

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЖИТОМИРСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Бойко Ігор Андрійович



УДК 621.9.06:621.9-112.6

**ПІДВИЩЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ЯКОСТІ ВИСОКОШВИДКІСНИХ
БАГАТОЦІЛЬОВИХ ВЕРСТАТІВ**

Спеціальність 05.03.01 – процеси механічної обробки,
верстати та інструменти

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Житомир – 2018

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі металорізальних верстатів та інструментів Запорізького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України, м. Запоріжжя.

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор

Івченко Леонід Йосипович,

Запорізький національний технічний університет, директор машинобудівного інституту, Міністерство освіти і науки України, м. Запоріжжя.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Залога Вільям Олександрович,

Сумський державний університет, завідувач кафедри технології машинобудування, верстатів та інструментів, Міністерство освіти і науки України, м. Суми.

доктор технічних наук, професор

Кузнєцов Юрій Миколайович,

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», професор кафедри конструювання верстатів та машин, Міністерство освіти і науки України, м. Київ.

Захист відбудеться «27» грудня 2018 р. о 13-00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 14.052.02 у Житомирському державному технологічному університеті за адресою: м. Житомир вул. Чуднівська, 103 аудиторія №248.

Із дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Житомирського державного технологічного університету за адресою: 10005, м. Житомир вул. Чуднівська, 103, або за веб-адресою : https://ztu.edu.ua/ua/science/sp_academic_council-K1405202.php

Автореферат розісланий «27» листопада 2018 р.

Учений секретар спеціалізованої вченої
ради К14.052.02
канд. техн. наук, доц.



О.А. Громовий

ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОТИ

На сучасному етапі розвитку машинобудування широке застосування багатокоординатних високошвидкісних багатоцільових верстатів (БЦВ) пов'язано із необхідністю обробки складнопрофільних поверхонь і зменшенням кількості операцій механічної обробки у технологічному процесі виробництва, що потребує підвищення точності обробки і шорсткості оброблених поверхонь деталей на технологічному обладнанні, яке використовується.

Одна з галузей виробництва, де високі вимоги до показників якості обробки деталей пов'язані зі складністю конструкції та умовами експлуатації виробу - авіадвигунобудування. Складна вихідна геометрія, а також прагнення до зниження собівартості виготовлення продукції з метою забезпечення конкурентоспроможності виробів, підштовхує виробників до застосування високошвидкісних БЦВ. Динамічна якість БЦВ характеризується рівнем супротиву системи до виникнення коливань та ступенем впливу вимушених коливань на точність обробки і шорсткість оброблених поверхонь. Застосування БЦВ в широкому діапазоні частот обертання шпинделя є наслідком необхідності обробки великої номенклатури конструкційних матеріалів, що застосовуються в авіадвигунобудуванні: від композитних матеріалів і алюмінію, до жароміцних сплавів. Саме при різанні жароміцних сплавів серед яких широкого застосування в авіадвигунобудуванні набули такі марки, як ХН50ВМТЮБ-ВИ, ХН77ТЮР-ВД та інші, які відносяться до групи S згідно класифікації ISO 513:2004, виникають значні проблеми із забезпеченням заданих показників шорсткості оброблених поверхонь, точності обробки, стійкості різального інструменту (PI) викликані значними вібраціями під час різання. Довготривалі підвищені вібрації прискорюють процеси тертя та зношування в механізмах металообробного обладнання, що призводить до передчасної втрати ним працездатності і збільшенню матеріальних видатків на ремонт і технічне обслуговування.

Аналіз патентних і науково-технічних джерел показав, що існуючі методики дослідження та аналізу показників динамічної якості БЦВ мають ряд суттєвих недоліків і вимагають уточнення. Зокрема малодослідженими залишаються питання впливу на показники динамічної якості верстата переміщення рухомих вузлів вздовж робочої зони верстата, зміна інструменту в процесі обробки, вибір схеми встановлення верстата на опори тощо.

Таким чином, підвищення динамічної якості високошвидкісних БЦВ з метою забезпечення необхідних показників точності обробки, шорсткості оброблених поверхонь, стійкості різального інструменту і працездатності верстата при різанні важкооброблюваних матеріалів в умовах авіадвигунобудівного виробництва за рахунок розробки нових або уточнення існуючих методик математичного моделювання методом скінчених елементів (МСЕ), розрахунку та аналізу динамічних характеристик БЦВ і розробки заходів конструкторсько-технологічного характеру є актуальною науково-

технічною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконана на кафедрі металорізальних верстатів та інструментів Запорізького національного технічного університету в рамках науково-дослідної роботи №01312: «Підвищення працездатності трибовузлів технологічного обладнання з урахуванням середовища при динамічному контактному навантаженні», та на АТ «Мотор Січ» згідно з дорученням науково-технічної ради підприємства (протокол №1 від 14.03.2013р.) та техпромфінплану підприємства на 2013-2018 р.

Метою роботи є наукове обґрунтування умов забезпечення підвищення показників динамічної якості високошвидкісних БЦВ при різанні деталей з важкооброблюваних матеріалів шляхом використання конструкторсько-технологічних заходів.

Для досягнення поставленої мети визначені наступні **основні завдання наукового дослідження**:

- вивчити сучасний стан дослідження динамічних характеристик багатоцільових верстатів, основні тенденції підвищення їх динамічної якості за рахунок застосування існуючих заходів конструкторсько-технологічного характеру;

- розробити скінчено-елементні моделі базових вузлів високошвидкісного БЦВ;

- розробити методику дослідження динамічних характеристик складових елементів високошвидкісного БЦВ з урахуванням особливостей його роботи за допомогою виконання модального і гармонійного аналізів методом скінчених елементів;

- виконати дослідження і проаналізувати вплив зміни положення рухомих вузлів верстата, ваги і жорсткості складових елементів базових вузлів, зміни різального інструменту і інструментальної оправки за цикл обробки деталі, кількості і варіантів розміщення опорних башмаків на частоти і форми власних коливань, амплітуду коливань (АК) переднього кінця шпинделя;

- експериментально підтвердити адекватність розроблених моделей реальним вузлам;

- розробити конструкторсько-технологічні рекомендації щодо обладнання, яке проектується, модернізується і вже експлуатується для підвищення його динамічної якості.

Об'єкт дослідження - динамічні процеси у високошвидкісних багатоцільових верстатах.

Предмет дослідження - вплив показників динамічної якості високошвидкісних БЦВ на точність обробки і шорсткість оброблених поверхонь деталей і вузлів, а також стійкості різального інструменту при різанні важкооброблюваних матеріалів.

Методи дослідження. Роботу виконано з використанням основних положень теоретичної механіки і динаміки, теорії різання, технології

машинобудування, конструювання металорізальних верстатів, теорії механічних коливань, методів математичного і комп'ютерного моделювання. Комп'ютерне моделювання виконувалось в програмному середовищі NX9.0 і Компас 3D. Для розробки математичних моделей методом скінчених елементів використовувалась система ANSYS 13.0. Експериментальні дослідження виконувалися в виробничих умовах на АТ «Мотор Січ» м. Запоріжжя з використанням сучасного п'ятикоординатного БЦВ з ЧПК моделі PicoMax 825 VERSA (Швейцарія) і повірених вимірювальних засобів. Експериментальне дослідження динамічних характеристик верстата виконувалось методом ударного збудження з використанням безконтактних індукційних датчиків.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Отримав подальший розвиток підхід підвищення динамічної якості високошвидкісних п'ятикоординатних багатоцільових верстатів шляхом використання принципів моделювання методом скінчених елементів з урахуванням їх функціонально-конструктивних особливостей, що дозволяє забезпечити необхідні показники стійкості різального інструменту, точності обробки і шорсткості оброблених поверхонь при різанні важкооброблюваних матеріалів;

2. Вперше встановлено і обґрунтовано граничні діапазони впливу переміщення рухомих вузлів багатоцільових верстатів в межах робочої зони на частоту власних коливань і амплітуди коливань переднього кінця шпинделя яка безпосередньо залежить від форми власних коливань несучої системи верстата, що дає можливість враховувати отримані залежності на етапі впровадження обробки деталей з метою вибору оптимальних зон оброблення в межах робочої зони;

3. Набуло подальшого розвитку дослідження впливу схеми встановлення верстата на опори та їх кількості на амплітуду коливань переднього кінця шпинделя, що у сукупності із результатами аналізу динамічних характеристик багатоцільових верстатів дозволило підвищити технологічні можливості та динамічну якість високошвидкісних БЦВ;

4. Отримало подальший розвиток обґрунтування призначення режимів різання при обробленні деталей на високошвидкісних п'ятикоординатних багатоцільових верстатах з метою запобігання виникнення явища резонансу.

