

УДК 621.822



І.В. Марчук,
к.т.н., ст. викладач,
Луцький
національний
технічний
університет
nfo@kptm.lutsk.ua

С.В. Марчук,
аспірант, Луцький
національний
технічний
університет
nfo@kptm.lutsk.ua

Л.М.Равенець,
аспірант, Луцький
національний
технічний
університет
vlar21@mail.ru

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА БЕЗЦЕНТРОВО-ШЛІФУВАЛЬНОГО АВТОМАТА SASL 5D ДЛЯ ШЛІФУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ОБЕРТАННЯ КІЛЕЦЬ РОЛИКОПІДШИПНИКІВ

І.В. Марчук, С.В. Марчук, Л.М. Равенець. До визначення власних частот шпиндельного вузла безцентрово-шліфувального автомата SASL 5D для шліфування поверхонь обертання кілець роликотпідшипників. Під час проектування операцій безцентрового переривчастого шліфування поверхонь обертання кілець роликотпідшипників виникає необхідність виявлення власних частот коливання елементів технологічної системи шліфування. В статті запропоновано методику розрахунку жорсткості, вібростійкості та вимушених коливань елементів кругло-шліфувального верстата. Проведенні ексерементальні дослідження жорсткості пружної системи шліфувального верстата SASL 5D.

I.V. Marchuk, S.V. Marchuk, L.M. Ravenets. Before determination of eigenfrequencies of spindle knot of centreless polishing automat of SASL 5D for polishing the surfaces of rotation the rings of roller-bearings. During planning of operations of the centerless irregular grinding of surfaces of rotation the rings of roller-bearings there is a necessity of exposure the eigenfrequencies of oscillation the elements of the technological system of polishing. Methodology of calculation of inflexibility, vibrofirmness and force vibrations of elements of circle-polishing machine-tool is offered in the article. Realization of experimental the inflexibility of the resilient system of polishing machine-tool of SASL 5D.

Вступ. Розрахунок власних частот коливань є однією із задач динаміки механічних систем, пов'язаних з визначенням резонансних режимів їх роботи. Запропоновано методику розрахунку жорсткості, вібростійкості та вимушених коливань шліфувальних верстатів з горизонтальним шпинделем. Пружна система верстату апроксимувалась механічною моделлю з 2 ступенями вільності. Дана методика дозволила внести на стадії проектування конструктивні зміни, які підвищили жорсткість верстатів на 70-90%, а також дає змогу прогнозувати зміни конструктивних параметрів елементів пружної системи верстату з метою отримання регламентованих динамічних властивостей.

Однак в умовах реальної експлуатації шліфувального верстату зміна динамічних характеристик зумовлена зміною початкового зв'язку між елементами пружної системи. Тому виникає необхідність у визначенні динамічних характеристик пружних систем різного типу обладнання, на яко-

му передбачується введення до технологічного процесу операцій правки та балансування.

Матеріал і результати дослідження. Проведені експериментальні дослідження жорсткості пружної системи шліфувального верстата SASL 5D у горизонтальній площині давачами п'єзо прискорень під час шліфування суцільним та переривчатими кругами з різними геометричними параметрами. Схема шліфування кілець переривчатим шліфувальним кругом з нахиленими під кутом α до осі гвинтовими канавками показана на рис.1.

