

УДК 621.924.1

**Л.П. Федотська, канд. техн. наук***Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського,**вул. Першотравнева 20, м. Кременчук. Україна, 39614**fan450@yandex.ru***МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЕДІНКИ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ШЛІФУВАЛЬНОЇ БАБКИ ПРИ ЗМІНІ ЖОРСТКОСТІ ОПОР**

*В статті наведено дані моделювання поведінки пружної системи шліфувальної бабки при зміні жорсткості опор: визначали зміщення осі шліфувального круга при розгоні і при усталеному обертанні в залежності від зміни жорсткості опор*

**Ключові слова:** жорсткість опор, гідростатична опора, пружна система, шліфувальна бабка

Сучасна наука про верстати і системи приділяє величезну увагу питанням вібростійкості верстатів. Вібростійкість верстатів тісно пов'язана з їх жорсткістю і обидва чинники часто визначають досяжну продуктивність. Вібрації обмежують допустимі режими різання при обробці (особливо швидкість і глибину різання), призводять до отримання у деталі хвилястої поверхні, підвищеного наклепу її поверхневих шарів, зниження точності обробки, стійкості ріжучого інструменту, розладу з'єднань верстата і його прискореного зносу. При виникненні значних вібрацій роботу, як правило, доводиться припиняти. Зважаючи на сказане розгляд і рішення саме цієї проблеми у даній роботі є доволі актуальним у наш час.

Одним з перспективних напрямків підвищення точності та вібростійкості шпиндельних вузлів є застосування гідростатичних опор (ГСО).

Одним з перспективних напрямків зменшення вібрацій шпиндельного вузла є застосування регульованих ГСО [1], що дозволяють не тільки підвищити точність обертання шпинделя, а й завдяки високій демпфуючій здатності, збільшити вібростійкість верстата та якість обробки деталей.

Мета роботи полягає у визначенні поведінки шпинделя шліфувальної бабки при зміні жорсткості опор за допомогою моделювання для розробки автоматичної системи стабілізації величини зазору в гідростатичних підшипниках для підвищення сталості процесу шліфування.

Підвищення вібростійкості ТОС на прикладі шліфувальної бабки будемо досягати за рахунок уведення у конструкцію спеціальних пристроїв для регулювання жорсткості шпиндельних опор: наприклад регулювання зазору у підшипниках рідинного тертя.

Змоделювати поведінку пружної системи шліфувальної бабки при зміні жорсткості опор можливо за допомогою прикладного програмного забезпечення Cosmos Motion.

Для цього побудували тривимірну еквівалентну модель шпиндельної бабки у середовищі SolidWorks (рисунк 1).

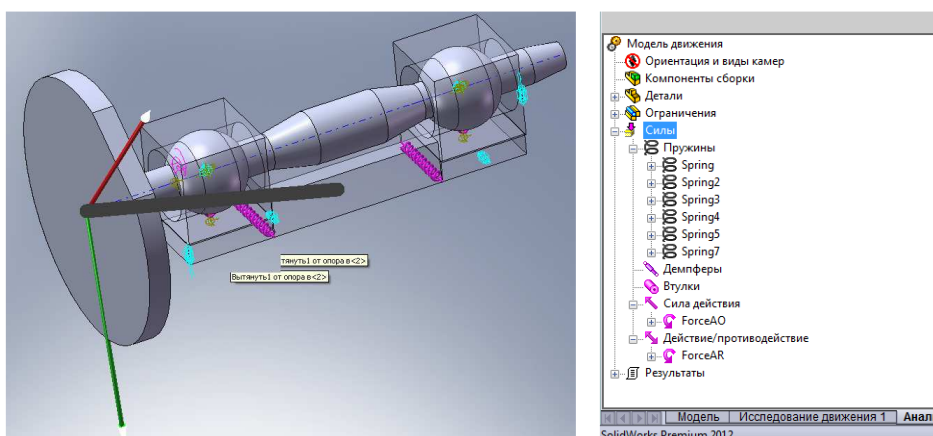


Рисунок 1 – Тривимірна еквівалентна модель шпиндельної бабки та вихідні параметри цієї моделі

У еквівалентній моделі замінені опори рідинного тертя на комплексні опори, що складаються із послідовно з'єднаних кулькових опор: опора, що має можливість рухатися у вертикальній площині і опора, що має можливість рухатися у горизонтальній площині. Жорсткість опор моделюємо елементами

системи Cosmos Motion – пружинами. Жорсткість цих пружин призначаємо, виходячи із проведених раніше розрахунків (рисунок 1).