Практичне значення отриманих результатів.

Практичне значення одержаних в роботі результатів полягає в наступному:

– Розроблено і впроваджено методика оцінки можливостей впливу зміни властивостей елементів системи на динамічні характеристики високошвидкісного багатоцільового верстата на етапі конструкторсько-технологічного проектування, яка дозволяє запропонувати низку заходів, спрямованих на забезпечення вихідних параметрів точності обробки, шорсткості оброблених поверхонь і стійкості різального інструменту;

– Розроблено і впроваджено в практику експериментальних випробувань програмно-апаратний комплекс для визначення динамічних характеристик

високошвидкісних п'ятикоординатних багатоцільових верстатів. Спеціалізовані програмні засоби забезпечують реєстрацію, збереження і обробку результатів дослідження;

– Новизна технічних рішень збудувача підтверджується патентом України на корисну модель №127066 Україна: (МПК В23Q 3/00 (2018.01), який впроваджено у виробництво на АТ «Мотор Січ» (м. Запоріжжя);

– Методика дослідження динамічних характеристик базових вузлів багатоцільових верстатів і їх аналізу впроваджені в технологічну практику структурних підрозділів АТ «Мотор Січ» (м. Запоріжжя), а також видані рекомендації щодо визначення заходів для забезпечення необхідних показників точності обробки, шорсткості оброблених поверхонь і стійкості різального інструменту;

– Результати дисертації використовуються в навчальному процесі на кафедрі «Металорізальні верстати та інструменти» Запорізького національного технічного університету при викладанні дисциплін: «Обладнання для новітніх технологій», «Дослідження та випробування металорізального обладнання», «Математичне моделювання».

Особистий внесок збудувача. Теоретичні і експериментальні результати дослідження, математичні моделі і аналіз результатів досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно. Роботи з підготовки публікацій проведені за участю співавторів. Постановка задач досліджень, формулювання наукової новизни і основних положень роботи, опрацювання структури і змісту роботи та формулювання висновків виконані разом з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на міжнародних та всеукраїнських наукових конференціях, серед них: V міжнародна молодіжна науково-технічна конференція авіабудівної галузі, 2012р., м. Алушта; міжнародна науково-технічна конференція «Теоретичні і прикладні проблеми створення авіаційних двигунів і енергетичних установок», 2014р., м. Запоріжжя; науково-практичних конференціях «Тиждень науки» (м. Запоріжжя, 2012р., 2013р., 2014р., 2015р., 2016р., 2017р.); VIII міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем», 2018р., м. Чернігів; міжнародні молодіжні науково-технічні читання ім. О.Ф. Можайського (м. Запоріжжя, 2013, 2017).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 18 наукових праць, з них 4 статті у наукових фахових виданнях України, затверджених переліком ДАК України, одна стаття в науковому фаховому зарубіжному виданні (одноосібно), 12 тез доповідей у збірниках матеріалів конференцій, 1 патент на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел зі 134 найменувань і додатків. Повний обсяг роботи складає 229 сторінок машинописного тексту з додатками, у тому числі 70 рисунків та 33 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність роботи з точки зору вирішення проблеми підвищення динамічної якості багатоцільових верстатів. Сформульовано мету і задачі дослідження, подано характеристику наукової новизни та практичної цінності отриманих результатів, виділено особистий внесок здобувача.

У першому розділі проаналізовано основні напрямки розвитку БЦВ, шляхи дослідження динамічних характеристик технологічного обладнання і підвищення його динамічної якості, а також проблеми, що виникають при різанні важкооброблюваних матеріалів. Відзначаються тенденції, пов'язані із значним підвищенням вимог до БЦВ щодо необхідності забезпечення заданих параметрів точності обробки і шорсткості оброблених поверхонь деталей і вузлів пов'язане із суттєвим зростанням швидкостей різання, застосуванням прогресивного різального інструменту тощо.

Динамічна якість верстата визначається стійкістю системи в процесі обробки. До основних показників динамічної якості верстата відносяться:

- найбільший допустимий режим стійкого різання;
- амплітуда відносних коливань інструменту і заготовки;
- швидкодія виконання допоміжних рухів елементів системи;
- надійність безперервної роботи верстата впродовж тривалого часу.

Складність оцінки динамічної якості верстатів полягає у постійній одночасній зміні складових елементів динамічної системи обладнання під час роботи, яка характеризується зміною положення рухомих вузлів верстата, швидкості і напрямку переміщень, реверсні рухи, процеси у двигунах, режими різання, теплові процеси у верстаті, процеси тертя та зношування, вид механічної обробки і марка оброблюваного матеріалу, параметри різального інструменту (PI) і інструментальної оправки (IO) та іншими факторами і процесами. Усі перераховані фактори мають знаходитись у межах, що дозволяє забезпечити необхідні показники динамічної якості БЦВ.

Дослідженню динамічних характеристик і підвищенню динамічної якості металорізальних верстатів присвячені роботи Ю.В. Василевича, Ю.М. Данильченка, В.О. Залого, Ю.В. Кирилина, В. Д. Ковальова, Ю.М. Кузнєцова, М.В. Ломова, П.П. Мельничука, Д.Н. Решетова, В.Б. Струтинського, В.І. Туромши, В.М. Чуприни, M. Assefa, S. Badrawy, H. Dehong, J. Dhupia, J. J. Fung, S. Guler, A. Myers, M. Namazi, S. Pedrammehr, A. D. Sarhan, Suhas D. Upase, J. Wang, C. Yuzhong та інших. Окремі питання підвищення показників динамічної якості БЦВ були досліджені в роботах, присвячених обробці заготовок із важкооброблюваних матеріалів таких науковців, як Ю.М. Внуков, О.А. Громовий, М.П. Мазур, П.П. Мельничук, В.М. Подураєв та інших авторів.

Основною тенденцією сучасних досліджень динамічних характеристик верстатів є використання засобів математичного моделювання методом скінчених елементів (МСЕ). Розробка математичних моделей, розрахунок і аналіз результатів моделювання відбувається за допомогою найсучаснішого

програмного забезпечення, такого як: ANSYS, NX Nastran, Abaqus, SolidWorks, MathCAD, MathLAB, тощо.

Малодослідженими залишаються питання впливу встановлення верстата на опори (їх кількість, розташування) і фундаменти на частоту власних коливань (ЧВК) і амплітуду коливань БЦВ, а також впливу зміни положення рухомих вузлів верстата, частоти обертання шпинделя, зміни PI і IO під час роботи верстата, впливу форми власних коливань на ЧВК і АК. Відсутні дослідження по визначенню ЧВК і АК поворотних столів. Розрахунок жорсткості підшипникових опор не враховував залежність вихідної жорсткості опори від схеми встановлення підшипників і ефект втрати підшипником жорсткості при збільшенні частоти обертання шпинделя, а також матеріалу, з якого виготовлені тіла кочення (сталі, керамічні).

Проведений літературний огляд засвідчує відсутність єдиної системи оцінки і аналізу результатів модального і гармонійного аналізу з метою подальшої розробки заходів конструкторського, технологічного та експлуатаційного характеру як при проектуванні, модернізації, так і при експлуатації обладнання;

На підставі проведеного аналізу сформульовано основні завдання наукового дослідження.

