

УДК 621. 822:681.2:369.64

Марчук І.В., докторант, Олексин М.В, аспірант , Грисюк І.О., аспірант  
Луцький національний технічний університет**ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ  
БЕЗЦЕНТРОВО-ШЛІФУВАЛЬНОГО ВЕРСТАТУ**

*Визначені статистичні та динамічні характеристики пружної системи шліфувального верстату SASL 5D. Силовий вплив на систему відбувався по напрямку згідно обраної системи координат. Система координат була вибрана таким чином, щоб напрямки осей  $y$  та  $z$  співпадали, відповідно, з напрямками поперечної подачі шліфувальної бабки та поздовжніх переміщень кільця, а вісь  $x$  – з напрямком осі шпинделя й мала свій початок у місці установки шліфувального круга. Пружна система отримувала збурення по координаті  $y$ , так як в напрямку цієї координати діє максимальна складова сили різання  $P_y$  й коливання в напрямку цієї координати в значній мірі впливають на формування шорсткості поверхні, а, відповідно, і її якості в процесі безцентрового шліфування.*

*Експериментальне визначення власних частот виконувалося за допомогою дослідницького комплексу віброапаратури, що включає в себе: вібростенд, вібровимірювальне та реєструюче обладнання.*

**Ключові слова:** Амплітуда, жорсткість, пружність, статична характеристика, шліфувальний верстат

**Вступ.** Приведений на прикладі шпиндельного вузла аналіз впливу пружності опор та зазору в шпинделі на зміну власної частоти коливань згину [1, 2] показав, що для отримання постійних динамічних характеристик пружної системи верстату необхідно забезпечити оптимальний зв'язок спряжених елементів пружної системи. Останні створюють нормальні умови роботи й відповідають технічним умовам на безцентрово-шліфувальні верстати SASL 5D.

Визначення власних частот коливань пружної системи шліфувальних верстатів – важливий етап на шляху модернізації їх конструкцій та створення методів розрахунку цих верстатів на вимушені коливання. В праці [4] дано теоретичне визначення власних частот пружної системи шліфувального верстату SASL 5D. Однак з точки зору конструктивної складності пружної системи шліфувального верстату та її багатомасовості досить складно скласти диференціальне рівняння для теоретичного розрахунку точних значень власних частот пружної системи. В зв'язку з цим було надано перевагу експериментальним дослідженням.

Нами були визначені статистичні та динамічні характеристики пружної системи шліфувального верстату SASL 5D. Силовий вплив на систему відбувався по напрямку згідно з обраною системою координат. Система координат була вибрана таким чином, щоб напрямки осей  $y$  та  $z$  співпадали, відповідно, з напрямками поперечної подачі шліфувальної бабки та поздовжніх переміщень кільця, а вісь  $x$  – з напрямком осі шпинделя й мала свій початок у місці установки шліфувального круга. Пружна система отримувала збурення по координаті  $y$ , так як в напрямку цієї координати діє максимальна складова сили різання  $P_y$  й коливання в напрямку цієї координати в значній мірі впливають на формування шорсткості поверхні, а, відповідно, і її якості в процесі безцентрового шліфування.

Експериментальне визначення власних частот виконувалося за допомогою дослідницького комплексу віброапаратури, що включає в себе: вібростенд, вібровимірювальне та реєструюче обладнання.

**Метою роботи** є визначення статичних характеристик пружної системи.

**Основна частина.** Статичне навантаження під час знімання статичної характеристики прикладалося в напрямку координати  $y$  за допомогою вантажів через систему двох нерухомих блоків. Переміщення оправки, встановленої на кінці шпинделя, фіксувалось стрілочним індикатором годинникового типу з ціною поділки 0,001 мм. За результатами навантаження та розвантаження пружної системи було побудовано графіки залежності переміщення  $y$  від прикладеної сили  $P$  для шпинделя нерухомого та під час обертання (див. рис. 1). На основі графіків статичних характеристик по лінії, що ділить пополам відрізки між навантаженою та розвантаженою гілками, було визначено технологічну жорсткість пружної системи верстату зі шпинделем нерухожим та під час обертання. При нерухожому шпинделі жорсткість пружної системи складає:  $C_1=1315$  кг/мм, під час обертання –  $C_2=1080$  кг/мм.