Силу різання змодельовано як момент опору, що діє на шліфувальний круг і зростає при збільшенні частоти обертання шпинделя (рисунок 2).

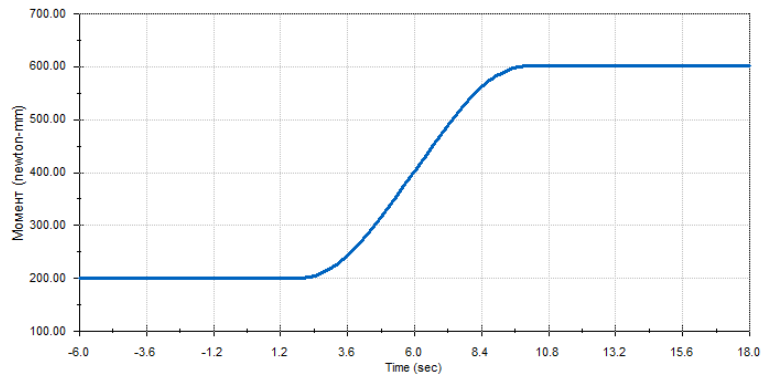


Рисунок 2 – Момент опору, що діє на шліфувальний круг

При моделюванні будемо визначати зміщення осі шліфувального круга при розгоні і при усталеному обертанні в залежності від зміни жорсткості опор. Вихідні параметри дослідження наведені у таблиця 1.

Таблиця 1 – Вихідні параметри дослідження зміщення осі шліфувального круга

Жорсткість несучих масляних клинів підшипника, Н/мм	Зміна обертального моменту
120,6	Синусоїдальний закон: середнє значення – $M = 1250$ Н мм амплітуда коливань – $A_M = 200$ Н мм частота коливань – $n = 1,25$ кол/с
134	
147,4	

Дослідження при розгоні моделювали при прикладенні до шпинделя обертального моменту, що змінювався за синусоїдальним законом (рисунок 3).

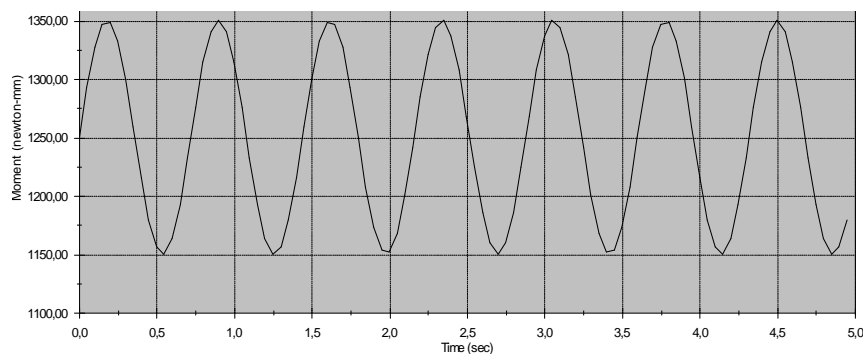


Рисунок 3 – Закон зміни обертального моменту

Такий підхід дає змогу враховувати нерівномірність обертального моменту, викликану несталістю обертання валу двигуна і коливальних процесів у пасовій передачі.

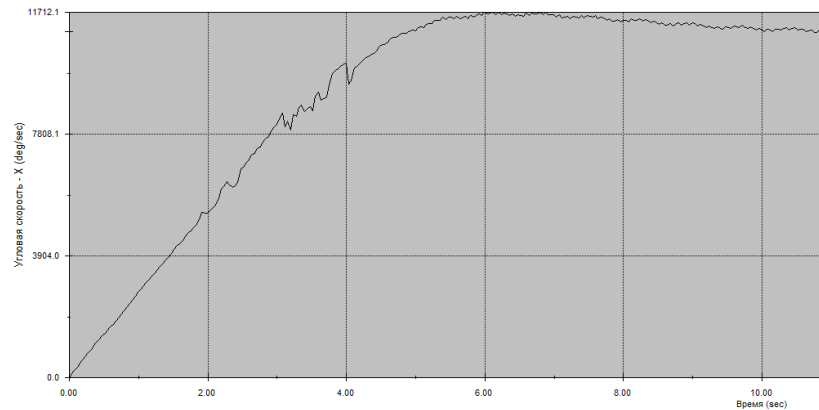
Дослідження при розгоні шпинделя шліфувальної бабки проводили протягом 20 с, що дало змогу повністю розігнати шпиндель (рисунок 4, а – в).