У другому розділі на підставі поставлених завдань розроблені скінчено-елементні математичні моделі базових елементів БЦВ, які необхідні для визначення динамічних характеристик цих елементів в результаті виконання модального і гармонійного аналізу МСЕ. Запропоновано методику експериментальних досліджень для підтвердження результатів математичного моделювання.

Об'єктом дослідження виступає високошвидкісний 5-тикоординатний багатоцільовий верстат Ricomax 820 VERSA. Верстат розроблено для високошвидкісної 5-тикоординатної обробки високоточних виробів в машинобудівній, авіакосмічній та автомобільній промисловості.

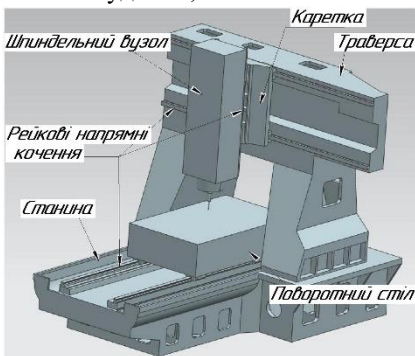


Рис. 1. Геометрична модель БЦВ Ricomax 820 VERSA

До складу верстата входить станина, траверса, каретка, що переміщується вздовж траверси за віссю Y, шпиндельний вузол (ШВ), який переміщується по каретці вздовж осі Z та поворотного столу, що переміщується за віссю X (рис. 1). Поворотний круглий стіл забезпечує безперервне обертання за осями A і C. Розробка геометричних моделей несучої системи верстата (рис. 1), ШВ (рис. 2, а) і поворотного стола (рис. 2, б) виконана в модулі «Моделювання» програмного забезпечення Siemens

NX9.0. Дослідження динамічних характеристик поворотного стола виконано

для двох взаємно перпендикулярних положень моста за віссю А ($A=0^\circ$ і $A=90^\circ$).

Модальний аналіз виконано в програмному середовищі ANSYS Workbench 13.0, яке є найбільш розвинутим засобом для вирішення задач МСЕ.

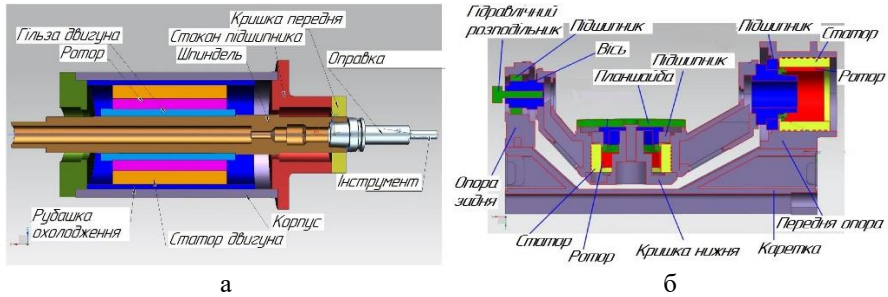


Рис. 2. Геометричні моделі складових елементів БЦВ Picomax 820 VERSA у розрізі: а – шпиндельний вузол; б – поворотний стіл

Модальний аналіз проводиться на основі розв'язання відомих рівнянь вільних коливань:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (1)$$

де $[M]$, $[C]$ і $[K]$ – матриці маси, демпфування і жорсткості відповідно; $\{u\}$ – вектор вузлових переміщень; $\{\dot{u}\}$ – вектор швидкості; $\{\ddot{u}\}$ – вектор прискорення точок тіла; $\{F\}$ – вектор навантажень.

Зовнішні сили і демпфування системи при модальному аналізі приймаються рівними нулю, тому рівняння вільних коливань в матричній формі матиме вигляд:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (2)$$

Для лінійної системи вільні коливання визначаються як:

$$\{u\} = \{\varphi\}_i \cos \omega_i t \quad (3)$$

звідки:

$$\{\ddot{u}\} = -\omega_i^2 \{\varphi\}_i \cos \omega_i t \quad (4)$$

де $\{\varphi\}_i$ – i -ий власний вектор, що представляє форму коливань на i -ий власній частоті; ω_i – i -та власна кругова частота; t – час.

Підставляючи рівняння (3, 4) в (2), отримаємо:

$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\varphi\}_i = \{0\} \quad (5)$$

Це рівняння має два вирішення: $\{\varphi\}_i = 0$ і $(-\omega_i^2 [M] + [K])=0$.

Приймаючи, що n – порядок матриці, то рівняння (5) вирішується за допомогою знаходження поліному n -го порядку, який має n коренів: ω_1^2 , ω_2^2 , ..., ω_n^2 . Ці корені називаються власними значеннями рівняння. Добуванням кореня із власних значень знаходиться кругова власна частота коливань ω_i . Значення власних кругових частот коливань ω_i і власних частот коливань f_i пов'язані між собою через рівняння $f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$. Через підстановку власних частот коливань в рівняння (5) знаходяться відповідні власні вектори $\{\varphi_0\}$, $\{\varphi_1\}$, ..., $\{\varphi_n\}$, які описують формами власних коливань.

Для визначення реакції системи на гармонічно діючу силу застосовується наступне матричне рівняння (1)

Всі точки структури рухаються на деякій визначеній частоті синусоїдально, але необов'язково співпадають по фазі, що пов'язано із наявністю демпфування. Отже, переміщення може бути визначене як:

$$\{u\} = \{u_{max} e^{i\varphi}\} e^{i\Omega t} \quad (6)$$

де u_{max} – максимальне переміщення; i – квадратний корінь з -1 (уявна одиниця); $\Omega = 2\pi f$ – зовнішня кругова частота; φ – фазовий зсув (у радіанах).

Рівняння (6) може бути представлено у вигляді:

$$\{u\} = \{u_{max} (\cos \varphi + i \sin \varphi)\} e^{i\Omega t} = (\{u_1\} + i\{u_2\}) e^{i\Omega t} \quad (7)$$

де $\{u_1\} = \{u_{max} \cos \varphi\}$ – вектор дійсної частини переміщення; $\{u_2\} = \{u_{max} \sin \varphi\}$ – вектор уявної частини переміщення.

Аналогічно може бути представлено і вектор сили:

$$\{F\} = \{F_{max} e^{i\psi}\} e^{i\Omega t} = \{F_{max} (\cos \psi + i \sin \psi)\} e^{i\Omega t} = (\{F_1\} + i\{F_2\}) e^{i\Omega t} \quad (8)$$

де $\{F_1\} = \{F_{max} \cos \psi\}$ – вектор дійсної частини сили; $\{F_2\} = \{F_{max} \sin \psi\}$ – вектор уявної частини сили; ψ – зсув фаз для сил.

Підставивши рівняння (7) і (8) в (1) отримаємо:

$$(-\Omega^2 [M] + i\Omega [C] + [K]) (\{u_1\} + i\{u_2\}) = \{F_1\} + i\{F_2\} \quad (9)$$

Використання принципу суперпозиції мод засновано на застосуванні частот і форм власних коливань, що визначені в результаті модального аналізу, для визначення реакції системи на гармонічно діючу силу. Перехід до модальних координат u_i відбувається за допомогою рівняння:

$$\{u\} = \sum_{i=1}^n \{\varphi_i\} u_i \quad (10)$$

де n – число використовуємих мод; φ_i – вектори форм коливань моди i .

Підставивши вираз (10) в рівняння (9) і перемноживши його на j -ту моду $\{\varphi_j\}^T$ отримаємо наступний вираз:

$$\{\varphi_j\}^T [M] \sum_{i=1}^n \{\varphi_i\} \ddot{u}_i + \{\varphi_j\}^T [C] \sum_{i=1}^n \{\varphi_i\} \dot{u}_i + \{\varphi_j\}^T [K] \sum_{i=1}^n \{\varphi_i\} u_i = \{\varphi_j\}^T \{F\} \quad (11)$$

За умови ортогональності власних форм $\{\varphi_j\}^T [M] \{\varphi_i\} = 0$; $\{\varphi_j\}^T [K] \{\varphi_i\} = 0$; $\{\varphi_j\}^T [C] \{\varphi_i\} = 0$, при $i \neq j$, отримаємо наступне рівняння за умови $i=j$:

$$\{\varphi_j\}^T [M] \{\varphi_j\} \ddot{y}_j + \{\varphi_j\}^T [C] \{\varphi_j\} \dot{y}_j + \{\varphi_j\}^T [K] \{\varphi_j\} y_j = \{\varphi_j\}^T \{F\} \quad (12)$$

Рівняння (1.12) можна представити у вигляді:

$$\ddot{y}_j + 2\xi \omega_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = f_j \quad (13)$$

де ξ – частина від критичного демпфування на частоті j ; ω_j – власна кругова частота на моді j ; f_j – сила, що визначається як $\{\varphi_j\}^T \{F\} = f_j$.

