion and complex spatial variation subsystem mobile headstock spindle and the workpiece dynamic subsystem . To investigate the amplitude - frequency characteristics of the grinding process is analyzed oscillations of each subsystem and establishes the basic degree of freedom oscillating subsystems. Described the principle of dynamic system modeling grinding used to create an adaptive system centerless plunge grinding grooves in the grinding machine SWaAGL125 with regulation process and stable normal cutting force .

Під час круглого врізного шліфування доріжки кочення внутрішнього кільця роликopідшипника внаслідок коливань технологічної системи верстат-інструмент-деталь (ВІД), в широкому спектрі частот виникають похибки поверхонь кілець, що піддаються обробці, основними з яких є хвилястість і відхилення від геометричної форми (еліптичність, гранність), вони і стають причиною небажаних вібрацій роликopідшипників. Коливання, що відносяться до високочастотної смуги спектру, відрізняються помірною інтенсивністю в енергетичному плані і випадковим характером. Ці коливання багато в чому визначають процес оброблення і якість поверхні особливо на завершальній стадії формоутворення [4]. Дослідження впливу і походження високочастотних коливань є основною передумовою для розуміння суті процесу і можливого направлено впливу на його характеристики з метою керування вихідними показниками якості ГСП і в першу чергу параметрами шорсткості та хвилястості.

Для дослідження високочастотних випадкових процесів в динамічній системі верстата доцільно використовувати методи математичного моделювання [2]. Математична модель повинна бути достатньо точною і забезпечувати знаходження характеристик випадкових коливань. В той же час ускладнення математичної моделі небажане, оскільки затрудняє аналіз випадкових процесів і отримання практичних результатів [1].

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

В процесі досліджень розроблена математична модель динамічної системи, що задовольняє вимогу мінімальної якісної достатності для опису характерних особливостей динамічної системи верстата, які відображають специфіку його роботи. Модель складається з двох різномірних взаємозв'язаних блоків - моделі пружної системи верстата і моделі процесу різання з урахуванням його стохастичного характеру.

У пружній системі верстата визначені основні зовнішні джерела збурень, виконане зосередження основних груп інерційних, дисипативних і деформаційних (жорсткісних) елементів пружної системи верстата.

Зовнішніми збурюючими діями на динамічну систему верстата є ряд геометричних і силових чинників, в загальному випадку, випадкових функцій часу. У їх числі: зміна припуску, що має місце під час оброблення кільця; зміна в часі розмірів (середнього радіусу) круга; поперечні високочастотні коливання пасів приводної передачі шпинделя, які розглядаються в сукупності з випадковими високочастотними пульсаціями кругової швидкості і номінального кута повороту вала електродвигуна; циркуляційне навантаження на рухому бабку шпинделя верстата з боку незбалансованих мас якоря електродвигуна; поперечні високочастотні коливання пасів обох пасових передач приводу обертання деталі, що розглядаються з урахуванням високочастотних пульсацій кутової швидкості і кута повороту вала приводного електродвигуна (рис.1).

В процесі математичного моделювання виконане зосередження інерційних, дисипативних і деформаційних параметрів динамічної системи верстата, виділені основні динамічні підсистеми. Підсистема шпинделя, що здійснює обертотворний рух та складні просторові коливання, підсистема рухомої бабки шпинделя і динамічна підсистема заготовки.

Для дослідження амплітудно-частотних характеристик процесу шліфування виконано аналіз коливань кожної підсистеми і встановлені основні ступені свободи коливних підсистем. Встановлено, що на процес оброблення, в основному, впливають:

- поперечні коливання шпинделя у напрямку переміщення бабки шпинделя;
- крутні коливання шпинделя;
- коливання бабки шпинделя в напрямних;
- поперечні коливання заготовки закріпленої на шпинделі;
- крутні коливання заготовки;
- крутні коливання проміжного вала приводу деталі.

Складена еквівалентна динамічна модель пружної системи верстата, що враховує істотний вплив основних підсистем рис.1.

У динамічній моделі не враховані коливання шпинделя і деталі у вертикальному напрямку, як не суттєві для процесу оброблення. Не враховуються кутові зсуви осей шпинделя і заготовки, а також кутові зсуви вісі шпинделя відносно бабки шпинделя. Дана динамічна модель містить 6 мас (інерційних коефіцієнтів), які приведені до однієї точки, котра співпадає з точкою прикладання рівнодіючої сили різання до поверхні, що обробляється.