Значення кутової швидкості декілька завищені порівняно із розрахунковими в зв'язку із тим, що в моделі не враховано зміну сил тертя в залежності від швидкості обертання.

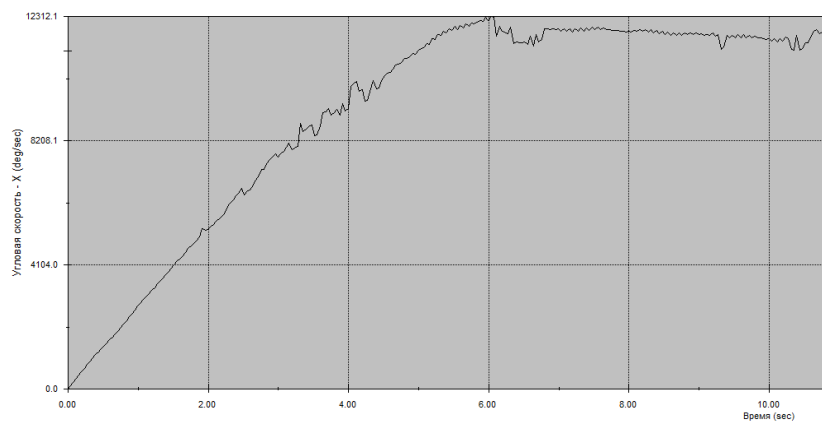
Результати моделювання зміщення осі шпинделя наведено на рисунках 5 – 7. Значення зміщення дано від опорної точки на поверхні станини.

Аналіз наведених даних свідчить про те, що збільшення жорсткості опор рідинного тертя на 10% призводить до зменшення амплітуди коливань на 25%. Отже конструкція опор рідинного тертя, що дає змогу керувати значенням жорсткості опор в залежності від вимог якості до поверхневого шару при

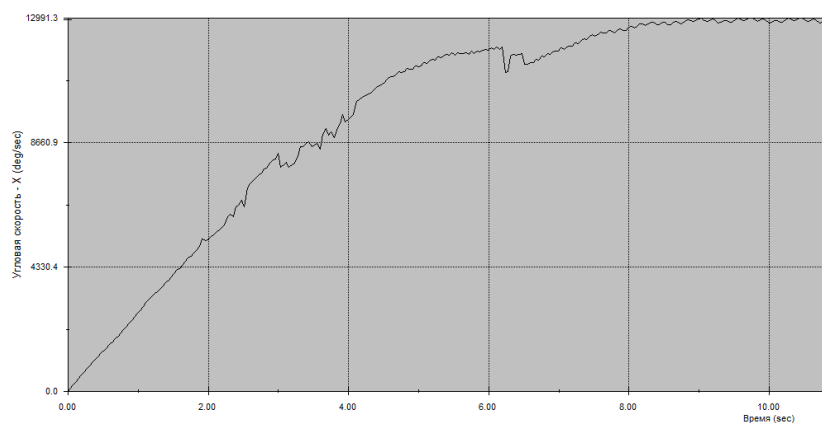
шліфуванні (шорсткості) дозволить при незначному підвищенні жорсткості значно зменшити шорсткість обробленої поверхні. Але при цьому будуть зростати і витрати потужності насоса, що забезпечує прокачування рідини у карманах підшипників. Тому для оптимального використання даного способу підвищення вібростійкості необхідно вирішувати задачу оптимізації в реальному часі, тобто необхідно використовувати систему автоматичного керування зазором у підшипниках рідинного тертя.



а)



б)



в)

Рисунок 4 – Процес розгону шпинделя при моделюванні зміщення осі шліфувального круга (printscreen):  
а-в – варіанти жорсткості опор за таблицею 1

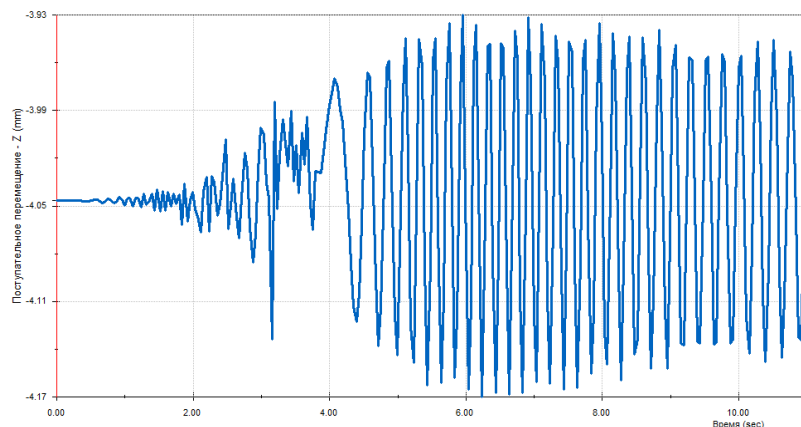


Рисунок 5 – Зміщення осі шпинделя (printscreen) при розгоні: жорсткість опор рідинного тертя 120,6 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,24\text{мм}$ )