Процес побудови математичної моделі МСЕ для динамічного аналізу поділяється на наступні етапи: імпорт геометричної моделі; завдання властивостей матеріалів складових елементів геометричної моделі, визначення типу і властивостей контакту елементів вузла, який досліджується, призначення параметрів і генерація скінчено-елементної сітки; завдання граничних умов; розрахунок і аналіз частот і форм власних коливань, АК.

З метою аналізу впливу положення рухомих вузлів верстата на АК, форми

власних коливань (ФВК) і ЧВК, моделюються варіанти переміщення ШВ і поворотного столу у крайні положення вздовж робочої зони верстата за осями X, Y і Z (рис. 3). Максимальна відстань між крайніми положеннями складає: вісь X – 820 мм; вісь Y – 700 мм; вісь Z – 450 мм.

Для визначення впливу ваги ШВ і поворотного столу на ЧВК несучої системи верстата густина тіл, які моделюють ШВ і поворотний стіл, зменшується і збільшується в два рази. Також досліджується вплив зміни ваги складових елементів несучої системи і поворотного столу на ЧВК БЦВ через подвоєне збільшення і зменшення густини матеріалу.

Вплив жорсткості складових елементів несучої системи і поворотного столу на ЧВК дозволяє оцінити як внесок кожного елемента у формування величини ЧВК, так і розглянути варіанти виготовлення складових елементів верстата з різних матеріалів. Зміна жорсткості елементів моделюється за рахунок подвоєного збільшення і зменшення модуля пружності цих елементів.

Оцінка впливу встановлення верстата на опори на ЧВК, ФВК і АК досліджувався через моделювання варіантів встановлення верстата на 5 опор (рис. 4) і жорсткого закладання станини (імітація підлиття бетону під станину).

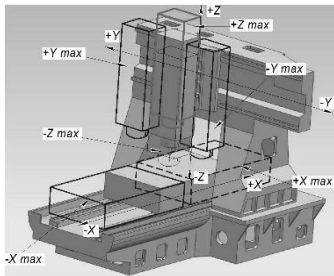


Рис. 3. Граничні положення ШВ і поворотного столу в межах зони обробки

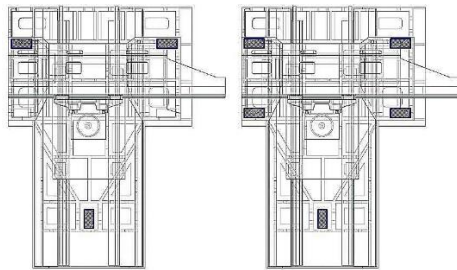


Рис. 4. Схема розташування опор. Вид зверху: а - при встановленні на три опори; б - при встановленні на п'ять опор

При моделюванні ШВ ключовими елементами виступають підшипникові опори, які при моделюванні замінюються пружинами з відповідними визначеними показниками жорсткості. В передній опорі ШВ досліджуваного БЦВ розташовується чотири радіально-упорних гібридних підшипника НСВ77013-С-Т-Р4S встановлених за схемою ОТТ, і один підшипник НСВ77013-С-Т-Р4S в задній опорі. Кількість пружин, що задаються вздовж осі обертання шпинделя в передній опорі, дорівнюватиме кількості підшипників, що в цій опорі встановлюється. Для передньої опори жорсткість однієї пружини дорівнюватиме сумарній радіальній жорсткості опори, розділеній на кількість підшипників.

Базуючись на дослідженнях наведених в розділі 1 і з метою спрощення розрахунків контакт шпинделя з оправкою і оправки з інструментом, затягнутих стиках тощо, розглядається як жорсткий («rigid»). Встановлений із

натягом на вал шпинделя ротор двигуна збільшує жорсткість поперечного перетину вала шпинделя, тому отриманий контакт двох поверхонь приймається за жорсткий («bonded»). Між ротором і статором двигуна встановлюється гарантований зазор в 0.5.

Для підтвердження результатів математичного моделювання МСЕ розроблено експериментальну установку (рис. 5) для визначення динамічних характеристик методом ударного збудження коливаль. Експериментальна установка складається з: безконтактних індукційних датчиків для визначення лінійних переміщень LJ12A3-4-J-DZ, що встановлюються в площині XY верстата вздовж відповідних осей і під кутом 90° один від одного; аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) фірми L-card моделі E14-140M; ноутбука Samsung N100 (NP-N100-DA03UA) Black з процесором Intel Atom N435 з частотою 1,33 ГГц і 1 Гб оперативної пам'яті, на який встановлено спеціалізоване програмне забезпечення PowerGraph 3.3 DEMO, яке забезпечує запис, збереження, візуалізацію і обробку аналогових сигналів, що реєструються через АЦП. Збудження коливаль виконується імпульсним ударним молотком ICP 086D05.



Рис. 5. Експериментальна установка для визначення динамічних характеристик БЦВ Ricomax:

а – загальний вигляд установки; б – розташування датчиків переміщень; в – блок перетворення і запису сигналів

У третьому розділі наводяться результати математичного моделювання складових елементів БЦВ.

Виходячи з того, що гранична частота обертання шпинделя складає 14000 об/хв., максимальна частота збудження коливаль дорівнюватиме 933Гц (для чотирьохзубої фрези). В результаті модального аналізу несучої системи БЦВ було визначено, що в даному діапазоні лежить 85 ЧВК. За результатами гармонійного аналізу встановлено, що амплітуди коливаль переднього кінця шпинделя і поворотного стола (рис.6) вищі за восьмою ЧВК (табл. 1) мають невисокі за величинами АК, крім того більшість отриманих ЧВК лежить в діапазоні частот, який характерний для високошвидкісного різання. АК на цих частотах будуть достатньо малими, тому подальшому дослідженню, в першу чергу, підлягають частоти обертання шпинделя до 2500 об/хв., характерні для силового різання при різанні деталей із важкооброблюваних матеріалів. Досліджуваний діапазон ЧВК лежатиме в межах від 0 до 170 Гц. Перша ЧВК

достатньо низька (приблизно відповідає 550 об/хв. для 4-и зубої фрези). Це означатиме, що система буде відкликатися на силове різання на середніх і низьких частотах обертання шпинделя.

Спостерігається низький ступінь впливу переміщення ШВ і поворотного стола на ЧВК. Переміщення поворотного стола за віссю X і шпинделя за віссю Z і Y в межах робочої зони верстата призводить до зміни ЧВК в межах від 0 до 3%.

