

Шифр «Жорсткість»

**Дослідження впливу динамічних параметрів
технологічної системи на жорсткість
вертикально-фрезерного верстата з ЧПК
мод. 6Р13Ф3**

Зміст

Вступ.....	3
1 Розробка скінченноелементної моделі верстата 6P13ФЗ.....	5
1.1 Основні елементи верстата	5
1.2 Властивості матеріалів	9
1.3 Граничні та початкові умови, навантаження	12
2 Дослідження жорсткості кульково-гвинтової передачі	13
2.1 Аналіз конструкторсько-технологічних вимог до кульково-гвинтових передач.....	13
2.2 Аналітичні розрахунки жорсткості кульково-гвинтової передачі	13
2.3 Експериментальні дослідження жорсткості кульково-гвинтової передачі	16
2.3.1 Дослідження статичної жорсткості КГП.....	16
2.3.2 Дослідження динамічної жорсткості КГП	19
3 Дослідження процесу фрезерування в податливій технологічній системі верстата мод. 6P13ФЗ	23
Висновки	29
Список джерел.....	30

Вступ

Актуальність теми. Сучасні тенденції реалізації механічної обробки – висока енергоефективність [1], тобто скорочення витрат енергії на одиницю продукції. Одним з основних факторів, які впливають на енергоефективність процесів механічної обробки, є технологічна система (ТС), до якої належать: верстат, оснастка, інструмент, заготовка. У зв'язку з цим особливу важливість набуває оптимізація конструкцій ТС і металорізальних верстатів зокрема. Скорочення термінів проектних робіт сьогодні можна досягти шляхом застосування комп'ютерного моделювання. Дослідження процесу стружкоутворення у замкненій податливій ТС за допомогою методу скінченних елементів для процесів точіння [2, 3] і фрезерування [3] показали можливість прогнозування стружкоутворення у податливій ТС та дозволили підтвердити факт впливу коливань на показники процесу стружкоутворення. Однак, заміна ТС еквівалентними матрицями жорсткості та демпфування не дозволяє виявити вплив окремих деталей ТС на деформацію усієї системи у процесі різання. Тому обраний напрямок дослідження є актуальним та сучасним.

Мета роботи – дослідження впливу динамічних параметрів технологічної системи на жорсткість вертикально-фрезерного верстата з ЧПК мод. 6P13Ф3 на основі моделювання процесу стружкоутворення та деформацій технологічної системи.

Для досягнення поставленої мети сформульовано такі задачі:

- побудова скінченноелементної моделі верстата мод. 6P13Ф3;
- аналітичні та експериментальні дослідження статичної та динамічної жорсткості кульково-гвинтової передачі;
- дослідження процесу кінцевого фрезерування в податливій технологічній системі верстата мод. 6P13Ф3.

Об'єкт дослідження – процес фрезерування у замкненій технологічній системі.

Предмет дослідження – скінченноелементна модель процесу фрезерування в податливій технологічній системі верстата мод. 6P13Ф3.

Методи дослідження. Результати роботи базуються на теоретичних основах технології машинобудування, теорії жорсткості, теорії технічних систем, методі скінченних елементів. Розрахунки виконувалися за допомогою програмного забезпечення LS-DYNA, DactronPhoton, модуля APM Screw системи APM WinMachine.

Наукова новизна роботи полягає у тому, що:

– розроблено методологію побудови раціональної скінченноелементної сітки складної технологічної системи верстата мод. 6P13Ф3, яка базується на мінімізації витрат ресурсів обчислювальної системи;

– розроблено експериментальну методологію визначення динамічної податливості замкненої технологічної системи та окремих її елементів;

– на основі проведених пошукових розрахункових досліджень процесу стружкоутворення та напружено-деформованого стану доведено працездатність моделі та показано можливість за допомогою неї визначати вплив зазорів у з'єднаннях, жорсткості кулькових гвинтових передач та оправок на процес формування стружки, сили різання та напруження у різальному інструменті.

Практичне значення одержаних результатів полягає у тому, що проведено експериментальні дослідження кульково-гвинтової передачі (КГП) вертикально-фрезерного верстата мод. 6P13Ф3, на основі яких встановлено статичні та динамічні характеристики КГП, що дозволяє використовувати їх при дослідженні моделей замкнених технологічних систем при врізанні та переривчастих режимах різання.

Особистий внесок автора. Положення та результати теоретичних досліджень отримані автором особисто. Серед них: обґрунтування планів і програм експериментів, виконання аналітичних досліджень. Постановка задач досліджень та аналіз деяких результатів виконані разом із науковим керівником. Експериментальні дослідження кульково-гвинтової передачі виконано спільно з Д. Майером.

Робота складається зі вступу, 3 розділів, висновків, списку джерел з 8 найменувань, 30 сторінок печатного тексту, 33 рисунків, 11 таблиць.

1 Розробка скінченноелементної моделі верстата 6P13Ф3

1.1 Основні елементи верстата

Основними корпусними деталями вертикально-фрезерного верстата мод. 6P13Ф3 (рис. 1.1) є: основа (1), консоль (2), станина (3), головка шпindelна (4), повзун (5), шпindel (6), полозки поперечні (7), стіл (8), привод головного руху (9), привод вертикального переміщення повзуна (10), привод поздовжнього переміщення столу (11), привод переміщення поперечних полозків (12), привод вертикального переміщення консолі (13), двигун насоса подачі масла (14), двигун затиску інструмента (15), редуктор вертикального переміщення повзуна (16), редуктор прокольного переміщення столу (17), ходовий гвинт переміщення поперечних полозків (18), ходовий гвинт поздовжнього переміщення столу (19), механізм вертикального переміщення консолі (20), ходовий гвинт вертикального переміщення повзуна (21).

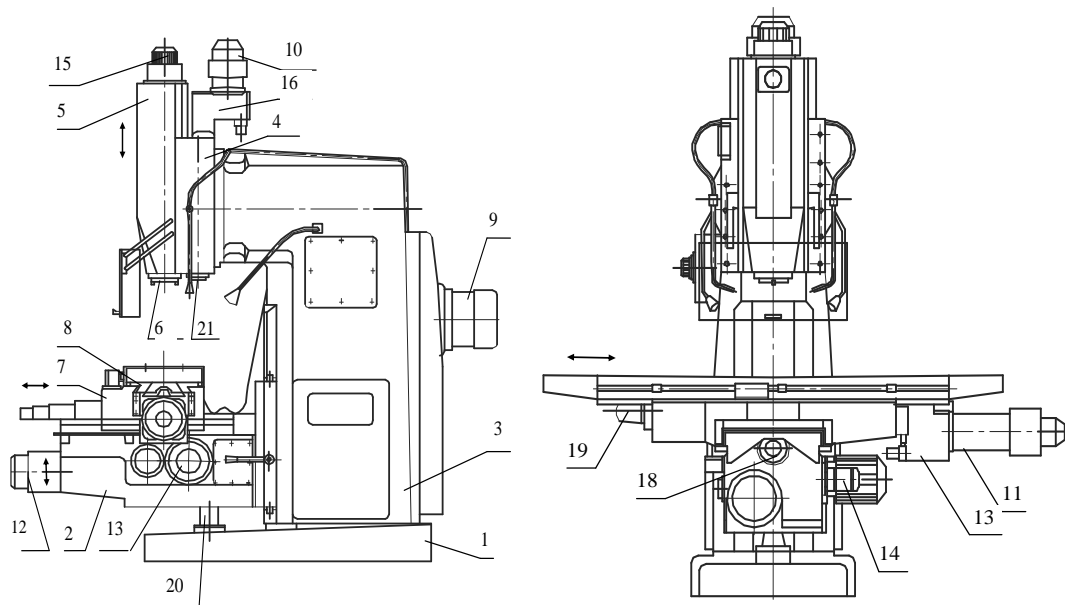


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд вертикально-фрезерного верстата з ЧПК мод. 6P13Ф3

Для створення скінченноелементної моделі верстата були допущені деякі спрощення (рис. 1.2). Корпусні деталі, що увійшли до створюваної моделі верстата, та матеріали їх виготовлення наведено у табл. 1.1. Для моделювання

цих деталей використовувалися тривимірні тетраедричні елементи другого порядку.