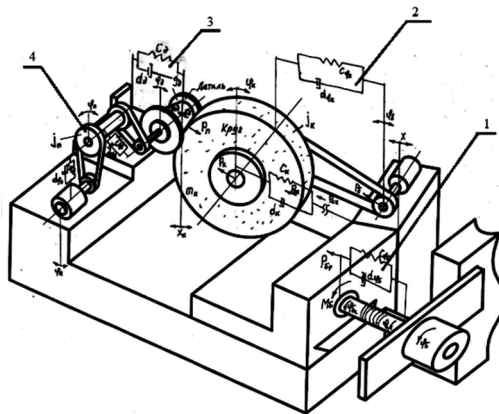


Рис. 1. Динамічна модель пружної технологічної системи шліфувального верстата SWaAGL125: 1.

Підсистема коливань шпинделя в напрямку переміщення бабки; 2. Підсистема крутних коливань шпинделя; 3. Підсистема поперечних коливань заготовки; 4. Підсистеми крутних коливань заготовки та проміжного вала приводу деталі.

Для кожного ступеня свободи динамічних підсистем складені рівняння коливань.

Рівняння поперечних коливань інструментального шпинделя складене у вигляді:

$$m_{\kappa} \ddot{x}_{\kappa} = P_n \cos \beta - \chi_{\kappa 1} P_{\kappa} - \chi_{\kappa 2} P_{n\kappa} - P_{c\kappa} \quad (1)$$

де β - кут між нормальною складовою сили різання і радіусом круга; $\chi_{\kappa 1}$, $\chi_{\kappa 2}$ - коефіцієнти приведення сил до точки прикладання сили різання.

Визначимо навантаження на шпиндель, що входять в праву частину рівняння (1). Розглянемо навантаження, зумовлені силами інерції, виникаючими під час обертання і крутних коливаннях шпинделя (рис. 2).

Внаслідок неврівноваженості мас шпинделя його центр мас зміщений відносно вісі обертання на величину

$$e = e_{\kappa} + e_{ш} \quad (2)$$

де e_{κ} і $e_{ш}$ – ексцентриситет відповідно круга і мас його шпинделя.

Під час крутних коливань шпинделя виникають нестационарні відцентрові і тангенціальні сили інерції.

Тангенціальна сила інерції визначається кутовим прискоренням шпинделя і рівна:

$$P_{t\kappa} = m_{\kappa} e \ddot{\phi}_{\kappa} \quad (3)$$

де: $\ddot{\phi}_{\kappa}$ - кутове прискорення шпинделя при його крутних коливаннях.

Нормальна сила інерції, що діє на шпиндель, залежить від кутової швидкості його обертання, яка також не є постійною. Нормальна сила інерції рівна [4]:

$$P_{n\kappa} = m_{\kappa} e \omega_{\kappa}^2 \quad (4)$$

де ω_{κ} - абсолютна кутова швидкість обертання шпинделя.

Абсолютну кутову швидкість представимо у вигляді суми

$$\omega_{\kappa} = \omega_{c\kappa} + \dot{\phi}_{\kappa} \quad (5)$$

де $\omega_{c\kappa}$ - номінальна кутова швидкість обертання шпинделя; $\dot{\phi}_{\kappa}$ - кутова швидкість шпинделя, зумовлена його крутними коливаннями.

Залежність (3) є лінійною, а залежність (4) є істотно нелінійна. Враховуючи, що зміна кутової швидкості шпинделя, зумовлена його крутними коливаннями, мала в порівнянні з номінальною кутовою швидкістю, розкладемо залежність нормальної сили інерції (4) в ряд Тейлора [2], навколо сталого значення кутової швидкості. Обмежуючись лінійною складовою розкладання знайдемо:

$$P_{n\kappa} = m_{\kappa} e \omega_{c\kappa}^2 + 2m_{\kappa} e \omega_{c\kappa} \dot{\phi}_{\kappa} \quad (6)$$