Таблиця 1

Частоти власних коливань 5-ти координатного обробного центру

№ частоти	1	2	3	4	5	6	7	8
Частота, Гц	37,3	44,7	77,6	109,7	125,8	139,9	162,1	175,3

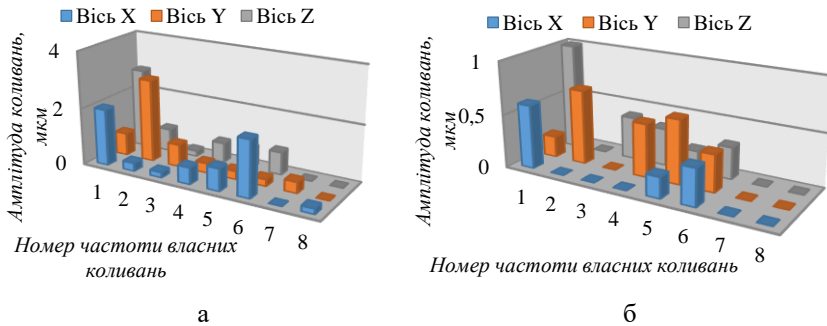


Рис. 6. Величина амплітуди коливань переднього кінця шпинделя (а) і поворотного стола (б) на різних ЧВК несучої системи верстата

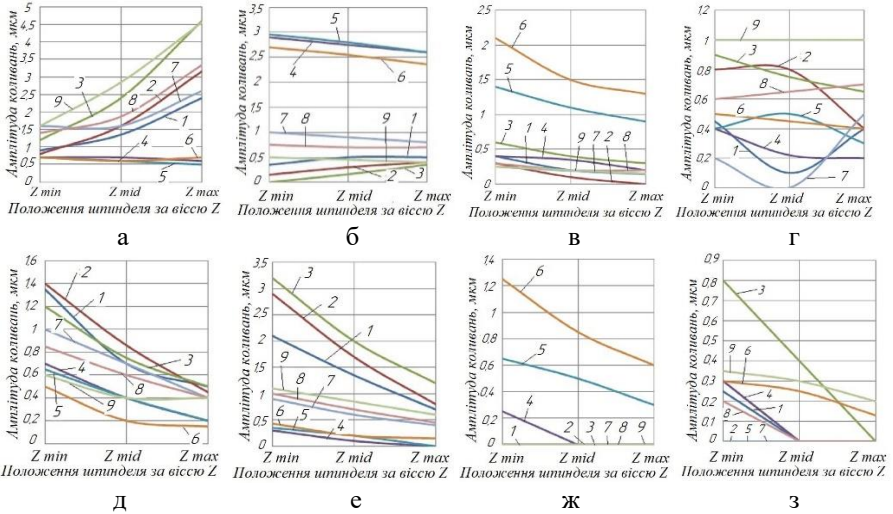
Визначено, що при переміщенні ШВ вздовж робочої зони БЦВ на першій ($f_1=37,36$ Гц), третій ($f_3=77,6$ Гц), п'ятій ($f_5=125,8$ Гц), шостій ($f_6=139,9$ Гц) ЧВК спостерігається зміна АК до 300% (рис. 7). Встановлена пряма залежність між значенням і величиною зміни АК і ФВК. Зміна ваги ШВ суттєво впливає на величину усіх шести ЧВК верстата. Вплив зміни ваги поворотного стола яскраво виражений для f_4 , f_5 , f_6 і становить від 8 до 18,7%.

Зміна жорсткості траверси найбільше впливала на другу, третю, четверту і шосту ЧВК, зміна якої досягала 52%. Максимальний вплив на всі 6-ть досліджуваних ЧВК чинить станина (зміна ЧВК від 28 до 59%). Зміна модуля пружності каретки шпинделя майже не впливає на зміну досліджуваних ЧВК.

З метою коректного моделювання радіально-упорних підшипників кочення, що встановлюються в ШВ досліджуваного верстата, визначено величину радіальної і осової жорсткості цих підшипників (табл. 2) з урахуванням схеми встановлення, типу підшипника і матеріалу виготовлення тіл кочення.

За результатами математичного моделювання отримано 10 ЧВК ШВ (табл. 3). Більшість отриманих ЧВК ШВ лежить в діапазоні частот, характерному для високошвидкісного фрезерування, де сили різання досить малі. У

розглядуваний діапазон частот обертання шпинделя від 50 (мінімальне число обертів шпинделя) до 2500 об/хв (3,3 - 170 Гц для чотиризубої фрези), який характерний для силового різання, не потрапляє жодна ЧВК, тобто коливання ШВ фактично не впливатимуть на точність обробки і шорсткість оброблених поверхонь при силовому різанні.



1 – Ах. Шпиндель ліворуч; 2 – Ах. Шпиндель в центрі; 3 – Ах. Шпиндель праворуч;
 4 – Ау. Шпиндель ліворуч; 5 – Ау. Шпиндель в центрі; 6 – Ау. Шпиндель праворуч;
 7 – Аз. Шпиндель ліворуч; 8 – Аз. Шпиндель в центрі; 9 – Аз. Шпиндель праворуч

Рис. 7. Залежність АК за трьома осями від положення шпиндельного вузла для різних ЧВК несучої системи верстата: а – $f_1=37,36$ Гц; б – $f_2=44,74$ Гц; в – $f_3=77,6$ Гц; г – $f_4=109,75$ Гц; д – $f_5=125,8$ Гц; е – $f_6=139,9$ Гц; ж – $f_7=162,14$ Гц; з – $f_8=175,38$ Гц

Таблиця 2

Розрахункові значення жорсткості і коефіцієнта демпфування підшипника НСВ7013-С-Т-Р4S в залежності від місця встановлення

Компонент системи	k_r , Н/мкм	k_a , Н/мкм	c , Нс/мм
Підшипник передньої опори	132,6	125,44	0,025
Підшипник задньої опори	278	56	0,025

Таблиця 3

Частоти власних коливань шпиндельного вузла

№ п/п	Частота, Гц	№ п/п	Частота, Гц	№ п/п	Частота, Гц	№ п/п	Частота, Гц	№ п/п	Частота, Гц
1	2,02	3	634,41	5	1113,5	7	1371,9	9	2183,3
2	325,6	4	634,45	6	1115	8	1372,3	10	2183,7

Виключення із математичної моделі корпусу ШВ, сорочки охолодження, статора електродвигуна, стакану підшипника і передньої кришки дозволяє скоротити час моделювання і розрахунку до 30%. Модальний аналіз спрощеної моделі показав рівень зміни ЧВК ШВ БЦВ менший за 1%.

Результати розрахунку ЧВК двох досліджуваних положень поворотного стола наводяться в табл. 4. Відзначається відсутність закономірності зміни величини ЧВК при повороті стола. Зміна положення моста призводить як до збільшення, так і до зменшення ЧВК, а величина зміни ЧВК не перевищує 10%.

Для обох положень моста максимальні значення амплітуди коливань спостерігається на частотах $f_1, f_2, f_3, f_5, f_6, f_7$.

Таблиця 4

Частоти власних коливань двох досліджуваних положень поворотного стола

№ частоти	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A0, Гц	170	180	218	370	395	437	439	518	592	677
A-90, Гц	169	184	228	356	412	447	456	570	604	677
№ частоти	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
A0, Гц	694	717	718	791	844	876	881	914	924	
A-90, Гц	699	712	721	780	850	870	875	896	910	

Найбільший вплив на величину ЧВК має зміна модуля пружності моста і каретки. Міст чинить найбільший вплив на частоти f_1, f_2, f_5, f_6, f_7 . На частоту f_3 , де коливання збурюються в передній опорі, суттєво впливає зміна жорсткості самої опори і каретки, до якої вона жорстко прикріплена. Задня і передня опори дуже слабо впливають на зміну ЧВК, окрім частот, на яких вони безпосередньо коливаються. Зміни частот при збільшенні модуля пружності каретки сягають 35%, при цьому на частоті f_1 , коли каретка опосередковано пов'язана з мостом, що коливається, зміна складає менше 10%.

У четвертому розділі проводиться аналіз результатів дослідження динамічної якості БЦВ МСЕ та експериментальних досліджень динамічних характеристик верстата Ricomax 820 VERSA.

Виходячи із форм власних коливань ШВ на п'ятій ($f_5=1113$ Гц) і шостій ($f_6=1115$ Гц) ЧВК збудження коливань відбувається безпосередньо у парі PI – оправка. Враховуючи широкий спектр застосовуваних IO і PI, що суттєво відрізняються як геометричними параметрами (вильотом, діаметром), так і фізико-механічними властивостями матеріалів, з яких вони виготовлені, зміна ЧВК на f_5 і f_6 внаслідок зміни PI між технологічними переходами може бути значною. З метою визначення меж зміни п'ятої і шостої ЧВК ШВ змодельовано варіанти встановлення в ШВ PI і інструментальної оснастки з найбільшим та найменшим відношенням жорсткості цих елементів до їх маси, яке називатимемо питомою жорсткістю.