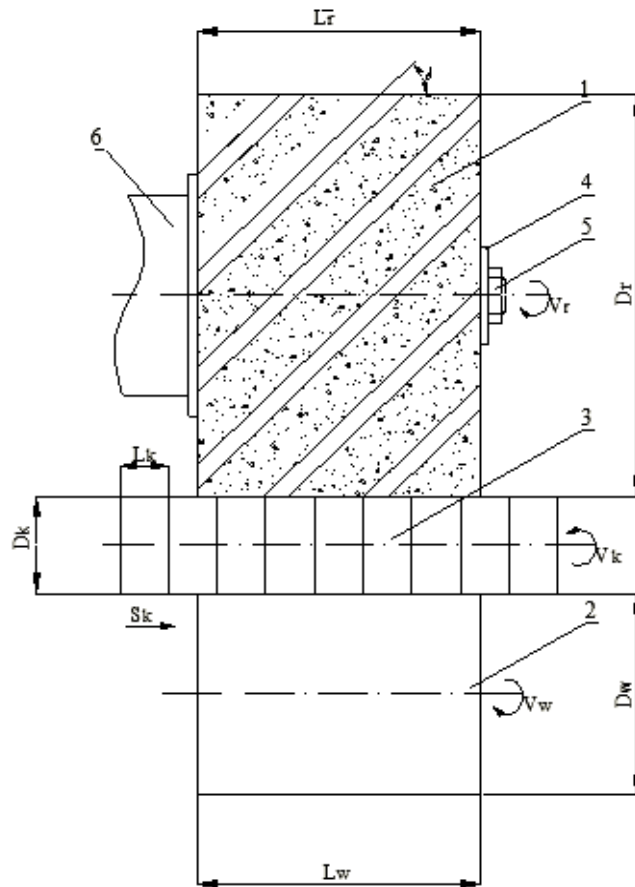


Рис. 1. Схема оброблення базової поверхні переривчатим кругом 1-шліфувальний круг з похилими канавками; 2- ведучий круг; 3 – кільця, що оброблюються; 4,5,6- елементи шпинделя верстата; S_k – подача; D_k – зовнішній діаметр кільця; D_r - діаметр шліфувального круга, D_w – діаметр ведучого круга

Нами проведено попередньо експериментальні дослідження по вимірюванню коливань різних елементів пружної системи шліфувального верстату SASL 5D у горизонтальній площині давачами п'єзоприскорень під час шлі-

фування суцільним та переривчатим кругами з різними геометричними параметрами. Схема розміщення датчиків на верстаті представлена на рис. 2.

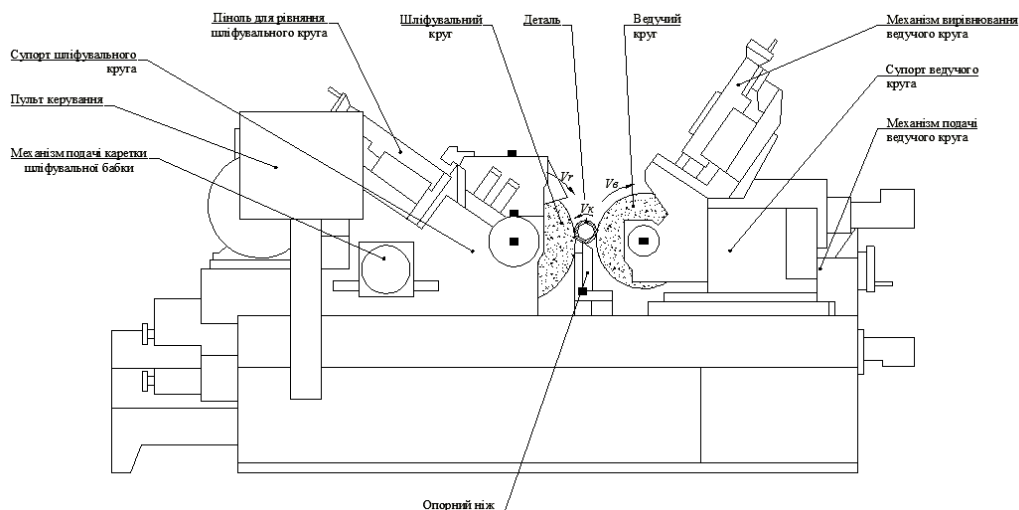


Рис. 2. Схема розміщення датчиків на верстаті SASL 5D: ■ - місце установки датчика