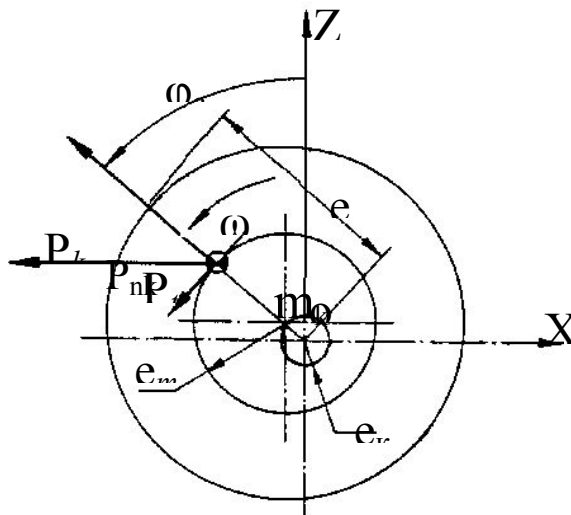


Рис. 2. Схема дії на шпиндель нестационарних динамічних навантажень зумовлених неврівноваженістю його мас

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Визначимо проекцію на вісь X навантажень, зумовлених силами інерції, які виникають під час обертання, і крутними коливаннями шпинделя (див. рис. 2):

$$P_{\kappa} = P_{n\kappa} \sin \varphi_{\kappa} + P_{t\kappa} \cos \varphi_{\kappa}, \quad (7)$$

де φ_{κ} – кут, який визначає положення ексцентриситету.

Після підстановки значень нормальної і (7) тангенціальної інерційних сил з (6), (3), формула (7) набуває вигляду:

$$P_{\kappa} = m_{\kappa} (e_{\kappa} + e_{u}) \omega_{\kappa}^2 \sin \varphi_{\kappa} + 2m_{\kappa} (e_{\kappa} + e_{u}) \omega_{\kappa} \sin \varphi_{\kappa} \dot{\varphi}_{\kappa} + m_{\kappa} (e_{\kappa} + e_{u}) \cos \varphi_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa}. \quad (8)$$

Спростимо дану залежність (8). Враховуючи, що биття в підшипниках як правило менше, ніж постійне значення ексцентриситету, тобто $e_{\kappa} < e_{u}$, і те, що другий і третій доданок у формулі (8) набагато менший за перший, запишемо її в спрощеному вигляді, нехтуючи биттям шпинделя у другому і третьому доданках залежності (8).

Відповідно одержимо

$$P_{\kappa} = m_{\kappa} e_{u} \omega_{\kappa}^2 \sin \varphi_{\kappa} + m_{\kappa} e_{\kappa} \omega_{\kappa}^2 \sin \varphi_{\kappa} + 2m_{\kappa} e_{u} \omega_{\kappa} \sin \varphi_{\kappa} \dot{\varphi}_{\kappa} + m_{\kappa} e_{u} \cos \varphi_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa}. \quad (9)$$

У формулі (9) введемо позначення постійних з метою спрощення формули:

$$K'_1 = m_{\kappa} e_{u} \omega_{\kappa}^2, \quad E_{\kappa} = e_{\kappa} / e_{u}, \quad K'_2 = 2m_{\kappa} e_{u} \omega_{\kappa}, \quad K'_3 = m_{\kappa} e_{u} \quad (10)$$

Тоді остаточно залежність (9), що визначає проекцію на вісь X навантажень на шпиндель, зумовлених силами інерції, які виникають під час обертання і крутними коливаннями, запишемо у вигляді:

$$P_{\kappa} = (K'_1 + K'_1 E_{\kappa}) \sin \varphi_{\kappa} + K'_2 \sin \varphi_{\kappa} \dot{\varphi}_{\kappa} + K'_3 \cos \varphi_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa} \quad (11)$$

З аналізу цієї формули видно, що проекція на вісь X нестационарного циркуляційного навантаження, обумовленого силами інерції, що виникають під час крутих коливань шпинделя, є гармонійною функцією кута повороту шпинделя. При цьому амплітуди гармонік містять постійну складову і змінні складові, які залежні в першому наближенні лінійно від кутової швидкості і кутового прискорення шпинделя.

Розглянемо динамічні навантаження на шпиндель від приводу головного руху.

Проекція на вісь X динамічних складових навантажень в пасах пасової передачі шпинделя круга визначиться залежністю:

$$P_{n\kappa} = (P_{1\kappa} - P_{2\kappa}) \cos \gamma, \quad (12)$$

де $P_{1\kappa}$, $P_{2\kappa}$ - зусилля в частинах пасу; γ - кут між віссю X і напрямком паса.

За звичай зусилля в одній частині пасу набагато менше, ніж в іншій. Тому можна прийняти:

$$P_{2\kappa} \ll P_{1\kappa}. \quad (13)$$

Обертний момент $M_{n\kappa}$ пасової передачі пов'язаний із зусиллями, що виникають в частинах пасу, співвідношенням

$$M_{n\kappa} = (P_{1\kappa} - P_{2\kappa}) D_{1\kappa} / 2, \quad (14)$$

де $D_{1\kappa}$ - діаметр шківа на шпинделі.