Визначено, що найвищу питому жорсткість має суцільна твердосплавна фреза Ø8 мм з вильотом 30 мм та цанговий патрон ER32 з зовнішнім Ø50 мм і

вильотом 100 мм (модель 1), а найнижчу – суцільна твердосплавна фреза $\varnothing 6$ мм з вильотом 80 мм та цанговий патрон ER11 з зовнішні $\varnothing 16$ мм і вильотом 124 мм (модель 2). За результатами модального аналізу визначено, що ЧВК РІ і оправки в моделі 1 складає 1123 Гц, а в моделі 2 – 482,33 Гц, що свідчить про можливу зміну ЧВК цих елементів більш ніж в 2,3 рази.

Значний вплив зміни інструменту на формування масиву ЧВК потребує більш широкого дослідження для отримання можливості не лише визначити діапазони зміни ЧВК (від максимальної до мінімальної величини), а й передбачати величину ЧВК для кожного використовуваного інструменту без проведення досліджень і розрахунків для кожного окремого випадку.

За величиною АК переднього кінця ШВ виділяються ЧВК з максимальними АК, а саме – $f_1=37,36$ Гц, $f_2=44,74$ Гц, $f_6=139,9$ Гц.

При визначенні несприятливих резонансних АК несучої системи верстата необхідно враховувати зміну АК при переміщенні рухомих вузлів верстата вздовж усієї робочої зони. Величина зміни АК при переміщенні рухомих вузлів верстата залежатиме від форми коливань елементів несучої системи.

З аналізу ЧВК верстата встановлено, що згинні коливання на деяких частотах відбуваються безпосередньо навколо осей, що проходять через місця встановлення верстата на опори.

Варіювання варіантами зі збільшенням кількості і розташування опор, на які встановлюється верстат, є найбільш дієвим і простим засобом впливу на величину ЧВК і АК, у порівнянні зі зміною жорсткості і ваги складових елементів несучої системи верстата. Зокрема збільшення кількості опор з 3 до 5 при їх симетричному розташуванні дозволяє збільшити величину ЧВК до 24% (рис. 8), а підливка бетону під станину – до 50%. В результаті моделювання встановлено, що зміна варіанту встановлення суттєво впливатиме на ФВК і на АК, які на

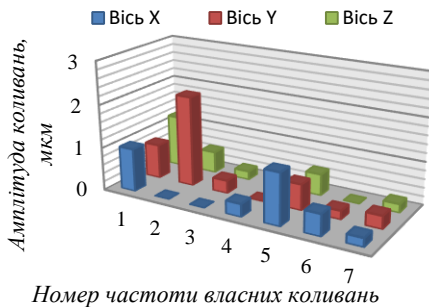


Рис. 8. Величина АК переднього кінця шпинделя на різних ЧВК несучої системи верстата за трьома осями координат при встановленні на 5 опор

впливатиме на ФВК і на АК, які на першій ($f_1=37,36$ Гц), другій ($f_3=44,74$ Гц) і п'ятій ($f_5=125,8$ Гц) ЧВК знизилась до 50%.

Встановлено, що найбільш дієвим засобом зниження АК поворотного столу є підвищення жорсткості моста, каретки і підшипника передньої опори. Так при одночасному підвищенні жорсткості моста і каретки в два рази спостерігається зниження АК поворотного столу для нульового положення (A0) на першій ($f_1=170$ Гц), другій ($f_3=218$ Гц), п'ятій

($f_3=395$ Гц) і шостій ($f_3=437$ Гц) ЧВК до 30% для окремих осей координат.

В результаті експериментального дослідження отримано вібраційний сигнал і виявлено 10 ЧВК верстата, які можна порівняти із ЧВК отриманими в

результати математичного моделювання МСЕ. На рис. 8 показана амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) БЦВ моделі Ricomax 820 VERSA при збудженні коливань за віссю X (рис. 9, а) і віссю Y (рис. 9, б).

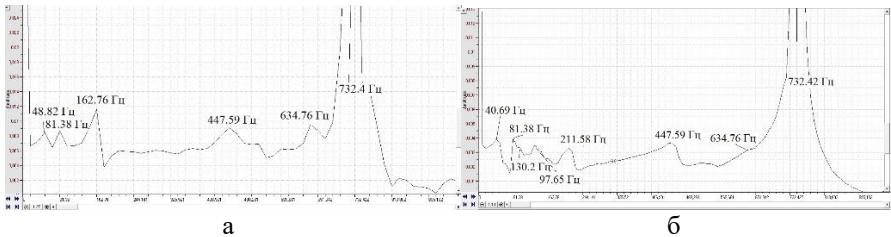


Рис. 9. Амплітудно-частотна характеристика БЦВ моделі Ricomax 820 VERSA:

а – збудження коливань за віссю X; б - збудження коливань за віссю Y

Максимальна похибка між результатами експериментального дослідження і математичного моделювання МСЕ не перевищує 13%.

Оскільки на другій ЧВК ШВ ($f_2=325,6$ Гц) відбуваються поздовжні коливання шпинделя, які відповідно до компоновки верстата здійснюватимуться вздовж осі Z, то на АЧХ експериментального дослідження ця частота не відображається внаслідок того, що вимірювання коливань виконується за осями X і Y.

Частоти 211,58 Гц і 447,59 Гц не співвідносяться з жодною ЧВК ШВ та несучої системи БЦВ і можуть бути ЧВК елементів системи, які були спрощені і виключені із розробленої геометричної моделі БЦВ.

У п'ятому розділі розроблено і запропоновано ряд заходів конструкторсько-технологічного характеру, які спрямовані на підвищення динамічної якості БЦВ.

Одним із ефективних технологічних заходів щодо забезпечення необхідних вихідних параметрів точності обробки, шорсткості оброблених поверхонь і стійкості РІ є оминання резонансних явищ, що виникають при співпадінні ЧВК базових елементів верстата і частоти врізання зуба різального інструменту в заготовку.

За результатами аналізу проведених динамічних досліджень БЦВ встановлюються ЧВК, які необхідно оминати при призначенні режимів різання. При відборі частот аналізується величина АК переднього кінця шпинделя і ФВК. Згодом аналізуються співпадіння близькорозташованих частот і можливість їх об'єднання в одну, а також об'єднання парних ЧВК.

Для визначення верхньої межі інтервалів частот коливань, які необхідно оминати при призначенні режимів різання величина ЧВК збільшується, а для визначення нижньої межі - зменшується на 5-10% від номінального значення ЧВК і формується масив інтервалів частот збудження коливань (табл. 5), які рекомендовано оминати при призначенні режимів різання.

Розроблено методичні рекомендації щодо підбору і визначення режимів

різання, які базуються на комплексному аналізі умов обробки (габаритних розмірів деталі і оброблюваних елементів, радіуси округлення, марки матеріалу, пристосування), схеми обробки і попередньо підбраного РІ. Призначені режими різання перевіряються на предмет співпадіння з інтервалами частот збудження коливань і, в разі їх знаходження в міжрезонансній області – приймаються до використання, в іншому випадку розглядаються заходи щодо корегування режимів різання в бік зменшення або збільшення з метою виходу в зарезонансну область, або впливати на величину АК через вибір сприятливих зон обробки за рахунок варіювання параметрами РІ і оснащення.

Таблиця 5

Перелік інтервалів частот збудження коливань, які рекомендовано оминати при призначенні режимів різання

f1, Гц	f2, Гц	f3, Гц	f4, Гц	f5, Гц	f6, Гц	f7, Гц	f8, Гц
33-48	70-84	115-150	160-230	310-340	375-450	600-660	1065-1165

Використання зазначених методичних рекомендацій при фрезеруванні пазів ВxН 4.8x0.9 мм на деталі із жароміцного сплаву ХН50ВМТЮБ-ВИ твердосплавними фрезами Ø4.6 мм ($\alpha=9^\circ$, $\omega=14^\circ$, $\gamma=5^\circ$) з матеріалів Н10F, UF460N та ВК10ХОМ (група різання М за стандартом ISO 513:75) дозволило підвищити продуктивність обробки з 19 до 74...111 пазів і підвищити режими різання з $n=320$ об/хв до $n=2000$ об/хв, а $F=18$ мм/хв до $F=120$ мм/хв.