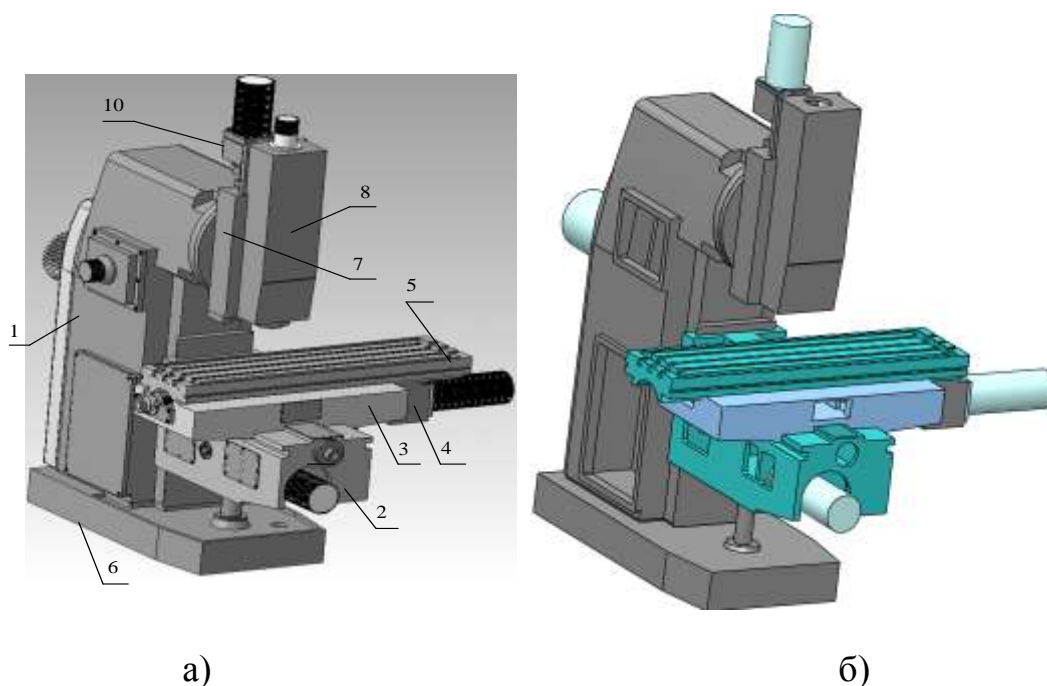


Рисунок 1.2 – 3-D моделі вертикально-фрезерного верстата:
а – 3-D модель реалізована; б – 3-D модель спрощена

Таблиця 1.1 – Характеристика моделей деталей

Назва деталі	Позиція	Матеріал	Кількість вузлів	Кількість елементів
1	2	3	4	5
Двигун вертикальної подачі	13	абс. жорский	1720	1000
Редуктор вертикальний	10	СЧ 30	2312	1076
Гвинт	11	Сталь 45	374	171
Основа	6	СЧ 30	18456	9665
Двигун головного руху	14	абс. жорский	4613	2845
Станина	1	СЧ 30	41987	21866
Полозки поперечні	3	СЧ 30	9922	5008
Стіл	5	СЧ 30	19975	11132
Двигун поздовжньої подачі	15	абс. жорский	2081	1192
Корпус редуктора приводу поздовжньої подачі столу	4	СЧ 30	1936	928
Головка шпиндельна	8	СЧ 30	5382	2560
Повзун	7	СЧ 30	633	3205
Коробка передач двигуна	–		2419	1151
Консоль	2	СЧ 30	16515	8364
Електродвигун поперечної подачі	12	Алюміній	1554	864

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5
Електродвигун консолі	–	Алюміній	1112	610
Всього:			135230	73107

З метою зменшення кількості елементів шпindelь, гвинти, гайки та опори кульково-гвинтової передачі були дискретизовані ідеалізованими елементами типу «балка». Це дозволило створити реалістичну модель передачі з малим (до 200 000 шт) кількістю елементів.

Виконаний аналіз показав, що розрахункову модель верстата (рис. 1.3) можна поділити на такі принципові структурні елементи: станина (рис. 1.4), консоль (рис. 1.5), поперечний стіл (рис. 1.6), поздовжній стіл (рис. 1.7), повзун (рис. 1.8).

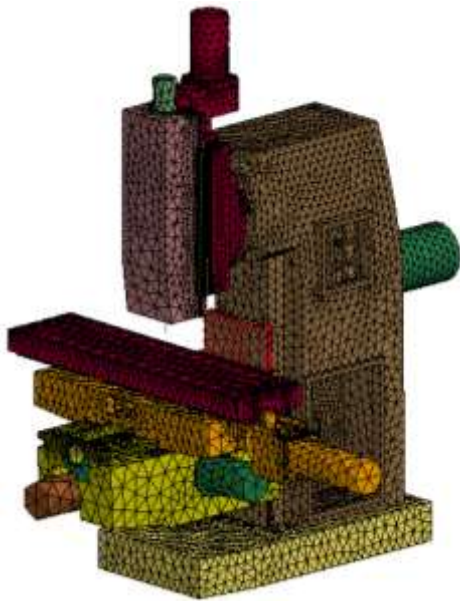


Рисунок 1.3 – Розрахункова 3D-модель верстата зі скінченноелементної сіткою

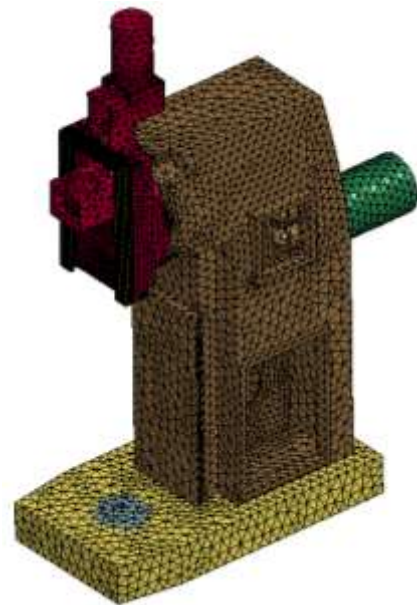


Рисунок 1.4 – Скінченноелементна модель станини

Кожний структурний елемент розрахункової моделі верстата (за виключенням поздовжнього стола) включає до свого складу кілька деталей, які є абсолютно жорсткими тілами, тому при дослідженні конструкції вони розглядаються як єдине ціле. Характеристику розрахункової моделі верстата наведено у табл. 1.2.

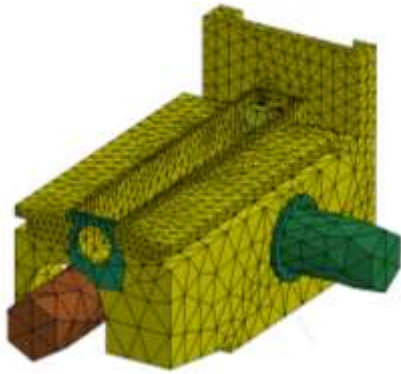


Рисунок 1.5 – Скінченноелементна модель консолі

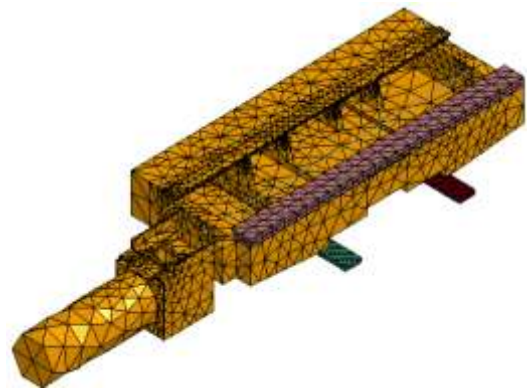


Рисунок 1.6 – Скінченноелементна модель поперечного стола верстата

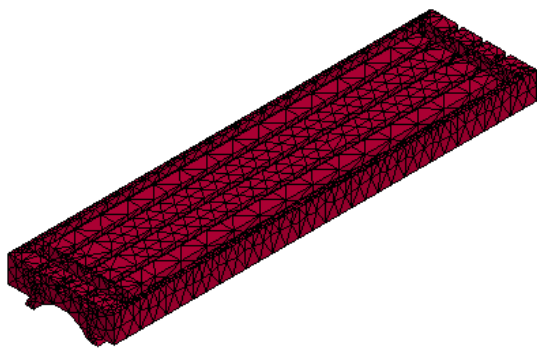


Рисунок 1.7 – Скінченноелементна модель поздовжнього стола верстата



Рисунок 1.8 – Скінченноелементна модель повзуна

Таблиця 1.2 – Характеристика розрахункової моделі верстата

Назва структурного елемента	Кількість вузлів	Кількість елементів	Назви деталей, що входять до структурного елемента	Кількість
1	2	3	4	5
Станина	30524	89461	Станина	1
			Основа	1
			Коробок	1
			Редуктор_2	1
			Головка шпindelьна	1
			Електродвигун_5	1
			Електродвигун_6	1
			Планка притискна_1	2
Планка притискна_2	2			
Консоль	8017	33627	Консоль	1
			Електродвигун_1	1
			Електродвигун_2	1

Продовження табл. 1.2

1	2	3	4	5
Поперечний стіл	7423	15563	Стіл поперечний	1
			Планка рухома	1
			Редуктор 1	1
			Електродвигун 3	1
Поздовжній стіл	6602	29499	Стіл поздовжній	1
Повзун	5238	23113	Повзун	1
			Електродвигун 4	1
Загальна кількість	57804	191263		21

1.2 Властивості матеріалів

Механічні властивості матеріалів, які використовуються у моделі, наведено у табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Механічні властивості матеріалів

Матеріал	Модуль пружності E, ГПа	Коефіцієнт Пуассона μ	Модуль зсуву G, ГПа	Густина ρ , кг/м ³	Границя міцності при розтягуванні $\sigma_{\text{раст}}$, ГПа	Границя міцності при стисненні $\sigma_{\text{ск}}$, ГПа	Границя текучості σ_T , ГПа	Коефіцієнт теплопровідності, К ⁻¹	Теплопровідність К, Вт/м·К	Щільність с, Дж/кг·К
Сталь 20	200	0,29	77	7900	0,420	–	0,350	$1,5 \cdot 10^{-5}$	47	420
Сталь 45	205	0,29	80	7850	0,625	–	0,530	$1,15 \cdot 10^{-5}$	49,5	486
Сталь 40X	214	0,29	81	7850	0,630	–	0,530	$1,19 \cdot 10^{-5}$	50	482
СЧ 30	662	0,27	50	7200	0,152	0,572	–	$1,2 \cdot 10^{-2}$	45	510

У роботі [4] встановлено, що найбільш ефективним при моделюванні стружкоутворення з точки зору співвідношення «похибка»/«швидкість розрахунку» є визначальне рівняння у формі Джонсона-Кука:

$$\sigma_s = \left(A + B(\bar{\varepsilon}^p)^n \right) \left(1 + C \ln \left(\dot{\varepsilon}^p / \dot{\varepsilon}_0^p \right) \right) (1 - T^{*m}), \quad (1.1)$$

де константи матеріалу відображають його здатність: A , B , n – до деформаційного зміцнення; C – до швидкісного зміцнення; m – до температурного зменшення.