Підставляючи значення зусилля з (14) в (12) з врахуванням (13) визначимо:

$$P_{n\kappa} = 2M_p d_p^{-1} \cos \gamma \quad (15)$$

Сила пружності, яка діє на шпиндель круга, визначається як сума:

$$P_{\kappa} = (x_{\kappa} - x_{\theta}) c_{\kappa} + (\dot{x}_{\kappa} - \dot{x}_{\theta}) d_{\kappa}. \quad (16)$$

Підставимо значення величин зусиль із залежностей (11), (15), (16) в рівняння (1) і одержимо:

$$m_{\kappa} \ddot{x}_{\kappa} + d_{\kappa} \dot{x}_{\kappa} + c_{\kappa} x_{\kappa} = P_n \cos \beta - K'_1 \chi_{\kappa 1} \sin \varphi_{\kappa} - K'_1 \chi_{\kappa 1} E_{\kappa} \sin \varphi_{\kappa} - K'_2 \chi_{\kappa 1} \sin \varphi_{\kappa} \dot{\varphi}_{\kappa} - K'_3 \chi_{\kappa 1} \cos \varphi_{\kappa} \ddot{\varphi}_{\kappa} + c_{\kappa} x_{\theta} + d_{\kappa} \dot{x}_{\theta} - \chi_3 M_n / d_2 \cos \gamma \quad (17)$$

Введемо нові постійні згідно з виразами:

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

$$\begin{aligned} T_{\kappa 1} &= \sqrt{m_{\kappa} / c_{\kappa}}, & T_{\kappa 2} &= d_{\kappa} / c_{\kappa}, & K_1 &= K'_1 \chi_{\kappa 1} / c_{\kappa}, \\ K_2 &= \sin \varphi_{\text{ск}} K'_2 \chi_n / c_{\kappa}, & K_3 &= K'_3 \chi_{\kappa 1} / c_{\kappa} \cos \varphi_{\text{ск}}, \\ K'_4 &= \chi_{\kappa 1} \cos \gamma / (d_2 c_{\kappa}), & K_5 &= \cos \beta / c_{\kappa} \end{aligned} \quad (18)$$

Перетворимо одержане рівняння поперечних коливань шпинделя (17) за Лапласом [2] для нульових початкових умов. Після перетворення одержимо алгебраїчний аналог диференційного рівняння (17) у вигляді:

$$\begin{aligned} (T_{\kappa 1}^2 s^2 + T_{\kappa 2} s + 1) x_{\kappa}(s) &= K_5 P_n(s) - (K_2 s + K_3 s^2) \varphi_{\kappa}(s) + \\ &+ (1 + T_{\kappa 2} s) x_{\bar{\sigma}}(s) - K'_4 M_n(s) \end{aligned} \quad (19)$$

Функція $x_{\kappa}(s)$ являє собою зображення за Лапласом функції часу вигляду

$$x_{\kappa}(t) + (K_1 + E_{\kappa}) \sin \varphi_{\text{ск}}, \quad (20)$$

де $\varphi_{\text{ск}} = \text{const}$.

Обертний момент пасової передачі урівноважується динамічним моментом, що враховує податливість і втрати енергії в пасовій передачі

$$M_n = c_{\kappa} (\varphi_{\kappa} - \varphi_{\bar{\sigma}}) + d_{\kappa} (\dot{\varphi}_{\kappa} - \dot{\varphi}_{\bar{\sigma}}) \quad (20a)$$

Перетворимо це рівняння за Лапласом. Після приведення одержимо:

$$M_n(s) = (c_{\varphi \kappa} + d_{\varphi \kappa} s) \varphi_{\kappa}(s) - (c_{\varphi \kappa} + d_{\varphi \kappa} s) \varphi_{\bar{\sigma}}(s) \quad (21)$$

Визначимо величину $K'_4 M_n(s)$, що входить в (19). Для цього використовуємо (21) і (18). Одержимо:

$$K'_4 M_n(s) = \frac{\chi_{\kappa 2} \cos \gamma}{d_2} \frac{c_{\varphi \kappa}}{c_{\kappa}} \left(1 + \frac{d_{\varphi \kappa}}{c_{\varphi \kappa}} s \right) \varphi_{\kappa}(s) - \frac{\chi_{\kappa 2} \cos \gamma}{d_2} \frac{c_{\varphi \kappa}}{c_{\kappa}} \left(1 + \frac{d_{\varphi \kappa}}{c_{\varphi \kappa}} s \right) \varphi_{\bar{\sigma}}(s) \quad (22)$$