Розроблено пристосування і спосіб закріплення заготовок (Пат. 127066 Україна: МПК В23Q 3/00 (2018.01) для обробки складнофасонних деталей, який полягає у тому, що до одного з торців заготовки призматичної або циліндричної форми, чи частково обробленої заготовки, приварюється тримач, який забезпечує надійну фіксацію, центрування і орієнтацію деталі в пристосуванні на верстаті.

Розроблене пристосування і спосіб закріплення заготовок впроваджено у виробництво на АТ «Мотор Січ» при виготовленні деталей вертолітної і авіаційної тематики, що дозволило отримати економічний ефект 326345 грн при виготовленні 60 магазинних номерів деталей і вузлів.

Розроблена методика відбору ЧВК, вплив на які, через внесення змін у конструкцію елементів верстата, сприятиме зниженню АК на цій частоті, або впливатиме на величину ЧВК. Методика базується на всебічному аналізі результатів дослідження динамічної якості верстата.

Запропоновано ряд заходів, що спрямовані на зменшення кількості несприятливих ЧВК. Зокрема запропоновано звуження меж оминання ЧВК БЦВ за рахунок зближення двох близькорозташованих ЧВК, що базується на тому, що при аналізі ЧВК, отриманих в результаті модального аналізу складових елементів верстата, відзначається близькість за значеннями окремих частот, тому максимальне зближення двох сусідніх частот з метою звуження резонансних і відповідного розширення міжрезонансних зон може бути дієвим засобом підвищення динамічної якості БЦВ на етапі проектування

обладнання.

Визначені шляхи оптимального підбору схеми встановлення верстата на опори і кількості опор, для забезпечення максимальної динамічної якості конструкції верстата, яка базується на аналізі частот і форм власних коливань несучої системи верстата і дозволяє зменшити АК переднього кінця шпинделя для окремих ЧВК до 50%.

ВИСНОВКИ

У дисертації запропоновано вирішення важливої науково-технічної задачі щодо забезпечення підвищення показників динамічної якості високошвидкісних БЦВ при різанні деталей з важкооброблюваних матеріалів шляхом використання конструкторсько-технологічних заходів.

1. Обґрунтовано вибір нових методичних підходів до підвищення динамічної якості високошвидкісних БЦВ за рахунок дослідження і аналізу динамічних характеристик модульних вузлів, що дозволяє забезпечити необхідні показники точності обробки, шорсткості оброблених поверхонь і стійкості різального інструменту в процесі обробки деталей із важкооброблюваних матеріалів.

2. Розроблено скінчено-елементні моделі базових вузлів сучасного високошвидкісного БЦВ Ricomax 820 VERSA за допомогою використання принципів моделювання методом скінчених елементів, що дозволило виконати модальний і гармонійний аналізи для визначення частот і форм власних коливань, а також амплітуд коливань переднього кінця шпинделя.

3. Розвинуто методіку дослідження і визначено динамічні характеристики базових вузлів БЦВ Ricomax 820 VERSA, а також досліджено вплив подвійного збільшення і зменшення жорсткості і ваги складових елементів несучої системи і поворотного стола на частоту і форму власних коливань та встановлено, що такі заходи призводять до зміни ЧВК в межах від 0 до 59%. Запропоновано шляхи спрощення скінчено-елементних математичних моделей базових вузлів БЦВ, які дозволяють скоротити час розробки геометричних 3-D моделей на 30% і час їх розрахунку на 50%.

4. Моделюванням МСЕ переміщення рухомих вузлів БЦВ Ricomax 820 VERSA встановлено, що при повороті моста поворотного стола в межах від 0 до 90°, а також переміщенні ШВ в межах робочої області зміна величин ЧВК не перевищує 9%, проте зміна АК планшайби поворотного стола і переднього кінця шпинделя відбувається в межах 300% від номінального значення, що вказує на необхідність враховувати особливості режиму багатокординатної обробки при призначенні режимів різання і на етапі дослідно-конструкторського проектування.

5. Визначено значний вплив на величину ЧВК і АК переднього кінця ШВ вибору варіанту і схеми встановлення верстата на опори і їх кількості за рахунок аналізу форм власних коливань несучої системи верстата. За результатами проведених досліджень встановлено, що використання двох

додаткових опор і їх симетричне розташування відносно осі коливань траверси на частоті $f=37.36$ Гц дозволяє до 50% знизити АК на першій і другій ЧВК несучої системи верстата за усіма осями координат. Встановлено, що зміна PI і IO в процесі виконання циклу обробки призводить до зміни величини їх парних ЧВК в межах від 482 до 1123 Гц в залежності від їх геометричних розмірів, вагових і пружних характеристик, звідки запропоновано спрощений метод визначення ЧВК PI і IO використанням показника питомої жорсткості.

6. Розроблено методику визначення інтервалів частот збудження коливань, підбору і призначення режимів різання за рахунок аналізу результатів дослідження динамічних характеристик базових вузлів БЦВ, в результаті чого визначено 8 інтервалів ЧВК, які рекомендовано оминати при призначенні режимів різання, та запропоновано шляхи зниження АК при роботі в межах визначених інтервалів при неможливості їх оминання, а також розроблено спосіб закріплення заготовки для обробки складнофасонних деталей. Використання запропонованої методики дозволило збільшити швидкість різання при обробці жароміцного сплаву ХН50ВМТЮБ-ВИ суцільнотвердосплавною фрезою з матеріалу Н10F в 5 разів до $n=2000$ об/хв, збільшити подачу в 6,6 разів до $F=120$ мм/хв і забезпечити збільшення стійкості різального інструменту в 6 разів.

7. Запропоновано варіант зменшення кількості інтервалів частот коливань за рахунок об'єднання близькорозташованих інтервалів або частот, що дозволяє знизити кількість інтервалів частот збудження коливань на 10-30%, та методику відбору складових елементів БЦВ для внесення змін у їх конструкцію, яка базується на аналізі частот і форм власних коливань, амплітуди коливань переднього кінця ШВ, а також результатах аналізу ступеня впливу зміни жорсткості і ваги ключових вузлів на АК і ЧВК, з метою забезпечення підвищення показників динамічної якості верстата.

8. Розроблені методики визначення інтервалів частот збудження коливань, призначення режимів різання і спосіб закріплення заготовки для обробки складнофасонних деталей впроваджені у виробництво і застосовуються в технологічних процесах виготовлення більше ніж 60 магазинних номерів деталей і вузлів вертолітної і моторної тематики на АТ «Мотор Січ» (м. Запоріжжя), а економічний ефект від впровадження на даний час складає 326345 грн.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових фахових виданнях

1. Бойко И. А. Разработка математической модели и модальный анализ шпиндельного узла высокоскоростного обрабатывающего центра. *Вестник Гомельского гос. техн. университета им. П. О. Сухого*. Гомель, 2016. №4 (67). С. 13–21.

2. Бойко І. А., Солоха В. В., Івченко Л. Й. Динамічний аналіз поворотного стола 5-ти координатного обробного центру. *Вісник Чернігівського*

державного технологічного університету. Серія "Технічні науки". Запоріжжя, 2014. №1(73). С. 134–143. *Здобувачем виконано математичне моделювання поворотного стола багатоцільового верстата методом скінчених елементів і проведено модальний і аналізи.*

3. Бойко І. А., Солоха В. В., Івченко Л. Й. Динамічний аналіз 5-ти координатного обробного центру. *Вестник двигателестроения*. ЗНТУ; АО «Мотор Сич». Запорожье, 2015. №1. С. 98–105. *Здобувачем виконано математичне моделювання несучої системи багатоцільового верстата методом скінчених елементів і проведено модальний і аналізи.*

4. Бойко І. А., Солоха В. В., Івченко Л. Й. Оцінка впливу положення рухомих вузлів 5-ти координатного обробного центру на амплітуду коливань збудження переднього кінця шпинделя. *Вестник двигателестроения*. ЗНТУ; АО «Мотор Сич». Запорожье, 2015. №2. С. 118–121. *Здобувачем визначені межі зміни амплітуди коливань переднього кінця шпинделя при його переміщенні в межах зони обробки багатоцільового верстата.*

5. Бойко І. А., Івченко Л. Й. Забезпечення динамічної якості багатоцільових верстатів в період експлуатації. *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. Запоріжжя : ЗНТУ, 2018. №1. С. 124–128. *Здобувачем запропоновані заходи технологічного характеру щодо забезпечення показників динамічної якості БЦВ моделі Picosax 820 VERSA.*

Патенти

6. Спосіб закріплення заготовки для обробки складно-фасонних деталей: пат. 127066 Україна: МПК (2018.01) B23Q 3/00. № u 2018 02473; заявл. 12.03.2018; опубл. 10.07.2018, Бюл. №13. 4с.