За рівняння пластичності, яке зумовлює критерій в'язкого руйнування за умовою накопичення пошкоджень, взято рівняння у формі В. Л. Колмогорова з поправками Джонсона-Кука на швидкість та температуру деформації:

$$\begin{aligned} \bar{\varepsilon}_f^p &= (D_1 + D_2 \exp(D_3 \sigma^*)) (1 + D_4 \ln \dot{\bar{\varepsilon}}) (1 + D_5 T^*), \\ \sigma^* &= p / \sigma_s, T^* = (T - T_0) / (T_{\bar{\varepsilon}} - T_0), \end{aligned} \quad (1.2)$$

де константи D_1, D_2, D_3 матеріалу відображають вплив напруженого стану на граничні пластичні деформації до руйнування; D_4 – вплив швидкості деформації; D_5 – вплив температури деформації.

Основні пластичні властивості оброблюваних матеріалів, що застосовувалися в дослідженні, наведено у табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Зведена таблиця коефіцієнтів визначального рівняння і рівняння пластичності

Матеріал	A, МПа	B, МПа	n	C	m	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅
Сталь 45 (HB 140)	410	280	0,47	0,0037	1,1	0	1,3	-0,17	0,063	2,8
Сталь 12X18H10T(HB160)	280	1215	0,43	0,0310	1,0	0	1,15	-0,1	-0,015	-0,5
Сплав ВТ22 (HRC41)	845	660	0,08	-0,024	1,20	0	0,1	-0,53	0,134	22,9
Сплав ВТ1-0 (HB160)	120	895	0,39	0,0066	0,85	0	2,5	-0,4	0	4,5

У рухомих з'єднаннях враховувалося тертя за законом Кулона-Амонтона. Коефіцієнт тертя приймався рівним 0,15. При моделюванні процесу різання тертя на контактній ділянці враховувалося за методикою роботи [4], де доведено, що комплекс трибологічних властивостей матеріалів, що перебувають у процесі різання у контактній взаємодії, складається з рівнянь, що зв'язують температуру і нормальні напруження на контактній поверхні з дотичними напруженнями. Виходячи з прийнятої згідно

з молекулярно-механічною теорією, моделі тертя, співвідношення між дотичними напруженнями τ_i та показниками термомеханічного стану використані у вигляді:

$$\tau_i = \tau_a + \tau_d, \quad \tau_d = \mu_d \sigma_n, \quad \tau_a = \tau_0 + (\beta_0 - k_b \cdot \max(0; T - T_k)) \cdot \sigma_{nr}, \quad (1.3)$$

де τ_a – дотичні напруження адгезійного опору ковзанню; τ_d – дотичні напруження деформаційного опору ковзанню; σ_n, σ_{nr} – номінальні та фактичні нормальні напруження. Константи τ_0 (міцність адгезійних зв'язків), β_0 (коефіцієнт зміцнення адгезійних зв'язків), k_b, T_k є властивостями пари «оброблюваний-інструментальний» матеріал та відображають вплив температури та нормальних напружень на адгезійну складову сил тертя, а константа μ_d – деформаційний коефіцієнт тертя – мікрорельєфу поверхні інструмента, пружних властивостей матеріалів системи та деформованого стану оброблюваного матеріалу на деформаційну складову сил тертя.

У загальному випадку моделювання процесу різання на рівні деталізації «Лезо» повинні бути додатково визначені 5 констант ($\tau_0, \beta_0, k_b, T_k, \mu_d$), що відображають трибологічні властивості контактуючої пари. У першому наближенні константи k_b і T_k впливу температури в роботі запропоновано визначати за наближеними формулами $T_k \approx 700^\circ\text{C}$, $k_b \approx \beta_0 / 300$. Результати досліджень Л.Ш. Шустера, В.Л. Коротченка для різних металів свідчать про незначну зміну τ_0 (20–50 МПа) та β_0 (0,02-0,05) до температури 700°C . Ці коливання, швидше за все, пов'язані з похибкою вимірювань.

Числові значення констант τ_0, β_0 рівняння (1.3), які використовуються в роботі, наведено в табл. 1.5.

Таблиця 1.5 – Параметри моделі адгезійної складової сили тертя ковзання різних матеріалів з індентором ВК8

Коефіцієнт	Матеріал			
	сталь 45	сталь 12X18H10T	ВТ22	ВТ1-0
$\bar{\sigma}_s$, МПа	800	600	805	620
τ_0 , МПа	5	0	20	30
β_0	0,46	0,47	0,32	0,13

1.3 Граничні та початкові умови, навантаження

Граничні умови моделі технологічної системи наближені до реальності та задавалися жорстким закріпленням по нижній поверхні основи верстата, що еквівалентно встановленню верстата на рівну жорстку підлогу з закріпленням анкерними болтами. Усі елементи верстата, крім рухомих, жорстко зв'язані між собою шляхом об'єднання вузлів.

Рухомі елементи зв'язані контактними елементами, що дозволяють рухи в площині елемента, та унеможливають рухи перпендикулярно цій площині. Можливі переміщення елементів верстата наведено на рис. 1.9.

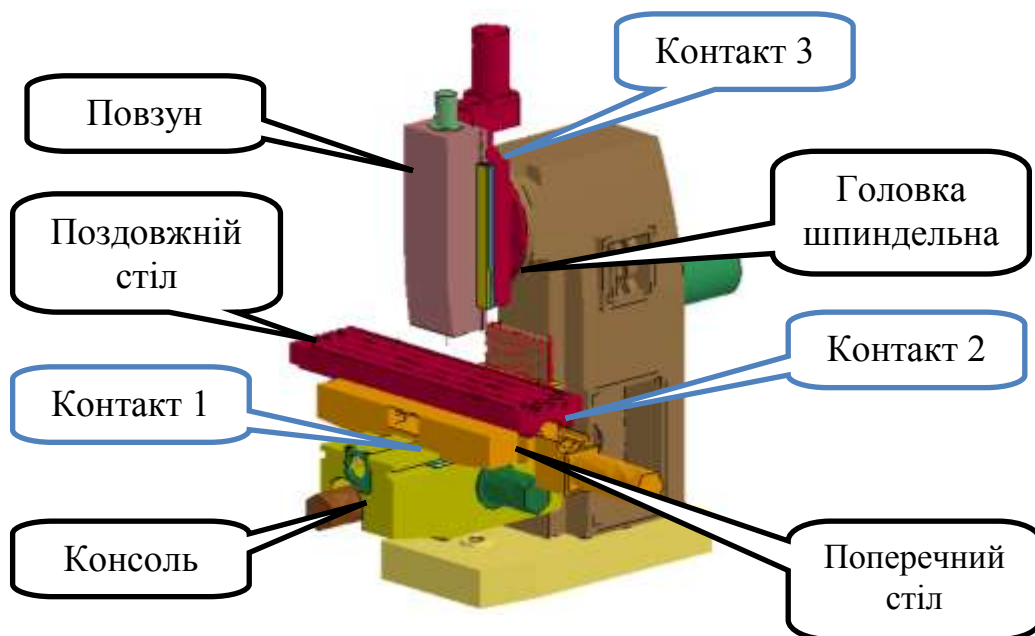


Рисунок 1.9 – Контакти між структурними елементами розрахункової моделі верстата

Отже, у моделі реалізовано три групи з'єднань з прямолінійним рухом:

- «полозки поперечні – консоль» (контакт 1)
- «повздовжній стіл – положки поперечні» (контакт 2);
- «головка шпиндельна – повзун» (контакт 3),

та одну групу з'єднань з обертальним рухом ««головка шпиндельна – шпиндель»».

У місцях контактів на поверхнях деталей, що контактують, застосовано дрібну сітку з метою отримання більш коректних результатів.

2 Дослідження жорсткості кульково-гвинтової передачі

2.1 Аналіз конструкторсько-технологічних вимог до кульково-гвинтових передач

Кульково-гвинтові передачі (КГП) застосовуються у механізмах точних переміщень, у слідкуючих системах і силових передачах (верстатобудування, робототехніка, авіаційна та космічна техніка та ін.). Основними перевагами КГП є: робота при високих навантаженнях; висока плавність ходу; довговічність; високий ККД (до 0,9); можливість роботи при високих швидкостях; точність позиціонування; висока жорсткість; відсутність люфтів (осьові та радіальні зазори); можливість регулювання попереднього натягу.

Для дослідження обрано КГП NSK W3210G-17ZY-C5Z10[5]. За конструкцією вал являє собою суцільний циліндричний стрижень із гвинтовими канавками круглого профілю. Гайку виконано у вигляді суцільної втулки з фланцем. Матеріали елементів КГП зазначено у [5].

Таблиця 2.1 – Характеристики КГП NSK W3210G-17ZY-C5Z10

№ п/п	Показник	Одиниця вимірювання	Величина
1	Клас точності передачі	–	C5
2	Діаметр вала	мм	32
3	Крок вала	мм	10
4	Число витків у гайці	–	8
5	Діаметр кульки	мм	6,35
6	Число кульок у витку	шт.	15
7	Число кульок у передачі	шт.	120
8	Вантажопідйомність: - статична - динамічна	Н	65000 49800

2.2 Аналітичні розрахунки жорсткості кульково-гвинтової передачі

Аналітичні розрахунки виконано за допомогою модуля APM Screw системи APM WinMachine [6].