Введемо нові позначення постійних для величин, що входять в (22). Відповідно:

$$K'_6 = \frac{\chi_{\kappa 1} \cos \gamma c_{\varphi \kappa}}{d_2 c_{\kappa}}, \quad T_{n1} = \frac{K_3}{K_4}, \quad T_n = d_{\varphi \kappa} / c_{\varphi \kappa}, \quad T_{n2} = \frac{K_2}{K_4} - T_n \quad (23)$$

З урахуванням позначень (23) і залежності (22) рівняння поперечних коливань шпинделя (19) прийме вигляд:

$$\begin{aligned} (T_{\kappa 1}^2 s^2 + T_{\kappa 2} s + 1) x_{\kappa}(s) &= K_5 P_n(s) - K_6 (T_m^2 s^2 + T_{n2} s + 1) \varphi_{\kappa}(s) + \\ &+ (1 + T_{\kappa 2} s) x_{\bar{\sigma}}(s) - K_6 (1 + T_n s) \varphi_{\bar{\sigma}}(s). \end{aligned} \quad (24)$$

У цьому рівнянні всі змінні є зображеннями за Лапласом відповідних переміщень, а

$$x_{\kappa}(s) = L[x_{\kappa}(t) + (K_1 + E_{\kappa}) \sin \varphi_{\text{ск}}], \quad (25)$$

де L - символ перетворення Лапласа.

У праву частину рівняння (24) входять значення зображень за Лапласом кута повороту шпинделя $\varphi_{\kappa}(s)$ і переміщення бабки шпинделя $x_{\bar{\sigma}}(s)$.

Для знаходження цих величин розглянемо коливання бабки і крутні коливання шпинделя.

Коливання бабки шпинделя описуються диференційним рівнянням:

$$m_{\bar{\sigma}} \ddot{x}_{\bar{\sigma}} = -P_{\bar{\sigma}z} + P_{\text{ск}} - d_{\bar{\sigma}} \dot{x}_{\bar{\sigma}} + F_{\bar{\sigma}} \quad (26)$$

Запишемо рівність робіт сили і моменту на гайці, яка виходить з принципу можливих переміщень:

$$P_{\bar{\sigma}z} h = M_{\bar{\sigma}} 2\pi, \quad (27)$$

де h - крок гвинта.

Рівняння деформацій кінематичного ланцюга від крокового двигуна до гайки:

$$M_{\bar{\sigma}} = c_{\bar{\sigma}} (\varphi_{\bar{\sigma}z} - \varphi_{\bar{\sigma}1}), \quad (28)$$

де $\varphi_{\bar{\sigma}z}$ та $\varphi_{\bar{\sigma}1}$ - кутові переміщення в перерізах гвинта.

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Кінематичні співвідношення для хвильової передачі і передачі гвинт-гайка:

$$\Phi_{\delta 1} = i_{\delta} \Phi_{\delta}; \quad x_{\delta} / h = \Phi_{\delta 2} / 2\pi, \quad (29)$$

де: i_{δ} - передатне відношення хвильової передачі.

Підставляючи значення (28) і (29), визначимо силу

$$P_{\delta 2} = -\frac{2\pi}{h} c_{\delta} i_{\delta} \Phi_{\delta} + \left(\frac{2\pi}{h} \right)^2 c_{\delta} x_{\delta} \quad (30)$$

Відповідно рівняння коливань бабки (26) шпинделя з урахуванням (30) прийме вигляд:

$$m_{\delta} \ddot{x}_{\delta} = \frac{2\pi}{h} c_{\delta} i_{\delta} \Phi_{\delta} - \left(\frac{2\pi}{h} \right)^2 c_{\delta} x_{\delta} - d_{\delta} \dot{x}_{\delta} + (x_{\kappa} - x_{\delta}) c_{\kappa} + (\dot{x}_{\kappa} - \dot{x}_{\delta}) d_{\kappa} + P_{\delta} \quad (31)$$