Опубліковані праці опробаційного характеру, серед них:

7. Бойко І. А., Солоха В. В., Івченко Л. Й. Аналіз динамічної стійкості верстата під дією динамічних навантажень при обробці жароміцних сплавів : у 4 т. *Тиждень науки* : Тези доповідей щоріч. наук.-практ. конф. серед студ., викл., науковців, мол. вчен. і асп. (м. Запоріжжя, 9–13 квіт. 2012 р.). Запоріжжя : ЗНТУ, 2012. Т. 2. С. 34–35.

8. Бойко І. А., Солоха В. В., Івченко Л. Й. Вплив динамічних характеристик металообробного обладнання та технологічних умов на процес обробки жароміцних сплавів : у 5 т. *Тиждень науки* : Тези доповідей щоріч. наук.-практ. конф. серед студ., викл., науковців, мол. вчен. і асп. (м. Запоріжжя, 15–19 квіт. 2013 р.). Запоріжжя : ЗНТУ, 2013. Т. 5. С. 24–25.

9. Бойко І. А., Солоха В. В. Дослідження динамічних характеристик п'ятикоординатного обробного центру : у 5 т. *Тиждень науки* : Тези доповідей щоріч. наук.-практ. конф. серед студ., викл., науковців, мол. вчен. і асп. (м. Запоріжжя, 18–22 квіт. 2016 р.). Запоріжжя : ЗНТУ. 2016. Т. 1. С. 138–140.

10. Бойко І. А., Солоха В. В. Залежність зміни частот власних коливань шпиндельного вузла багатоцільового верстата від умов роботи : у 4 т. *Тиждень науки* : Тези доповідей щоріч. наук.-практ. конф. серед студ., викл., науковців, мол. вчен. і асп. (м. Запоріжжя, 18–21 квіт. 2017 р.). Запоріжжя : ЗНТУ. 2017. С. 206–208.

11. Бойко І. А., Солоха В. В. Вплив складових динамічної системи шпиндельного вузла верстата та технологічних умов обробки на процес фрезерування жароміцних сплавів. *Тезиси докладов VII міжнародних молодіжних науково-технічних чтений ім. А.Ф. Можайського* (г. Алушта, 21–24 мая 2013г.). Запорожье : АО «Мотор Сич», 2013. С. 135–136.

12. Бойко І. А., Солоха В. В. Технологічна надійність верстатної системи при обробці жароміцних сплавів. *Молодежь в авиации* : тезиси докладов VI міжнародної молодіжної науч.-технич. конф. авіастроительной отрасли (г. Алушта, 22–24 мая 2012г.). Запорожье : АО «Мотор Сич», 2012. С. 159–160.

13. Бойко І. А. Використання показника питомої жорсткості при визначенні частот власних коливань шпиндельного вузла багатоцільового верстата : у 2 т. *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем* : матеріали VIII міжнародної наук.-практ. конф. (м. Чернігів, 10–12 трав. 2018 р.). Чернігів : ЧНТУ, 2018. Т. 1. С. 170–171.

Анотація

Бойко І.А. Підвищення динамічної якості високошвидкісних багатоцільових верстатів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.03.01 – Процеси механічної обробки, верстати та інструменти – Житомирський державний технологічний університет, м. Житомир, 2018.

Дисертація присвячена вирішенню завдання підвищення динамічної якості високошвидкісних п'ятикоординатних багатоцільових верстатів при різанні важкооброблюваних матеріалів. Для вирішення цієї проблеми здійснено аналіз патентних і науково-технічних джерел з метою визначення шляхів підвищення динамічної якості багатоцільових верстатів.

Запропоновано методіку математичного моделювання методом скінчених елементів базових вузлів багатоцільового верстата. Виконано дослідження і аналіз динамічних характеристик базових вузлів багатоцільового верстата методом скінчених елементів.

Встановлено значний вплив на амплітуду коливань переднього кінця шпинделя розміщення опорних башмаків і їх кількості, а також переміщення рухомих вузлів верстата вздовж робочої зони.

Розроблено методичні рекомендації по визначенню інтервалів частот збудження коливань, підбору і призначенню режимів різання, що базуються на результатах дослідження динамічних характеристик верстата і запропоновано шляхи їх автоматизації. Запропоновано спосіб закріплення заготовки для обробки складно-фасонних деталей.

Запропоновано шляхи зменшення кількості інтервалів частот збудження коливань за рахунок об'єднання близькорозташованих інтервалів або частот, а також розроблено методіку відбору складових елементів БЦВ для внесення змін у їх конструкцію.

Ключові слова: багатоцільовий верстат, різальний інструмент, частота власних коливань, амплітуда коливань, шпиндельний вузол, поворотний стіл,

несуча система, математична модель.

Аннотация

Бойко И.А. Повышение динамического качества высокоскоростных многоцелевых станков. - Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальностью 05.03.01 - Процессы механической обработки, станки и инструменты – Житомирский государственный технологический университет, г. Житомир, 2018.

Диссертация посвящена решению задачи повышения динамического качества высокоскоростных пятикоординатных многоцелевых станков при резании труднообрабатываемых материалов. Определены динамические характеристики базовых узлов многоцелевого станка методом конечных элементов.

Выявлено влияние на величину амплитуды колебаний переднего конца шпиндельного узла схемы установки опорных башмаков и их количества, а также перемещения подвижных узлов станка вдоль рабочей зоны станка.

Разработаны методические рекомендации по определению интервалов частот возбуждения колебаний, подбора и назначения режимов резания. Предложен способ закрепления заготовок для обработки сложно-фасонных деталей.

Ключевые слова: многоцелевой станок, режущий инструмент, частота собственных колебаний, амплитуда колебаний, шпиндельный узел, поворотный стол, математическая модель.

Abstract

Boiko I.A. Increasing the dynamic quality of the high-speed machining centers. – Qualification scientific work with the manuscript copyright.

The dissertation on reaching of a scientific degree of the candidate of engineering science on specialty 05.03.01 – Machining processes, machines and cutting tools. – Zhytomyr State Technological University, Zhytomyr, 2018.

The dissertation is devoted to the problem of increasing the dynamic quality of the high-speed five-axis machining centers when cutting difficult-to-cut materials. To solve this problem, an analysis of patent, scientific and technical sources was carried out with the aim of identifying ways to improve the dynamic quality of five-axis machining centers.

Performed research and analysis of the machining centers basic unit's dynamic characteristics by the finite element method.

A significant effect on the value of the spindle front-end vibration amplitude of the support shoes quantity and their location was determined. It is observed that displacement of running units along work area increases the spindle front-end vibration amplitude up to 300%.

Key words: multi-purpose machine, cutting tool, natural frequency, vibration amplitude, spindle assembly, rotary table, carrier system, mathematical model.

Підписано до друку 22.11.2018 р.
Формат 60х90/16. Папір офсетний. Друк – цифровий.
Умовн. друк. арк. 0,78. Тираж 100 прим. Зам. № 3633 2018 р.

АТ «МОТОР СІЧ»
пр. Моторобудівників, 15, м. Запоріжжя, 69068
Тел.: 061-720-42-49
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4213 від 22.11.2011 р.