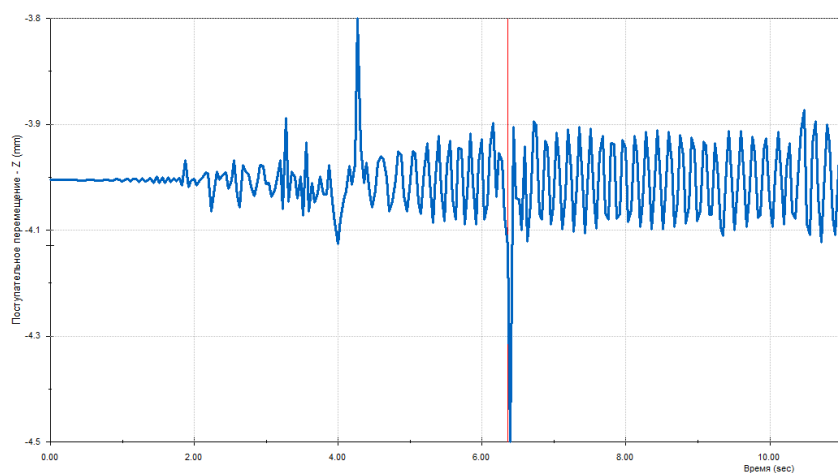


Рисунок 6 – Зміщення осі шпинделя (printscreen) при розгоні: жорсткість опор рідинного тертя 134 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,18\text{мм}$ )

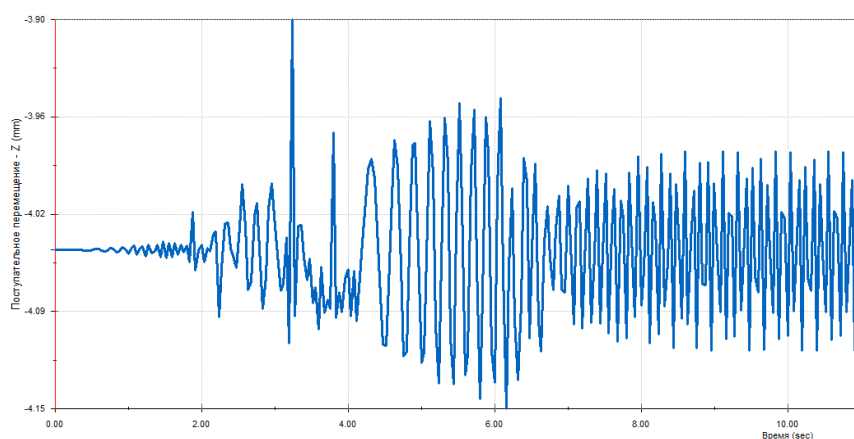


Рисунок 7 – Зміщення осі шпинделя (printscreen) при розгоні: жорсткість опор рідинного тертя 147.4 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,13\text{мм}$ )

Дослідження при сталій швидкості обертання шпинделя шліфувальної бабки.

Так як процес обертання шпинделя встановлений то збурюючим фактором буде тільки процес різання і невірноваженість обертових мас: шпинделя, шліфувального круга, пасової передачі. В зв'язку із цим час моделювання зменшено до 5 с.

Результати моделювання зміщення осі шпинделя при усталеному обертанні наведено на рис. 8 – 10. Значення зміщення дано від опорної точки на поверхні станини.

Аналіз отриманих залежностей свідчить про те, що система стабілізувалася і збурення не значно впливають на величину зміщень осі шпинделя при різних значеннях жорсткості опор рідинного тертя. Максимальні значення зміщень досягають  $\delta_{\max} = 0,063\text{мм}$ .