Перетворимо рівняння (31) шляхом приведення подібних. Одержимо:

$$\begin{aligned} \frac{m_{\delta}}{c_{\kappa}} \ddot{x}_{\delta} + \left(\frac{d_{\kappa}}{c_{\kappa}} + \frac{d_{\delta}}{c_{\kappa}} \right) \dot{x}_{\delta} + \left[\left(\frac{2\pi}{h} \right)^2 \frac{c_{\delta}}{c_{\kappa}} + 1 \right] x_{\delta} = \frac{2\pi}{h} \frac{c_{\delta}}{c_{\kappa}} i_{\delta} \Phi_{\delta} - \frac{(K_1 + E_{\kappa}) \sin \Phi_{\kappa}}{i_{\delta} \left(\frac{2\pi}{h} \right) \frac{c_{\delta}}{c_{\kappa}}} + \\ + x_{\kappa} + (K_1 + E_{\kappa}) \sin \Phi_{\kappa} + \frac{d_{\kappa}}{c_{\kappa}} \dot{x}_{\kappa} + \frac{1}{c_{\kappa}} F_{\delta}. \end{aligned} \quad (32)$$

Введемо постійні в рівнянні (32). Позначимо відповідно

$$\begin{aligned} T_{\delta 1} = \sqrt{\frac{m_{\delta}}{c_{\kappa}} \left/ \left[\left(\frac{2\pi}{h} \right)^2 \frac{c_{\delta}}{c_{\kappa}} + 1 \right] \right.}, \quad T_{\delta 2} = \frac{d_{\kappa}/c_{\kappa} + d_{\delta}/c_{\kappa}}{\left[\left(\frac{2\pi}{h} \right)^2 \frac{c_{\delta}}{c_{\kappa}} + 1 \right]}, \\ K_{\Phi \delta} = \frac{2\pi}{h} \frac{c_{\delta}}{c_{\kappa}} i_{\delta} \left/ \left[\left(\frac{2\pi}{h} \right)^2 \frac{c_{\delta}}{c_{\kappa}} + 1 \right] \right., \quad K_7 = \left[\left(\frac{2\pi}{h} \right)^2 \frac{c_{\delta}}{c_{\kappa}} + 1 \right]^{-1} \end{aligned} \quad (33)$$

Перетворимо рівняння (32) за Лапласом для нульових початкових умов [2]:

$$(T_{\delta 1}^2 s^2 + T_{\delta 2} s + 1) x_{\delta}(s) = K_{\Phi \delta} \Phi_{\delta}(s) + K_7 (1 + T_{\delta 2} s) x_{\kappa}(s) + P_{\delta}(s) / c_{\kappa}, \quad (34)$$

де, як і раніше, позначено $x_{\kappa}(s) = L[x_{\kappa}(t)]$,

$$x_{\kappa}(t) = x_{\kappa}(t) + (K_1 + E_{\kappa}) \sin \Phi_{\kappa} \quad (34a)$$

Зображення за Лапласом зміщеного значення кута повороту крокового двигуна:

$$\Phi_{\delta}(s) = L \left[\Phi_{\delta}(t) - \frac{(K_1 + E_{\kappa}) c_{\kappa}}{i_{\delta} c_{\delta} (2\pi/h)} \sin \Phi_{\kappa} \right] \quad (35)$$

Знайдемо вираз за Лапласом для визначення переміщення бабки шпинделя:

$$x_{\delta}(s) = \frac{K_7 (1 + T_{\delta 2} s)}{T_{\delta 1}^2 s^2 + T_{\delta 2} s + 1} x_{\kappa}(s) + \frac{K_{\Phi \delta}}{T_{\delta 1}^2 s^2 + T_{\delta 2} s + 1} \Phi_{\delta}(s) + \frac{(1/c_{\kappa}) P_{\delta}(s)}{T_{\delta 1}^2 s^2 + T_{\delta 2} s + 1} \quad (36)$$

Розглянемо крутні коливання шпинделя. Рівняння крутих коливань шпинделя як твердого тіла:

$$J_{\kappa} \ddot{\Phi}_{\kappa} = P_n \frac{D_{\kappa}}{2tg\alpha} - c_{\Phi \kappa} (\Phi_{\kappa} - \Phi_{\delta}) - d_{\Phi \kappa} (\dot{\Phi}_{\kappa} - \dot{\Phi}_{\delta}) \quad (37)$$

де D_{κ} - діаметр круга,

α - кут між нормальною і тангенціальною складовими сили різання.