На першій стадії досліджень було отримано розрахункові значення власних частот згинальних та крутних коливань шпинделя верстату SASL 5D. Значення власних частот визначались за допомогою класичних методів теорії коливань [1, 2]. Шпиндель шліфувального круга замінювався розрахунковою схемою – двохопорною консольною балкою з розподіленою масою (див. рис. 1), яка складається з одної балки, оскільки шпиндель верстату SASL 5D не має явно виражених перепадів діаметрів. На кінцях балки розміщувались зосереджені маси шліфувального круга та приводного шків, що володіють інерцією повороту. В відповідних місцях розміщувались шарнірні опори. Для наведеної розрахункової схеми диференційне рівняння вільних коливань згнутої має вигляд:

$$EIY^{IV} + m_0 \ddot{y} = 0, \quad (1)$$

де E – модуль пружності;

I – екваторіальний момент інерції поперечного січення шпинделя;

m_0 – маса одиниці довжини балки;

$y(x, t)$ – вертикальне переміщення.

Розв'язок рівняння (4.1) запишемо у вигляді:

$$y(x, t) = U(x) \sin(\omega t + \phi). \quad (2)$$

Підставивши (2) у (1) отримаємо рівняння форм коливань балки:

$$U^{IV} - \alpha^4 U = 0, \quad (3)$$

де,
$$\alpha^4 = \frac{\omega^2 m_0}{EI}.$$

Розв'язок рівняння (3) запишемо у функціях Криволя [4]:

$$U(x) = C_1 K_1(\alpha x) + C_2 K_2(\alpha x) + C_3 K_3(\alpha x) + C_4 K_4(\alpha x), \quad (4)$$

де C_1 - C_4 – сталі.

На рис. 3 показана схема шпindelного вузла безцентрово-шліфувального верстата.

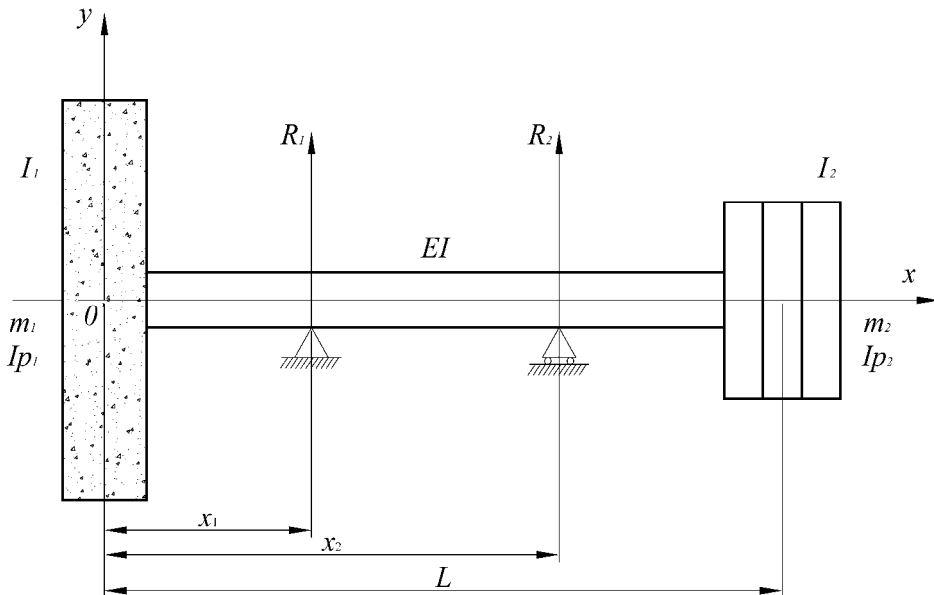


Рис. 3. Розрахункова схема шпindelного вузла: $X_1=0,109\text{м}$; $X_2=0,355\text{м}$;
 $L=0,433\text{м}$; $EI=6140\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $m_1=0,358\text{кг}\cdot\text{сек}^2/\text{м}$; $m_2=0,08\text{кг}\cdot\text{сек}^2/\text{м}$;
 $Ip_1=0,0018\text{кг}\cdot\text{м}\cdot\text{сек}^2$; $Ip_2=0,00012\text{кг}\cdot\text{м}\cdot\text{сек}^2$; $I_1=0,0009\text{кг}\cdot\text{м}\cdot\text{сек}^2$;
 $I_2=0,000077\text{кг}\cdot\text{м}\cdot\text{сек}^2$.