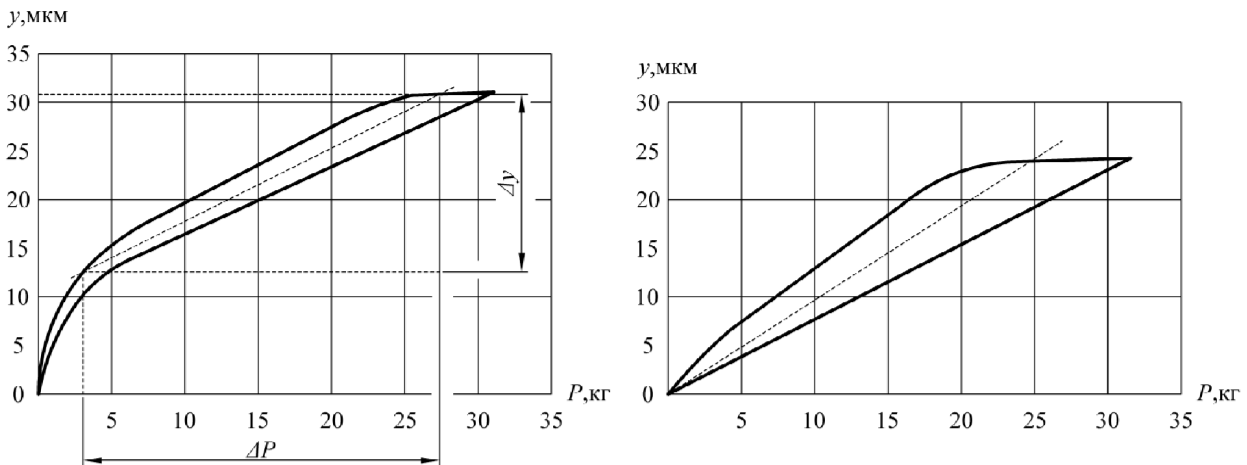


Рис. 1. Статичні характеристики пружної системи верстату SASL 5D по координаті  $y$ : коли шпиндель нерухомий (а), коли шпиндель обертається (б)

Пониження жорсткості пружної системи під час обертання шпинделя пояснюється зниженням сил тертя в рухомих з'єднаннях. Характеристики статичного навантаження мають форму подібну до петлі, що пояснюється наявністю сил сухого тертя в місцях дотику деталей пружної системи.

Збільшення ширини петлі з ростом деформації характеризує пропорційність сил тертя до величини деформації. Статична характеристика є основним показником, що характеризує податливість пружної системи верстату, викликану силою різання, й характеризує точність оброблення в процесі безцентрового шліфування. Чим вища жорсткість, тим точніше виготовлена деталь.

Визначення амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) пружної системи верстату.

Найпростішим з принципової точки зору є метод визначення динамічних характеристик, заснований на фізичній суті частотного методу. На вхід системи подається силовий вплив різної частоти. Реєструючи сигнал на вході та реакцію системи на виході, розраховують коефіцієнт передачі для кожної частоти.

Амплітуду вхідного сигналу слід вибрати в залежності від особливостей системи та очікуваних умов її роботи. Наприклад, якщо сигнал на вході в нормальних умовах є випадковою функцією, то амплітуда зазвичай обирається рівною її очікуваному середньоквадратичному значенню. Якщо ж на вхід в нормальних умовах експлуатації подається послідовність ступінчатих функцій з проміжками між ними, що перевищують час перехідного процесу, то амплітуда обирається дещо меншою величини амплітуди типової ступінчатої функції. Проте в будь-якому з цих випадків частотні характеристики знімаються при різних амплітудах вхідного сигналу насамперед для того, щоб знайти область лінійності об'єкту, в якому характеристики не залежать від амплітуди вхідного сигналу. Лінійність або не лінійність системи легко також визначити спостерігаючи форму сигналу на виході об'єкта [3].