Модуль APM Screw дозволяє визначити контактні переміщення (осьове, радіальне, кутове) елементів КГП під дією зовнішнього навантаження. Ці переміщення й визначають величину жорсткості. Ймовірнісний підхід, застосований у APM Screw, дозволяє визначити масив із 100 положень центру гайки КГП, за допомогою яких знаходиться осьова, радіальна та кутова жорсткості при будь-яких можливих варіантах навантаження.

Вихідні дані для розрахунку у модулі APM Screw переміщень елементів КГП під дією зовнішнього силового навантаження наведено у табл. 2.2, а результати розрахунків – у табл. 2.3, 2.4, рис. 2.1–2.3.

Таблиця 2.2 – Вихідні дані для розрахунку параметрів КГП

№ п/п	Показник	Одиниця вимірювання	Величина
Геометрія			
1	Середній радіус вала	мм	16
2	Радіус тіл кочення	мм	3,175
3	Радіус доріжки	мм	3,2
4	Крок гвинтової доріжки	мм	10
5	Число тіл кочення у витку	шт.	15
6	Число гвинтових доріжок	шт.	8
Точність виготовлення			
7	Допуск на радіус доріжки вала	мм	0,02
8	Допуск на радіус доріжки гайки	мм	0,02
9	Допуск на крок гвинтової доріжки вала	мм	0,03
10	Допуск на крок гвинтової доріжки гайки	мм	0,03
11	Нагромаджена похибка кроку доріжки	мм	0,1
Робочі умови			
12	Осьова сила	Н	0; 50; 100; 500; 1000
13	Радіальна сила	Н	0; 50; 100; 500; 1000
14	Перекидальний момент	Н·м	0; 2; 4; 8
15	Частота обертання	об/хв.	1000
16	Коефіцієнт динамічності	–	1,1
17	Сила переднатягу	Н	500

Слід зазначити, що для визначення дійсного переміщення вала та виключення впливу інших силових факторів при розрахунках визначали вплив однієї з сил, наприклад, при визначенні переміщень внаслідок дії осьової сили у

вихідних даних задавали відповідну величину осьової сили, величини радіальної сили та перекидального моменту приймали рівними нулю. Розрахунки при визначенні переміщень у радіальному та кутовому напрямках виконувалися за аналогічним принципом.

Таблиця 2.3 – Пружні переміщення вала від дії сил

	Величина сили, Н				
	0	50	100	500	1000
Осьове переміщення, мкм	0	0,189	0,3425	0,852	3,338
Радіальне переміщення, мкм	0	0,32	0,456	1,42	2,9

Таблиця 2.4 – Пружні переміщення вала від дії перекидального моменту

	Величина перекидального моменту, Н·м			
	0	2	4	8
Кутове переміщення, рад	0	$5,71 \cdot 10^{-6}$	$7,61 \cdot 10^{-6}$	$1,06 \cdot 10^{-5}$

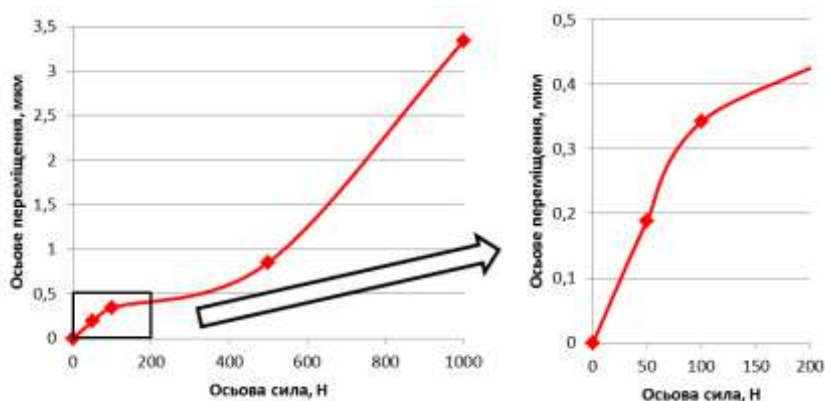


Рисунок 2.1 – Графік залежності осьового переміщення гайки від дії осьової сили

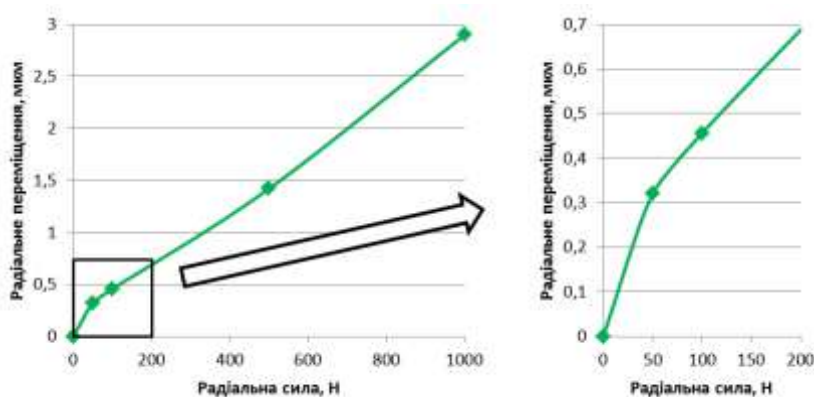


Рисунок 2.2 – Графік залежності радіального переміщення гайки від дії радіальної сили

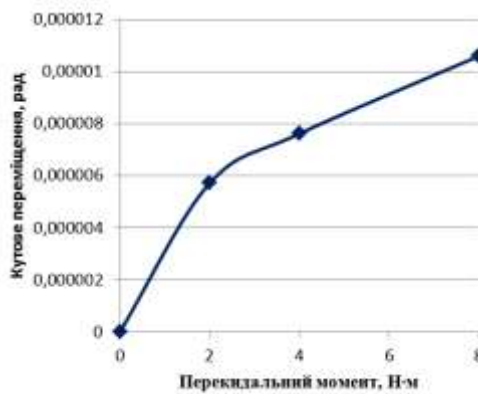


Рисунок 2.3 – Графік залежності кутового переміщення гайки від дії перекидного моменту

Як бачимо із графіків, при збільшенні дії сили на гайку величини переміщення збільшуються, тим самим спричиняючи зміну величини жорсткості пари гвинт–гайка. Слід зазначити, що найбільші зміни величин деформацій спостерігаються при малих силових навантаженнях. Так, наприклад, при зростанні осьової сили від 0 до 100 Н, величина деформації стрімко зростає від 0 до 0,34 мкм (рис. 2.1). А при збільшенні радіальної сили від 0 до 50 Н переміщення зростають від 0 до 0,32 мкм. Далі спостерігається майже лінійна залежність, тобто величина переміщень пропорційна прикладеній силі.

2.3 Експериментальні дослідження жорсткості кульково-гвинтової передачі

2.3.1 Дослідження статичної жорсткості КГП

Для визначення жорсткості КГП та підтвердження адекватності аналітичних розрахунків проведено експериментальні дослідження на стенді (рис. 2.4).

Схему експериментального дослідження наведено на рис. 2.5. КГП, яка являє собою гвинт 1 з гайкою 2, встановлена на нерухомих опорах 3 і 4. Встановлено, що мінімальна жорсткість вала буде при положенні, коли гайка однаково віддалена від опор, тобто на відстані $L/2$, де L – відстань між опорами.

З однієї сторони до гайки 2 прикладається осьова сила, яка реалізується за допомогою гідравлічного циліндра та насоса 8.