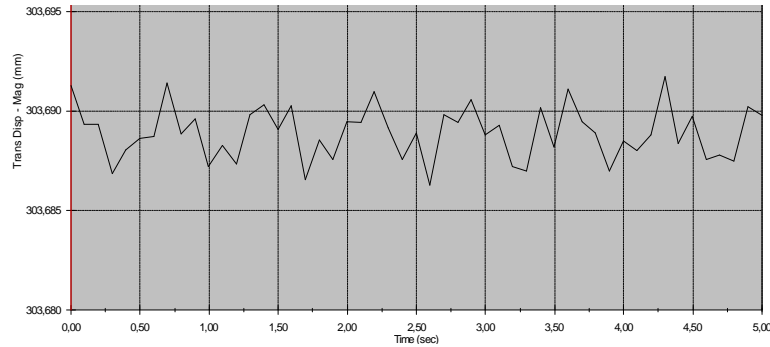


Рисунок 8 – Зміщення осі шпинделя (printscreen) при усталеному русі: жорсткість опор рідинного тертя 120,6 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,063\text{мм}$ )

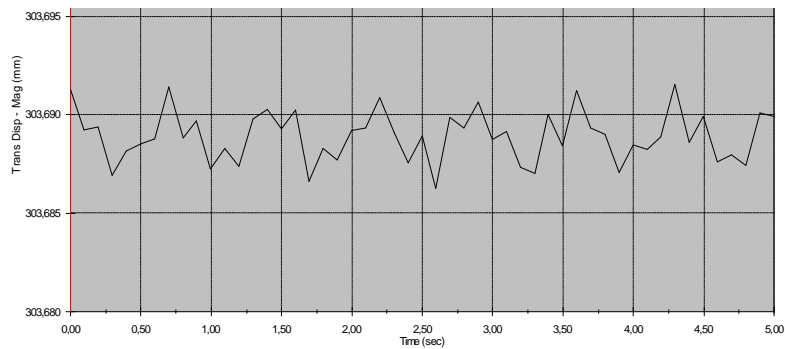


Рисунок 9 – Зміщення осі шпинделя (printscreen) при усталеному русі: жорсткість опор рідинного тертя 134 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,061\text{мм}$ )

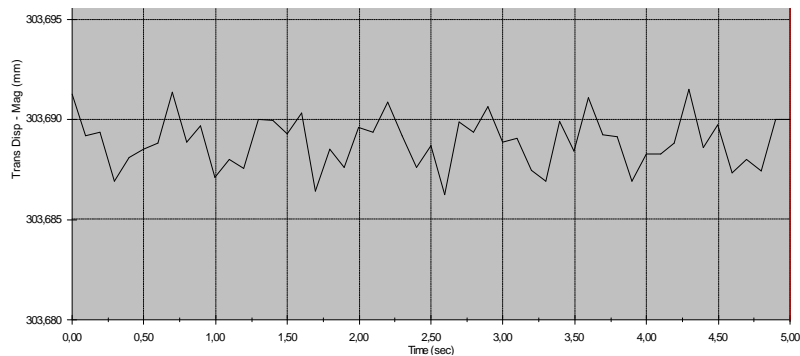


Рисунок 10 – Зміщення осі шпинделя (printscreen) при усталеному русі: жорсткість опор рідинного тертя 147,4 Н/мм ( $\delta_{\max} = 0,058\text{мм}$ )

**Висновки.** Змодельовали поведінку пружної системи шліфувальної бабки при зміні жорсткості опор: збільшення жорсткості опор рідинного тертя на 10% призводить до зменшення амплітуди коливань на 25%.

Отже конструкція опор рідинного тертя, що дає змогу керувати значенням жорсткості опор в залежності від вимог якості до поверхневого шару при шліфуванні (шорсткості) дозволить при незначному підвищенні жорсткості значно зменшити шорсткість обробленої поверхні. Але для оптимального використання даного способу підвищення вібростійкості необхідно використовувати систему автоматичного керування зазором у підшипниках рідинного тертя.

**Бібліографічний список використаної 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. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation / А.А. Алямовский. — М.: ДМК-Пресс, 2010. — 464 с.

*Надійшла до редакції 26.01.2014 р.*

**Федотьева Л.П. Моделирование поведения пружной системы шлифовальной бабки при зміні жорсткості опор**

В статье приведены данные моделирования поведения упругой системы шлифовальной бабки при изменении жесткости опор: определяли смещение оси шлифовального круга при разгоне и при установившемся вращении в зависимости от изменения жесткости опор.

**Ключевые слова:** жесткость опор, гидростатическая опора, упругая система, шлифовальная бабка.

**Fedytyeva L.P. Modeling the behavior of elastic system Grinding headstock when changing hardness resistances**

The article presents data modeling elastic behavior of grinding headstock when changing stiffness of supports: measured displacement axis of the grinding wheel during acceleration and at steady rotation depending on changes in stiffness of supports.

**Keywords:** stiffness of supports, hydrostatic bearing, resilient system, sanding dragonfly.