Силовий гармонічний вплив в напрямку координати  $y$  здійснювався вібраційним електродинамічним стендом ДВС-10, корпус якого був жорстко закріплений до станини верстату, а рухома котушка жорстко зв'язана зі шпинделем верстату за допомогою спеціальної оправки. АЧХ пружної системи верстату представляють собою залежності відношення амплітудного значення її переміщення до сили збурення, що впливає на систему, від частоти збурення.

Різний рівень збурень (0,5g; 1g; 1,5g; 2g;) в діапазоні частот від 20 до 1000 Гц підтримувався постійним. Даний діапазон частот збурень присутній під час шліфування кругами з переривчатою робочою поверхнею, що має різні геометричні параметри. Фіксація амплітудного значення коливань, що розвиваються в системі при різних частотах виконувалася за допомогою п'єзо давача абсолютних коливань типу Д14, встановленого на оправці. За показами аналогового приладу, який встановлений у вимірчальному блоці ВА-2, виконувалася відлік амплітуди коливань. Під час визначення АЧХ статична складова навантаження прикладалась до оправки в напрямку збудження так само, як і під час визначення статичної характеристики пружної системи. При цьому пружна система лишалася в динамічному змісті незамкнутою [2]. АЧХ визначалася при нерухомому шпинделі та під час його обертання (див. рис. 2).

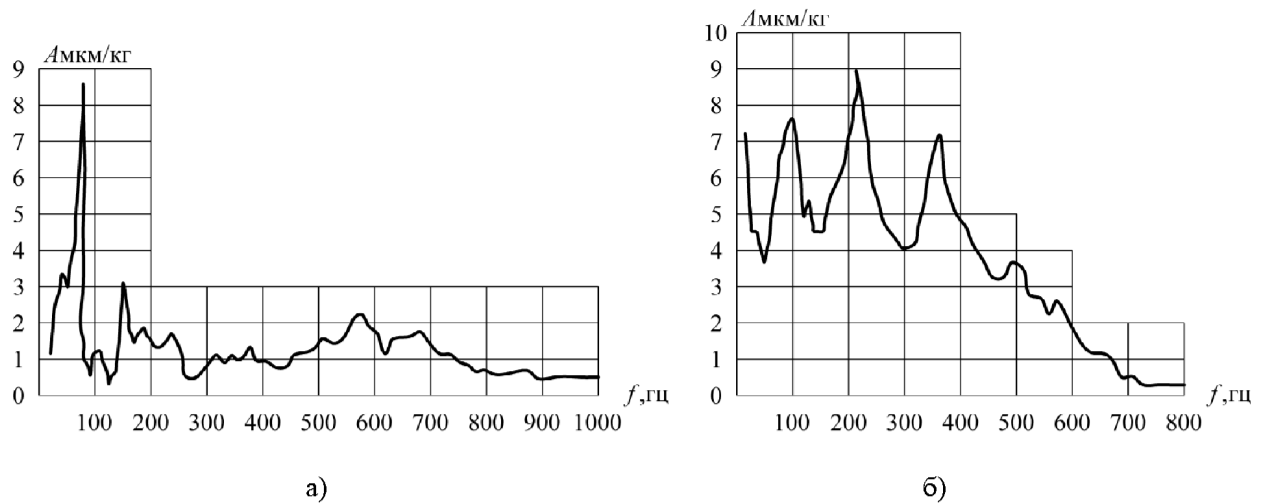


Рис. 2. АЧХ пружної системи безцентрово-шліфувального верстату SASL 5D по координаті у при нерухомому шпинделі (а) та під час обертання шпинделя (б)  $P_{CT}=0\text{кг}$

На основі аналізу графіків встановлено наступні значення власних частот пружної системи верстату на яких вона володіє достатньо вираженими коливальними властивостями: при нерухомому шпинделі – 60; 110; 160; 240; 410; 620; 700Гц; під час обертання – 100; 130; 205; 330; 375; 435Гц.