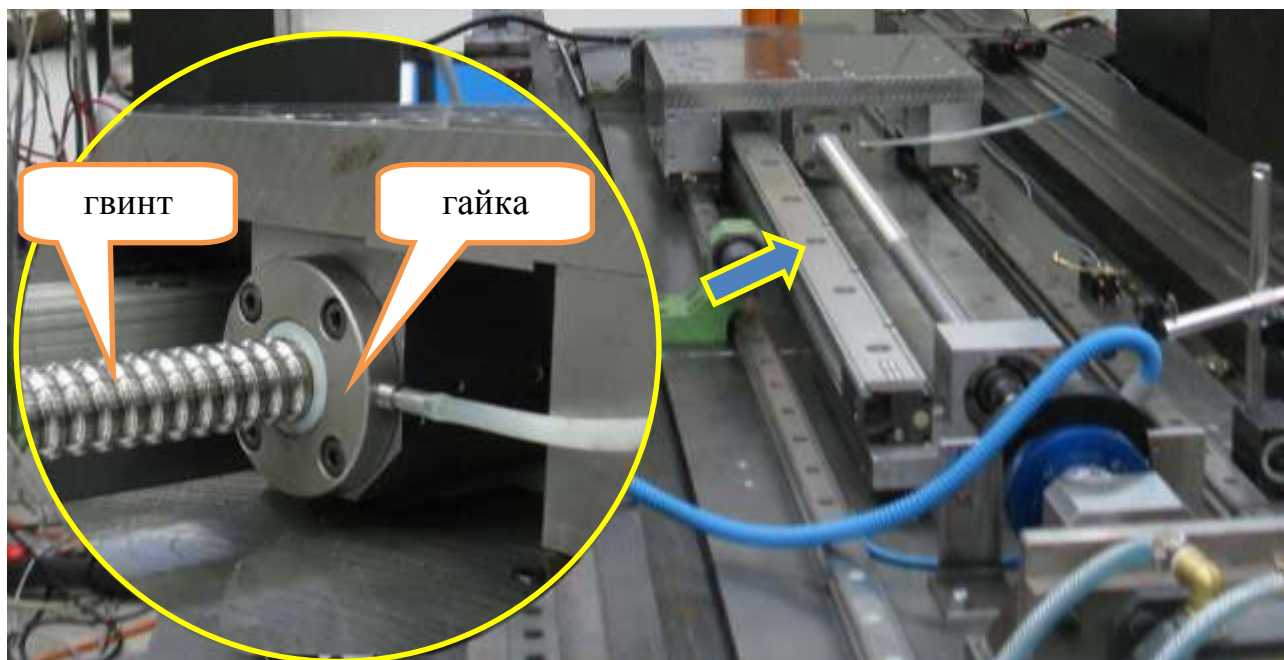


Рисунок 2.4 – Експериментальний стенд для визначення жорсткості КГП

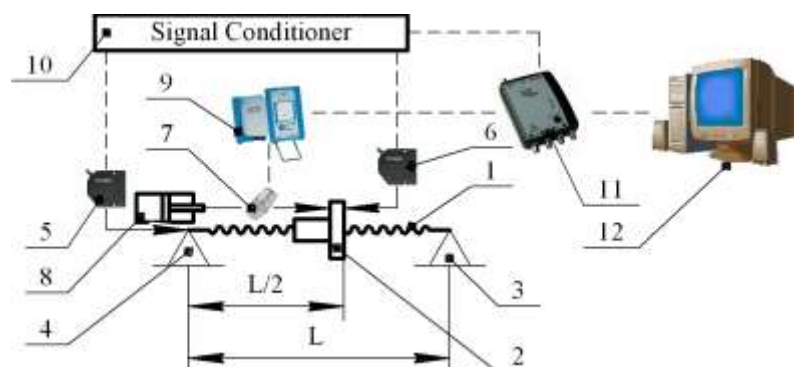


Рисунок 2.5 – Схема експериментального дослідження статичної жорсткості КГП

Величина осьової сили контролюється датчиком сили 7, який приєднано до цифрового динамометра 9. Лінійне переміщення гайки фіксується лазерним датчиком переміщень 6, який встановлено зі сторони, протилежної до прикладання сили. Для того, щоб виділити дійсне переміщення гайки від загального переміщення КГП до лівого торця гвинта встановлено лазерний датчик переміщень 5. Сигнали, які отримують датчики 5 і 6 передаються до пристрою 10, який формує сигнали перед передачею їх до аналогово-цифрового

перетворювача 11. Сигнал від цифрового динамометра 9 також передається до аналогово-цифрового перетворювача 11, після якого інформація передається до персонального комп'ютера 12.

Експериментальну установку наведено на рис. 2.6, де зазначені позиції відповідають позиціям на схемі (рис. 2.5). При експериментальному дослідженні використовувалися лазерні датчики лінійних переміщень Keyence LK-G32, датчик сили Kistler 9321b, цифровий динамометр Kistler, аналогово-цифровий перетворювач Daatron Photon

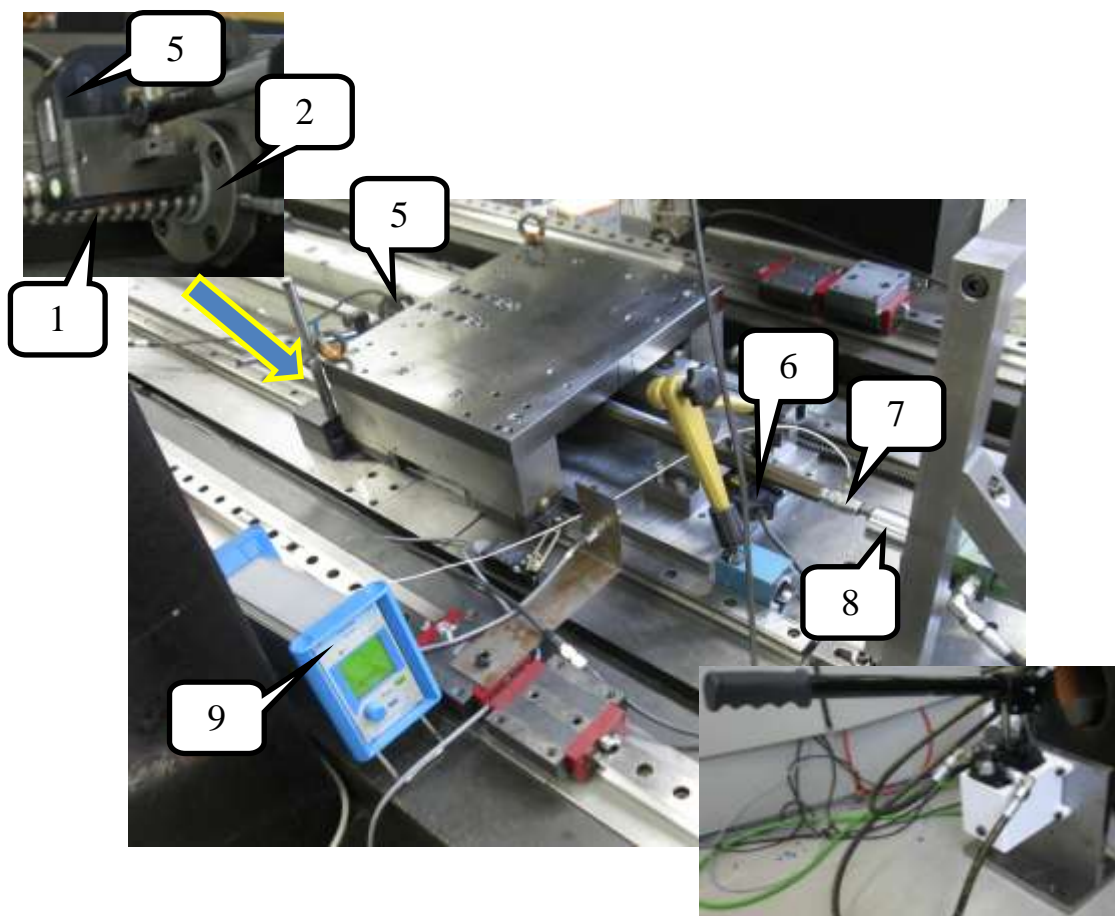


Рисунок 2.6 – Експериментальна установка для дослідження статичної жорсткості КГП

Результати експериментального дослідження статичної жорсткості КГП наведено у табл. 2.5, а порівняння результатів експериментальних і аналітичних досліджень показано на рис. 2.7.

Таблиця 2.5 – Результати визначення статичної жорсткості КГП

Осьова сила, Н	0	50	100	150	250	350	600	800	1030	1200	1550	1650	2040
Переміщення, мм	0	0,0003	0,0005	0,0006	0,0008	0,0013	0,0024	0,0043	0,0068	0,0086	0,0129	0,0143	0,0167

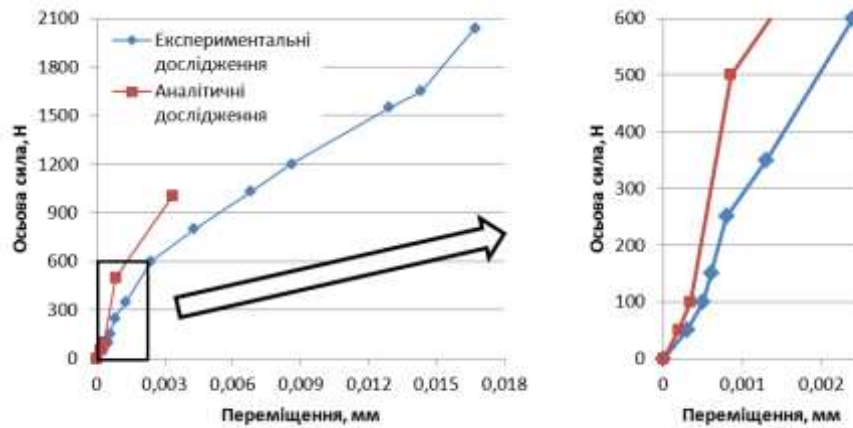


Рисунок 2.7 – Графіки порівняння результатів експериментальних і аналітичних досліджень

Результати експериментального дослідження показали, що розрахункові дані, отримані за допомогою модуля APM Screw, мають подібний характер, але відрізняються за величиною. Отримана залежність величини переміщення гайки від дії на неї осьової сили дозволяє передбачити можливі деформації та прийняти заходи щодо підвищення жорсткості технологічних систем, оснащених КГП.

2.3.2 Дослідження динамічної жорсткості КГП.

Для дослідження динамічної жорсткості КГП застосовувалася експериментальна установка, складена за схемою, наведеною на рис. 2.8. Гвинт 1 з гайкою 2, розміщені на жорстких опорах 3 і 4. Датчики лінійних переміщень 5 і 6 встановлені аналогічно до попереднього експерименту. Датчик сили 7 встановлено безпосередньо на гайці 2, на яку передається силове навантаження від шейкера 8. Для виключення впливу зовнішніх вібрацій на

шейкер, його розташовано у підвішеному стані. Інформація про динамічне навантаження передається на підсилювач 9, а потім на аналогово-цифровий перетворювач 10, куди надходять сигнали від цифрового динамометра 11 та датчиків лінійних переміщень 5 і 6 через пристрій 12, який формує сигнали перед передачею їх. Після цього усі сигнали передаються до персонального комп'ютера 13.