Перетворимо рівняння крутих коливань (37) за Лапласом за нульових початкових умов. За цієї умови вважатимемо, що кут α мало змінюється в часі. У рівняння введемо нові постійні згідно з виразами (37):

$$T_{\varphi 1} = \sqrt{J_{\kappa} / c_{\varphi \kappa}}, \quad T_{\varphi 2} = d_{\varphi \kappa} / c_{\varphi \kappa}, \quad K_{\varphi n} = \frac{D_{\kappa}}{2c_{\varphi \kappa} \operatorname{tg} \alpha}. \quad (38)$$

Після перетворення рівняння (37) за Лапасом з врахуванням (38) одержимо:

$$(T_{\varphi 1}^2 s^2 + T_{\varphi 2} s + 1) \varphi_{\kappa}(s) = K_{\varphi n} P_n(s) + (1 + T_{\varphi 2} s) \varphi_{\sigma}(s). \quad (39)$$

Звідси знайдемо значення кута повороту шпинделя, зумовлене його крутними коливаннями:

$$\varphi_{\kappa}(s) = \frac{K_{\varphi n}}{T_{\varphi 1}^2 s^2 + T_{\varphi 2} s + 1} P_n(s) + \frac{1 + T_{\varphi 2} s}{T_{\varphi 1}^2 s^2 + T_{\varphi 2} s + 1} \varphi_{\sigma}(s). \quad (40)$$

Підставимо значення $\varphi_w(s)$ з (40) і $x_s(s)$ з (36) в рівняння коливань (24). Після приведення одержимо:

$$\begin{aligned} & \left[(T_{\kappa 1}^2 s^2 + T_{\kappa 2} s + 1) - \frac{(1 + T_{\kappa 2} s) K_7'}{T_{\delta 1}^2 s^2 + T_{\delta 2} s + 1} \right] x_{\kappa}(s) = \\ & = \left[K_5 - \frac{K_6 K_{\varphi n} (T_{n1}^2 s^2 + T_{n2} s + 1)}{T_{\varphi 1}^2 s^2 + T_{\varphi 2} s + 1} \right] P_n(s) + \frac{K_{\varphi \sigma} (1 + T_{\kappa 2} s)}{T_{\delta 1}^2 s^2 + T_{\delta 2} s + 1} \varphi_{\sigma}(s) + \\ & + K_6 \left[(1 + T_n s) - \frac{(1 + T_{\varphi 2} s) (T_{n1}^2 s^2 + T_{n2} s + 1)}{T_{\varphi 1}^2 s^2 + T_{\varphi 2} s + 1} \right] \varphi_{\sigma}(s) + \frac{1}{c_{\kappa}} \frac{1}{(T_{\delta 1}^2 s^2 + T_{\delta 2} s + 1)} P_{\sigma}(s). \end{aligned} \quad (41)$$

Дана залежність (41) може бути представлена в матрично-векторному вигляді [2]:

$$x_{\kappa}(s) = [F_n, F_{\sigma}, F_{\sigma}, F_p] \begin{Bmatrix} F_n(s) \\ \varphi_{\sigma}(s) \\ \varphi_{\sigma}(s) \\ F_{\sigma}(s) \end{Bmatrix}, \quad (42)$$

де компоненти матриці - рядки є передатними функціями від відповідного входу до виходу $x_{\kappa}(s)$.

Значення цих передавальних функцій знаходяться з рівняння (41) і відповідно рівні:

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{1}{A_{\kappa}} \left[K_5 - K_6 K_{\varphi n} \frac{T_{n1}^2 s^2 + T_{n2} s + 1}{T_{\varphi 1}^2 s^2 + T_{\varphi 2} s + 1} \right], & F_{\sigma} &= \frac{1}{A_{\kappa}} K_{\varphi \sigma} \frac{(1 + T_{\kappa 2} s)}{T_{\varphi 1}^2 s^2 + T_{\varphi 2} s + 1}, \\ F_p &= \frac{1}{A_{\kappa}} \frac{1}{c_{\kappa} (T_{\delta 1}^2 s^2 + T_{\delta 2} s + 1)}, & F_{\sigma} &= \frac{K_6}{A_{\kappa}} \left[1 + T_n s - \frac{(1 + T_{\varphi 2} s) (T_{n1}^2 s^2 + T_{n2} s + 1)}{T_{\varphi 1}^2 s^2 + T_{\varphi 2} s + 1} \right], \end{aligned} \quad (43)$$

де позначено

$$A_{\kappa} = (T_{\kappa 1}^2 s^2 + T_{\kappa 2} s + 1) - K_7 \frac{(1 + T_{\kappa 2} s)^2}{T_{\delta 1}^2 s^2 + T_{\delta 2} s + 1}. \quad (44)$$

Одержані за результатами перетворень вирази передавальних функцій залежності (42) використані для побудови структурної схеми математичної моделі підсистеми шпинделя шліфувального круга. Входами математичної моделі є нормальна сила P_n , кут повороту вала електродвигуна φ_e з урахуванням коливань пасів приводної передачі, циркуляційна збурююча сила, зумовлена незбалансованістю ротора приводного електродвигуна P_{σ} кут повороту крокового двигуна φ_{σ} .