Підставивши отримані розв'язки до граничних умов на кінцях балки:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \omega^2 U_1(0) - EI U_1'''(0) &= 0 \\ EI U_1''(0) + \omega^2 (Ip_1 - I_1) U_1'(0) &= 0 \end{aligned} \right\} x = 0; \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} EI U_3'''(L) - m_2 \omega^2 U_3(L) &= 0 \\ EI U_3''(L) + \omega^2 (Ip_2 - I_2) U_3'(L) &= 0 \end{aligned} \right\} x = L,$$

де, I_1, I_2 – екваторіальні моменти інерції шліфувального круга та приводного шківів;

I_{p1}, I_{p2} – полярні моменти інерції шліфувального круга та приводного шківів;

m_1 – маса шліфувального круга;

m_2 – маса приводного шківів,

й додавши умови рівності нуля прогину на опорах:

$$U_1(x_1) = 0; U_2(x_2) = 0, \quad (6)$$

отримаємо однорідну систему шести рівнянь з шістьма невідомими: $C_1, C_2, C_3, C_4, R_1, R_2$, де R_1, R_2 – амплітудне значення реакції відповідно на 1-й та 2-й опорах.

Для нетривіального розв'язку цієї системи необхідно, щоб визначник дорівнював нулю. З цієї умови методом підбору прийнятних геометричних та масових параметрів шпинделя, круга шківів (рис. 4.4), знаходяться значення власних частот. Перші два значення дорівнюють: $\omega_1 = 3580$ 1/сек, $\omega_2 = 9270$ 1/сек.

Розрахунок двох низьких власних частот крутих коливань проводиться за аналогічною методикою. Розрахункова схема не міняється, але враховуються відповідно тільки круті та масові її характеристики.

Диференціальне рівняння вільних крутих коливань має вигляд:

$$GI_p \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} - \theta_0 \ddot{\theta} = 0, \quad (7)$$

де I_p – полярний момент інерції поперечного січення шпинделя;

G – модуль зсуву;

θ_0 – момент інерції маси одиниці довжини стержня;

θ – кут закручування.

Розв'язок рівняння (7) набуде вигляду:

$$\theta(x, t) = \varphi(x) \sin(\omega_k t + \varphi''). \quad (8)$$

Підставивши (8) в (7), отримаємо рівняння форми крутих коливань:

$$\varphi'' + \beta^2 \varphi(x) = 0, \quad (9)$$

де
$$\beta^2 = \frac{\omega_k^2 \theta_0}{GI_p}.$$

Розв'язок рівняння (9) прийме вигляд:

$$\varphi(x) = A \sin \beta x + B \cos \beta x, \quad (10)$$

де A та B – постійні.

Підавши отримане рівняння граничним умовам на кінцях балки:

$$\begin{aligned} GI_p \varphi'(0) + Ip_1 \omega_k^2 \varphi(0) &= 0, x = 0 \\ GI_p \varphi'(L) - Ip_2 \omega_k^2 \varphi(L) &= 0, x = L \end{aligned} \quad (11)$$

отримаємо систему з двох рівнянь з двома невідомими A та B . Прирівнюючи визначник системи до нуля, методом підбору знайдемо значення власних частот вільних крутних коливань шпинделя: $\omega_{k1} = 8240$ та $\omega_{k2} = 27400$ рад/сек.

Значення першої власної частоти коливань згину шпинделя, встановленого на жорстких опорах було визначено за допомогою експериментальної установки й склало $\omega_{1\text{э}} = 7770$ І/сек.