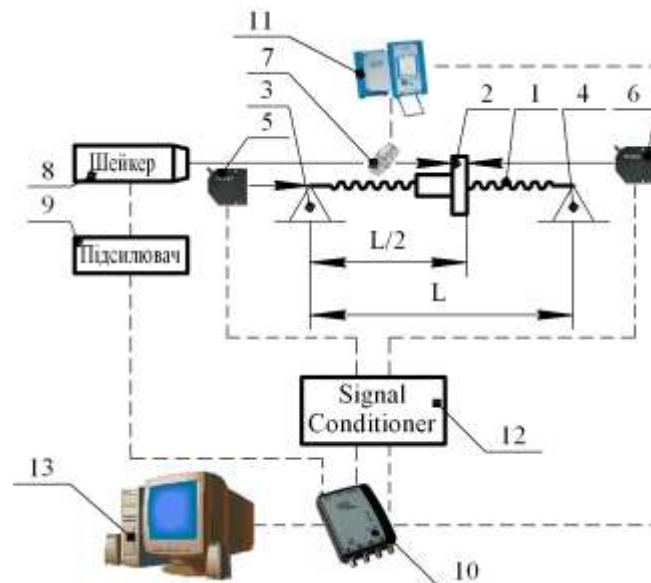


Рисунок 2.8 – Схема експериментального дослідження динамічної жорсткості

Процес виконання експерименту та налагоджене обладнання з вимірювальними пристроями наведено на рис. 2.9. При експериментальному дослідженні динамічної жорсткості КГП використовувався шейкер моделі TIRA Vib S5200 з охолоджувачем моделі Elektror типу SE 4n та підсилювачем сигналу моделі TIRA TV5220.

Для візуалізації отриманих результатів експерименту застосовувалось програмне забезпечення SW “RT Pro” (Dactron).

Результати, отримані при виконанні експерименту, наведено на рис. 2.10–2.14.

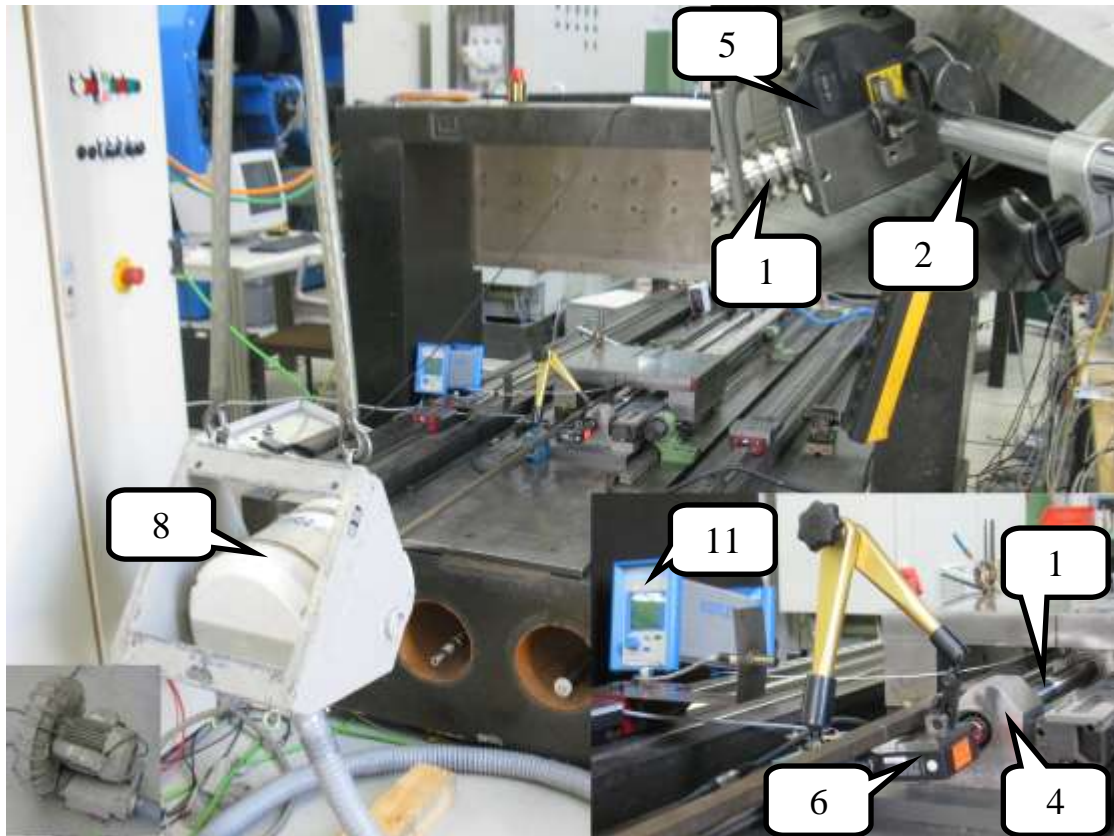


Рисунок 2.9 – Експериментальна установка для дослідження динамічної жорсткості КПП

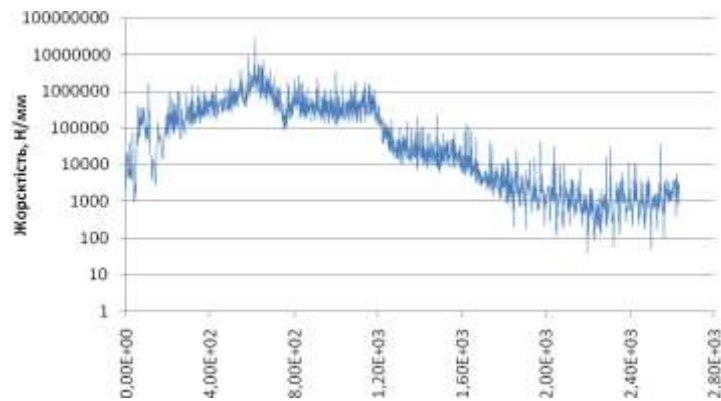


Рисунок 2.10 – Амплітудно-частотна характеристика КПП

Виконані експериментальні дослідження дозволили визначити залежність пружних деформацій КПП від дії осьової сили. Отримані коефіцієнти статичної та динамічної жорсткості КПП дозволяють використовувати ці показники при розрахунках технологічних систем з КПП, а, отже, впливати на їх ефективність при задачах оптимізації.

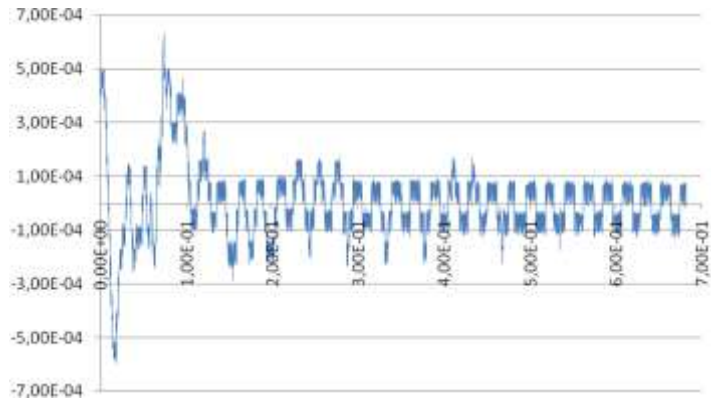


Рисунок 2.11 – Переміщення, які зафіксовані на торці гвинта при дії осьової сили (датчик 5)

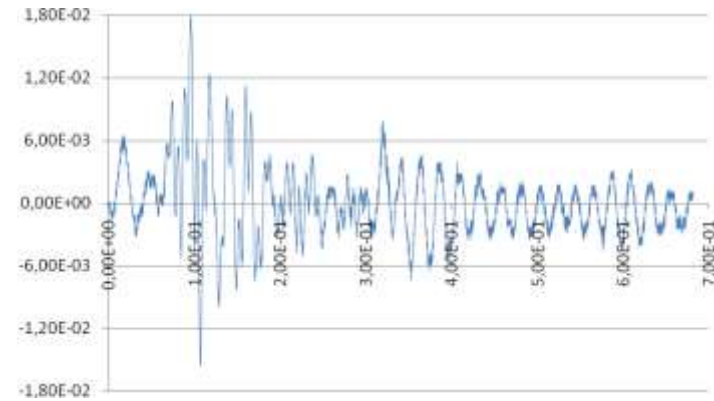


Рисунок 2.12 – Переміщення, які зафіксовані на гайці при дії осьової сили (датчик 6)