Співставлення приведених значень частот показує, що під час обертання шпинделя значення відповідних частот нижче, ніж при нерухомому, що можна пояснити пониженням жорсткості системи  $C_2 < C_1$  під час руху шпинделя.

Власні частоти пружної системи верстату SASL 5D лежать в діапазоні 0-500 Гц (рис. 2). Цей діапазон частот перекривається частотами збурення, обумовленими процесом переривчатого шліфування, що може викликати явище резонансу під час шліфування кругами з переривчатою робочою поверхнею.

Під час зміни статичного навантаження в процесі визначення АЧХ від 0 до 30 кг через кожні 5 кг не було помічено зміни амплітудних значень резонансних піків та їх зміщення по осі частот. З цього можна зробити висновок, що в діапазоні сил  $P_y$ , які виникають в процесі шліфування, пружна система працює в лінійній області. Це положення також підтверджують також апроксимально отримані лінійна залежність амплітуди коливань по координаті у від глибини шліфування, а відповідно, від сили, яка виникає в процесі шліфування. Під час шліфування кругами з різною кількістю ріжучих виступів відмічено різке збільшення амплітуди на частотах збурення, відповідним власним частотам пружної системи верстату. Значення постійних для кожної нормальної форми, приведені в табл. 1.

Таблиця 1

Значення постійних для кожної нормальної форми			
$\omega_c$ , Гц	$C \cdot 10^6$ , кг/м	$a$ , кгсек <sup>2</sup> /м	$\lambda$
100	0,72	1,826	0,628
130	1,01	1,520	0,600
205	0,78	0,424	0,500
330	1,38	0,250	0,475
375	2,18	0,404	0,340
435	3,48	0,465	0,324

Аналіз пружної системи на можливість виникнення резонансних режимів оброблення

Проведемо аналіз коливань пружної системи безцентрово-шліфувального верстату SASL 5D на прикладі одно масової системи під дією сили збурення, зумовленої процесом переривчатого шліфування.

Диференційне рівняння вимушених коливань системи з одним ступенем вільності має вигляд [1]:

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + K^2 q = \frac{1}{\alpha} Q_F(t), \quad (1)$$

$$\text{де } n = \frac{b}{2\alpha}; K^2 = \frac{C}{\alpha};$$

$q(t)$  – шукана координата;  $\alpha$  – приведена маса нормальної форми;  $C$  – приведена жорсткість нормальної форми;  $b$  – коефіцієнт затухання;  $n$  – величина, що характеризує затухання коливань в часі;  $Q_F(t)$  – приведена сила збурення.

$$q = Ae^{-nt} \sin(K^* t + \beta) + \frac{1}{\alpha K^*} \int_0^t Q_F(t_1) e^{-n(t-t_1)} \sin K^*(t-t_1) dt_1; \quad (2)$$

$$\text{де } A = \sqrt{q_0^2 - \frac{(\dot{q}_0 + nq_0)^2}{K^2 - n^2}}; \text{ctg } \beta = \frac{\dot{q}_0 + nq_0}{q_0 \sqrt{K^2 - n^2}};$$

$t_1$  – час початку дії сили збурення;  $q_0$  – початкова координата;  $\dot{q}_0$  – початкова швидкість.

$$K^* = \sqrt{K^2 - n^2}.$$

Розв'язок (2) можна застосувати для дослідження вимушених коливань систем з одним ступенем вільності при наявності будь-яких сил збурення. Проте використання цього розв'язку доцільне в тих випадках, коли загальна сила збурення  $Q_F(t)$  не є періодичною функцією часу та досить різко змінює величину й напрямок, а також тоді, коли аналітичний вираз цієї сили невідомий, а її отримують графічно. Інтеграл, що визначає вимушені коливання системи в даному випадку, можна знайти з достатньою точністю методом інтегрування.