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Описаний принцип моделювання динамічної системи шліфування використаний для створення адаптивної системи безцентрового врізного шліфування доріжок кочення на шліфувальному автоматі SWaAGL125 з регулюванням процесу за стабілізованою нормальною силою різання.

Інформаційні джерела

1. Вейц В.А., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. – М.–Л.: Машгиз, 1959. – 288 с.
2. Грузий А.М. Математическое моделирование стохастических колебательных процессов металлорежущих станков и их оценка по статистическим критериям. Автореферат диссертации д.т.н. – КПИ, Киев, 1995. – 36с.
3. Марчук В.І., Смалюк А.Л., Бокій О.О. Формування багатоінструментальних налагоджень в автоматизованій системі технологічної підготовки токарних автоматів // Mechanics'98. – Rzeszow university of technology, Poland, 1998, Vol. 2. – С. 111- 114.
4. Бальмот В.Б., Самотин О.Н., Варламов Е.Б., Авдеев А.М. Вибрация и шум подшипников качения: Обзор. – М.: Цинтэиавтопром, 1987. – 125 с.

УДК 621

Я.В. Рева, Ю.А. Лук'янчук

Луцький національний технічний університет

ВПЛИВ МЕХАНІЧНОГО ВПЛИВУ НА ТЕХНІЧНІ ОБ'ЄКТИ І ЛЮДИНУ ТА ОСНОВНІ МЕТОДИ ВІБРОЗАХИСТУ

Розглянуто, як впливають механічні дії на різні технічні об'єкти (машини, прилади, апарати) і людини та методи їх зменшення.

Ключові слова: вібрація, шум, демпфер, вібростійкість.

Рассмотрены, как влияют механические воздействия на различные технические объекты (машины, приборы, аппараты) и человека, а также методы их уменьшения.

Ключевые слова: вибрация, шум, демпфер, виброустойчивость.

Considered as affecting the mechanical action on the various technical objects (machines, tools, equipment) and human and methods to reduce them.

Keywords: vibration, noise damper.

Статичні навантаження повинні враховуватися при розрахунку об'єкта на міцність. У деяких випадках, головним чином за наявності в об'єкті сполук з силовим замиканням, дія лінійних перевантажень може викликати порушення нормального функціонування системи (розмикання пружини електричних контактів, помилкові спрацювання релейних пристроїв і т.п.).

Найбільш небезпечними для технічних об'єктів виявляються вібраційний вплив. Знакомінні навантаження, викликані вібраційними впливами, призводять до накопичення пошкоджень в матеріалі, що викликає появу тріщин і руйнування [1].

Крім руйнувань в механічних системах спостерігаються й інші явища, що викликаються вібраційними впливами. Ці дії призводять до поступового ослаблення нерухомих з'єднань. Вібраційні впливи викликають малі відносні зсуви сполучених поверхонь у з'єднаннях деталей машин, при цьому відбувається зміна структури поверхневих шарів деталей, що сполучаються, їх знос і зменшення сили тертя в з'єднанні, що викликає зміну дисипативних властивостей об'єкта, зміщує його власні частоти і т.п.

Якщо в об'єкті є рухомі з'єднання з зазорами (наприклад, кінематичні пари в механізмах), вібраційні впливи можуть викликати зіткнення сполучених поверхонь, що призводять до їх руйнування.

У більшості випадків руйнування об'єкта при вібраційних впливах пов'язане з виникненням резонансних явищ. Тому при полігармонійних впливах найбільшу небезпеку становлять ті гармоніки, які можуть викликати резонанс об'єкта, у зв'язку з цим лабораторні випробування об'єктів на віброміцність часто проводять при гармонійних діях в резонансних режимах. У складних об'єктах, що володіють широким спектром власних частот, можливе одночасне порушення кількох резонансних