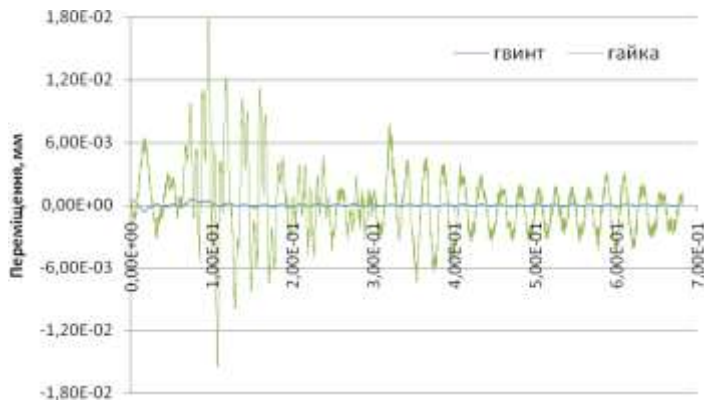


Рисунок 2.13 – Переміщення гвинта та гайки при дії осьової сили

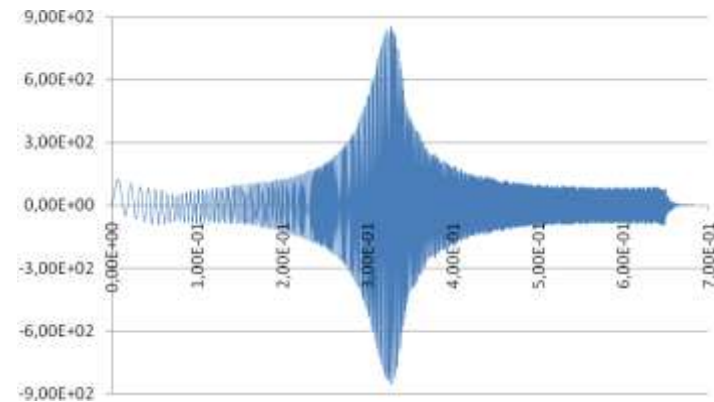


Рисунок 2.14 – Діаграма Кембела КГП

3 Дослідження процесу фрезерування в податливій технологічній системі верстату 6P13Ф3

Для визначення впливу зазорів у технологічній системі та жорсткості кульково-гвинтових передач на процес стружкоутворення при фрезеруванні цільною фрезою 3677 GUEHRING тонкої стінки зі сталі 45 використовувалася модель верстата, що побудована за методикою, яка описана в розділі 1. Параметри жорсткості гвинтових передач визначені за методикою розділу 2. Модель процесу фрезерування еквівалентна моделі [7]. Ця задача відповідає задачам з цільовим ефектом групи 4-го рівня деталізації «Інструмент» за класифікацією табл. 1.1 [7].

Для реалізації 3D-моделі була використана обчислювальна система (табл. 3.1) з операційною системою Fedora Core 10 x64 (kernel – 2.6.27.41-170.2.117.fc10.x86_64). Розрахунок одного варіанту задачі займав близько 24 годин.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика обчислювальної системи

Параметр	Характеристика
Матриця	Intel S5000PSL
Процесори	cpu1: Intel(R) Xeon(R) CPU E5405 (4 cores); cpu2: Intel(R) Xeon(R) CPU E5405 (4 cores)
Оперативна пам'ять	16Gb (2Gb+2Gb+2Gb+2Gb+4Gb+4Gb)
Вінчестери	HDD1: Seagate ST31000340AS – 1Tb; HDD2: Western Digital WDC WD800AAJS-00 – 80Gb

Результати розрахунків показали, що форма стружки в податливій технологічній системі суттєво відрізняється від форми стружки в абсолютно жорсткій технологічній системі [8]. Видно, що завдяки деформації технологічної системи врізання зубів у заготовку відбувається із запізненням, що призводить до додаткового тертя зубів о заготовку. Сумарні переміщення в технологічній системі складаються з переміщень зубів фрези відносно шпинделя, переміщення шпинделя в опорах, деформації станини, переміщень у з'єднаннях «поперечний

стіл – консоль», «повздовжній стіл – поперечний стіл», «станина – повзун». Поведінка кожного зі з'єднань представлена на рис. 3.1–3.8.

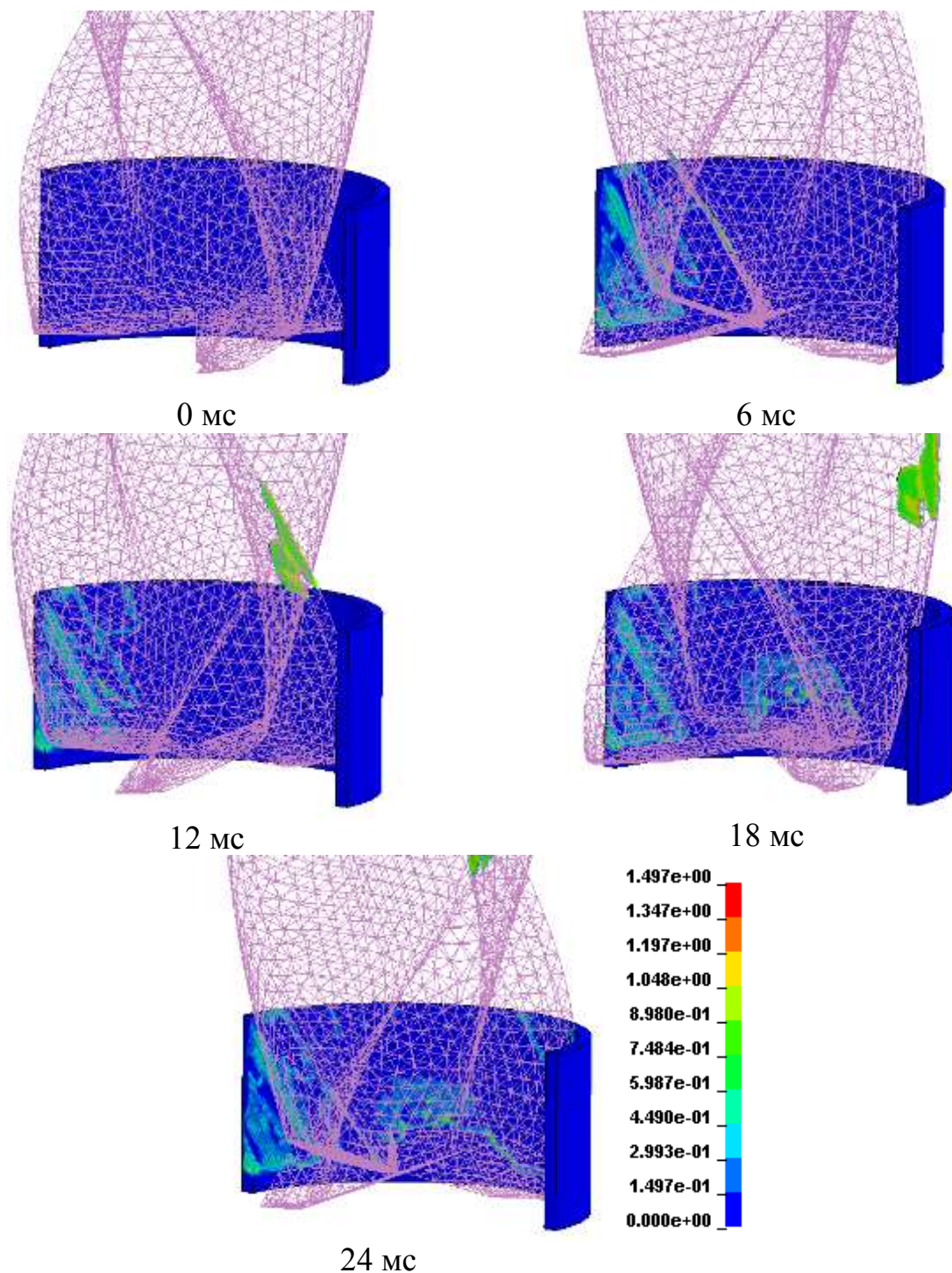
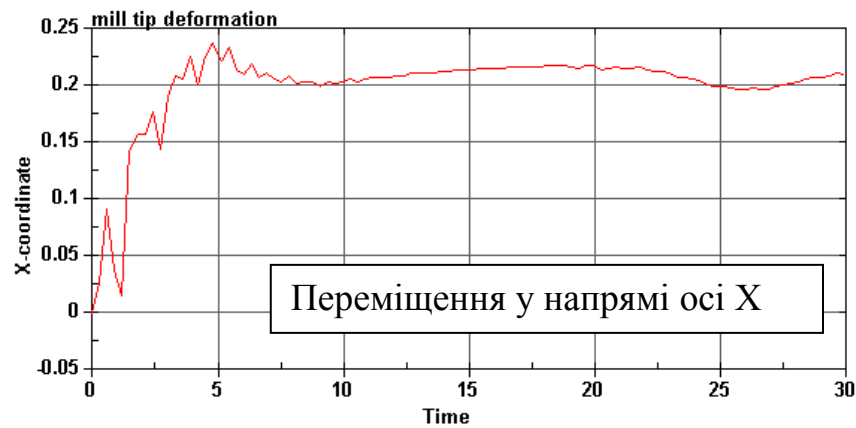
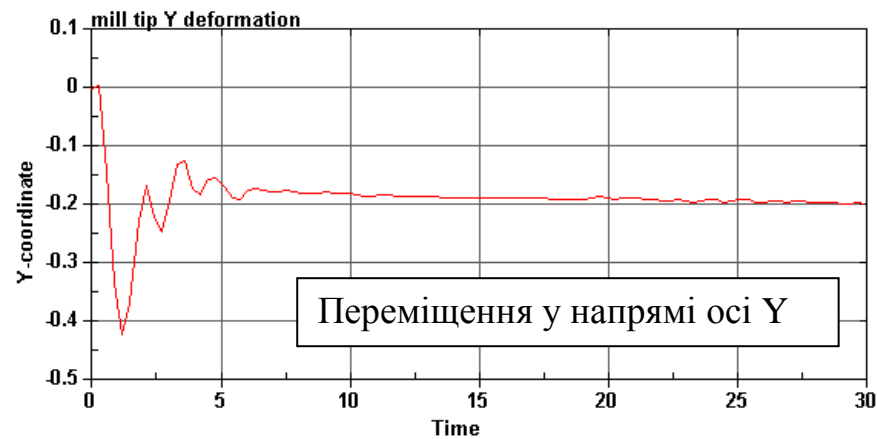