У процесі шліфування кругом з переривчатою робочою поверхнею, сила збурення зумовлена процесом шліфування, прикладається миттєво та діє на протязі дуже малого проміжку часу  $\tau_1$ , імпульс якої  $S$  має кінцеве значення:

$$S = \lim_{\tau \rightarrow 0} (Q_F \cdot \tau_1).$$

Для дослідження коливань, викликаних цими імпульсами, скористаємось загальним розв'язком диференціального рівняння (1) при початкових умовах  $q_0=0$  та  $\dot{q}_0 = 0$ .

$$q = \frac{1}{\alpha K^*} \int_0^t Q_F(t_1) e^{-n(t-t_1)} \sin K^*(t-t_1) dt_1. \quad (2)$$

Знайдемо рівняння коливань, викликаних постійною силою  $Q_F$  прикладеною до системи в момент часу  $t_1=0$  та діючою на протязі деякого проміжку часу  $\tau_1$ , формула (2) в даному випадку набуде вигляду:

$$q = \frac{Q_F}{C} \left[ 1 - e^{-nt} \left( \frac{n}{K^*} \sin K^* t + \cos K^* t \right) \right]. \quad (3)$$

Колівання, описані рівнянням (3) існують до тих пір, доки діє сила  $Q_F$  тобто при  $t \leq \tau_1$ . Розрахуємо максимальне значення координати  $q(t)$  з рівняння (3):

$$q = \frac{Q_F}{C} \left[ -e^{-nt} (n \cos K^* t - K^* \sin K^* t) + ne^{-nt} \left( \frac{n}{K^*} \sin K^* t + \cos K^* t \right) \right].$$

Прирівнюючи власну швидкість  $\dot{q}_0$  до нуля, отримуємо:

$$e^{-nt} \sin K^* t = 0,$$

що при кінцевому значенні  $t$  приводить до умов:

$$\sin K^* t = 0; t = \frac{\pi}{K^*} = \frac{T^*}{2},$$

де  $T^*$  – період коливань системи.

Відповідно, максимальне значення  $q$  настає при  $t = T^*/2$ , тобто в даному випадку, коли проміжок часу  $t$  рівний половині періоду затухаючих коливань.

Коливання, викликані імпульсом миттєвої сили описуються наступним рівнянням [3]:

$$q = \frac{S}{\alpha K^*} e^{-nt} \sin K^* t.$$

Для рівних імпульсів  $S_j=S$  та проміжків часу між ними  $t_j = j(\tau_1 + \tau_2)$ , що відповідає переривчатому шліфуванню, отримаємо:

$$q = \frac{S}{\alpha K^*} \sum_{j=0}^{p-1} e^{-n[t-j(\tau_1+\tau_2)]} \sin K^* [t-j(\tau_1+\tau_2)] \text{ при } t > j(\tau_1+\tau_2),$$

де  $p$  – число імпульсів;  $\tau_2$  – час розриву процесу різання.

Якщо проміжок часу між виникаючими імпульсами  $\tau_1 + \tau_2 = T^*$ , то відбувається так званий ударний резонанс.

В цьому випадку:

$$q = \frac{S}{\alpha K^*} e^{-nt} \sin K^* t [e^{-(p-1)nT^*} + e^{-(p-2)nT^*} + \dots + e^{-nT^*} + 1]. \quad (4)$$

При відсутності опору  $n=0$  й при великій кількості імпульсів, координата згідно рівняння (4) набуде вигляду:

$$q = \frac{SP}{\alpha K^*} \sin K^* t. \quad (5)$$

Та зі збільшенням числа імпульсів  $p$  за формулою (5) амплітуда коливань прямує до нескінченності.

Співставлення знайдених власних частот пружної системи шліфувального верстата з частотами збурення від переривчатих кругів, геометричні параметри яких розраховані з позиції тепло напруженості процесу [1, 3] дозволяє сказати, що під час шліфування переривчатими кругами з числом ріжучих виступів – можливий ударний резонанс. При шліфуванні кругами з регламентованим числом функціональних виступів проміжок часу між імпульсами, які впливають на пружну систему ( $\tau_1 + \tau_2$ ) рівний або близький до періоду коливань одної з власних форм пружної системи безцентрово-шліфувального верстату SASL 5D, що приводить до виникнення ударного резонансу.