Відносна похибка теоретичного розрахунку та експериментального визначення власних частот для коливань згину рівна:

$$\Delta_U = \frac{\omega_1 - \omega_{1\text{э}}}{\omega_{1\text{э}}} \cdot 100\% = 6,04\%.$$

Теоретично розраховане значення власних частот відповідає результатам експериментів. Наведені значення перших двох власних частот коливань згину та кручення отримані в результаті розв'язку системи диференціальних рівнянь.

З метою спрощення вирішення задачі та оцінки ступеня розбіжності отриманих частот з точним розв'язком, розглянемо балку (шпиндель), як трьохмасову систему та розв'язком для неї задачу знаходження власних частот коливань згину.

Частотне рівняння для трьохмасової системи має вигляд:

$$\begin{aligned} p^3 - (m_1 \alpha_{11} + m_2 \alpha_{22} + m_3 \alpha_{33}) p^2 + \\ + (m_1 m_2 f_{12} + m_2 m_3 f_{23} + m_1 m_3 f_{13}) p - m_1 m_2 m_3 f_{123} = 0 \end{aligned}, \quad (12)$$

де $p = \frac{1}{\omega^{12}}$;

ω^{12} – власна частота;

α_{ij} – коефіцієнт впливу сили на згин.

$$f_{ij} = \alpha_{ii} \alpha_{jj} - \alpha_{ij}^2;$$

$$f_{ikj} = f_{ij} \alpha_{kk} + f_{ik} \alpha_{jj} + f_{jk} \alpha_{ii} + 2(\alpha_{ij} \alpha_{jk} \alpha_{ik} - \alpha_{ii} \alpha_{jj} \alpha_{kk}).$$

Із рівняння (12) можна отримати перше занижене значення власної частоти за формулою Дункерлея:

$$\omega^{12} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n m_i \alpha_{ii}}, \quad (13)$$

де n – число мас;

α_{ii} – знаходять за наступними формулами:

$$\alpha_{11} = \frac{x_1^2 x_2}{3EI}; \alpha_{22} = \frac{(L - x_2)^2}{3EI} (L - x_1); \alpha_{33} = \frac{(x_3 - x_1)^2 (x_2 - x_3)^2}{3EI (x_2 - x_1)}. \quad (14)$$

Після підстановки отримаємо:

$$\alpha_{11} = 2,27 \cdot 10^{-7} \text{ м/кг}; \alpha_{22} = 1,07 \cdot 10^{-7} \text{ м/кг}; \alpha_{33} = 0,485 \cdot 10^{-7} \text{ м/кг}.$$

Підставивши значення m_i та α_{ii} до формули (13) отримаємо значення першої власної частоти $\omega'_1 = 3080 \text{ І/с}$. Значення власної частоти знайдене за формулою (13), при заміні шпинделя як балки з розподіленою масою на балку з трьома зосередженими масами значно спрощуються розрахунки. Відносна похибка розрахунку при знайденому заниженому значенні частоти за формулою Дункерлея, в порівнянні з точним розв'язком, складає:

$$\Delta = \frac{3580 - 3080}{3580} \cdot 100\% = 14\%.$$

Висновки. Описана методика визначення власної частоти шпинделя безцентрово-шліфувального верстата використовується для прогнозування параметрів мікрорельєфу шліфованих поверхонь обертання на стадії технологічного проектування.

Література:

1. Кудинов В.А. Динамика станков.- Машиностроение, 1967. – 359с.
2. Марчук В.І., Заблоцький В.Ю., Лапченко Ю.С. Технологічне керування віброакустичними характеристиками роликпідшипників в умовах гнучких виробничих систем // Сучасні технології виробництва в розвитку економічної інтеграції та підприємства: Матеріали І Українсько-Польської наукової конференції 16-18 жовтня 2003 р. смт. Сатанів. – Хмельницький: Технологічний університет Поділля, 2003. – С.103-104.