**Висновок:** отримані значення постійних, що характеризують кожну нормальну форму коливань пружної системи, дозволять нам в подальшому змодельовати пружну систему верстату у вигляді механічної моделі з зосередженими параметрами, яка володіє в деякому частотному діапазоні характеристиками, що відповідають пружній системі реального верстату.

#### Інформаційні джерела

1. Струтинський В.Б. Математичне моделювання металорізальних верстатів / В.Б. Струтинський, П.П. Мельник. – Житомир : ЖІТІ, 2002. – 570с.
2. Свирщев В.И. К вопросу устойчивости упругой системы плоскошлифовального станка / В.И. Свирщев, А.Н. Паршаков // Механическая обработка деталей машин и приборов. – Киев, 1976. – 25.
3. Управление процессом шлифования / А.В. Якимов, А.МН. Паршаков, В.И. Свирщев, В.П. Ларшин. – К.: Техніка, 1983. – 184 с.
4. Марчук І.В. Моделювання процесу безцентрового шліфування кілець роликотідшипників для керування якістю формоутворення / В.П. Ларшин, І.В. Марчук // Тези Всеукраїнської

молодіжної науково-технічної конференції - Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво. (Суми, 26-30 жовтня 2010 р.) – Тези. – Суми, 2010. – С. 83–84.

**Марчук И.В.**, докторант, **Олексин М.В.**, аспирант, **Грисюк И.О.**, аспирант  
Луцкий национальный технический университет

#### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГОЙ СИСТЕМЫ БЕСЦЕНТРОВО-ШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА**

*Определены статистические и динамические характеристики упругой системы шлифовального станка SASL 5D. Силовое воздействие на систему происходило по направлению согласно выбранной системы координат. Система координат была выбрана таким образом, чтобы направления осей  $y$  и  $z$  совпадали, соответственно, с направлениями поперечной подачи шлифовальной бабки и продольных перемещений кольца, а ось  $x$  - с направлением оси шпинделя и имела свое начало в месте установки шлифовального круга. Упругая система получала возмущения по координате  $y$ , так как в направлении этой координаты действует максимальная составляющая силы резания  $P_y$  и колебания в направлении этой координаты в значительной степени влияют на формирование шероховатости поверхности, а, соответственно, и ее качества в процессе бесцентрового шлифования.*

*Экспериментальное определение собственных частот выполнялось с помощью исследовательского комплекса Виброаппаратура, что включает в себя: вибростенд, виброизмерительной и регистрирующее оборудование.*

**Ключевые слова:** Амплитуда, жесткость, упругость, статическая характеристика, шлифовальный станок

**I. Marchuk**, PhD student, **M. Olexin**, postgraduate, **I. Grisiuk**, postgraduate  
Lutsk National Technical University

#### **DETERMINING THE STATIC CHARACTERISTICS OF ELASTIC SYSTEM CENTRELESS GRINDING MACHINE**

*Identified static and dynamic characteristics of elastic system grinding machine SASL 5D. Power influence on the system took place under the direction of the selected coordinate system. The coordinate system was chosen so that the axes  $y$  and  $z$  coincide, respectively, with lines traverse and wheelhead longitudinal displacement of the ring, and the  $x$ -axis - the axis of the spindle and had its roots in the place of installation of the grinding wheel. Elastic system receives perturbation in the coordinate as the direction of the coordinate component has a maximum cutting force  $P_y$  and variations in the direction of coordinates greatly influence the formation of surface roughness and, accordingly, its quality during centreless grinding.*

*Experimental determination of natural frequencies performed using vibroapparatury research complex that includes: vibration, vibration testing and recording equipment.*

**Keywords:** Amplitude, stiffness, elasticity, static characteristic, grinding machine