Рисунок 3.1 – Стружкоутворення в податливій технологічній системі протягом одного оберту врізання



Переміщення у напрямі осі X

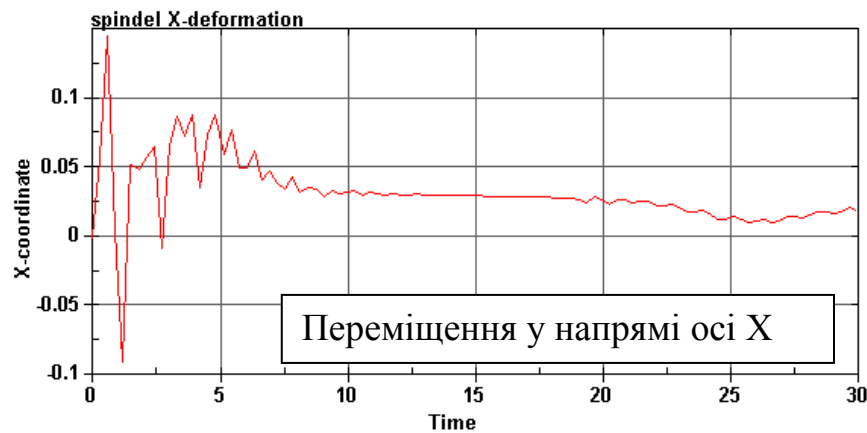
МС



Переміщення у напрямі осі Y

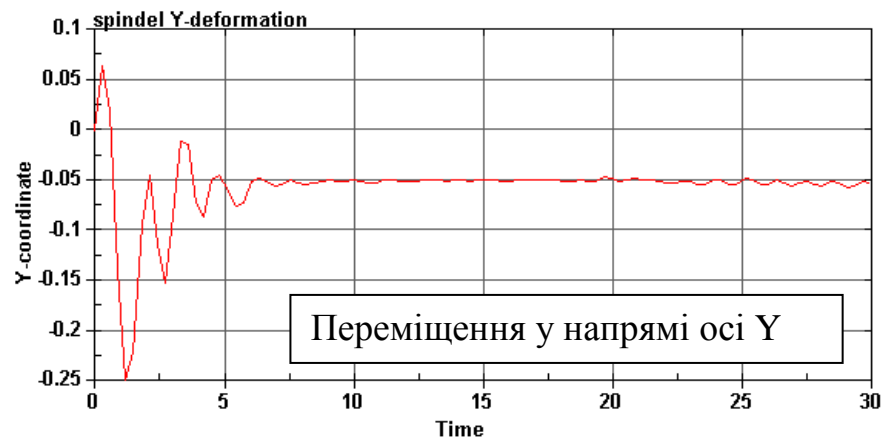
МС

Рисунок 3.2 – Сумарні переміщення (мм) осі фрези



Переміщення у напрямі осі X

МС



Переміщення у напрямі осі Y

МС

Рисунок 3.3 – Переміщення (мм) шпинделя в опорах

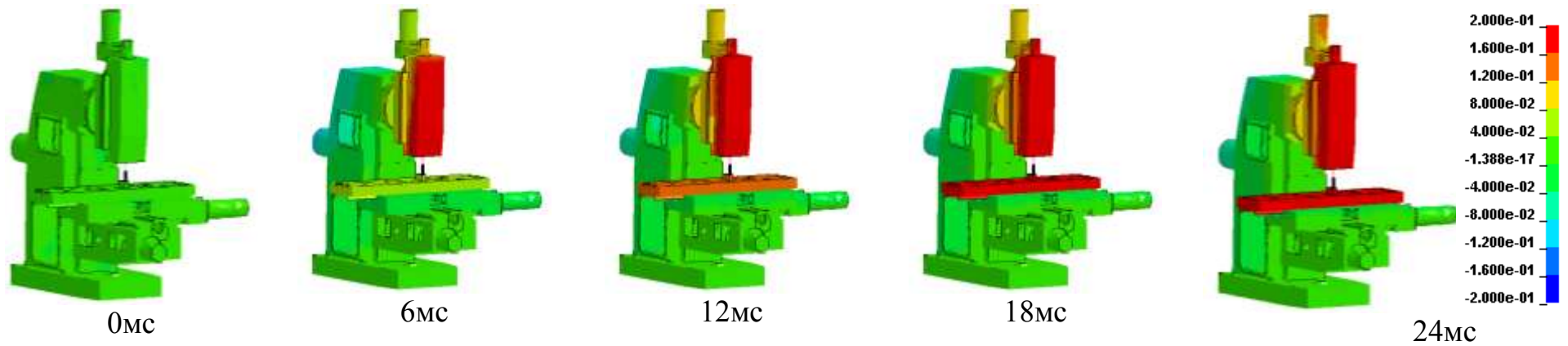


Рисунок 3.4 – Переміщення у напрямі X (мм) станини верстата та елементів технологічної системи

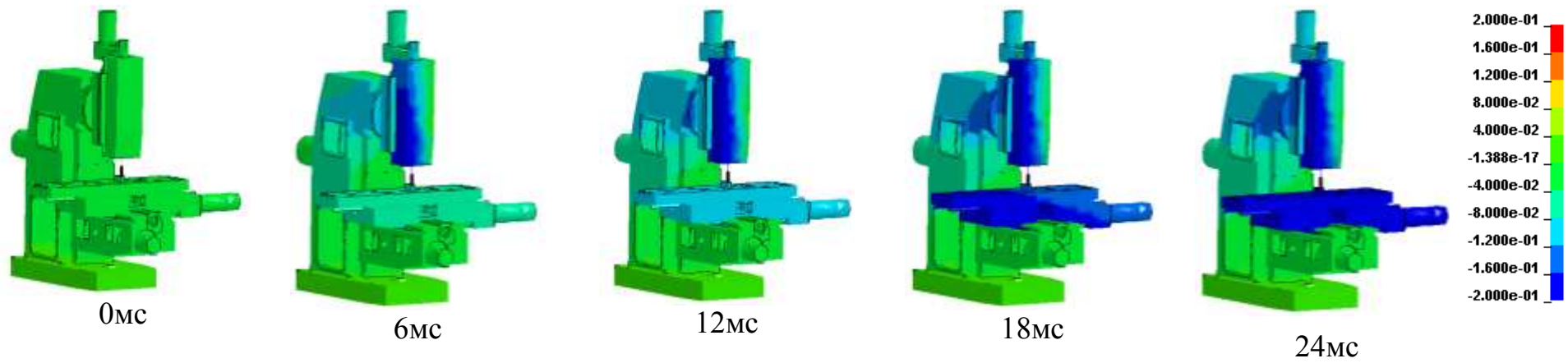


Рисунок 3.5 – Переміщення у напрямі Y (мм) станини верстата та елементів технологічної системи

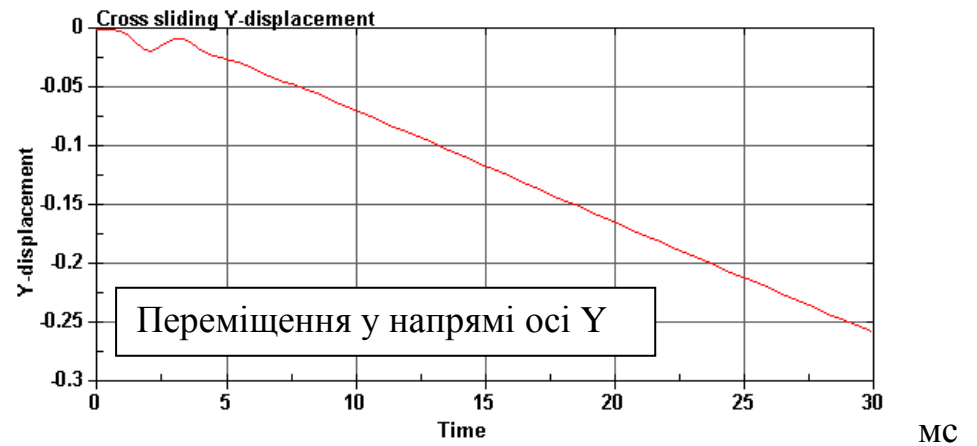
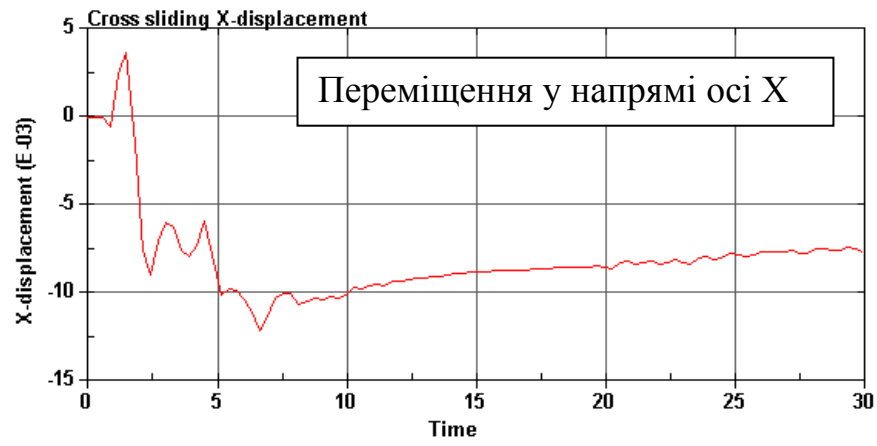


Рисунок 3.6 – Переміщення (мм) у напрямних «поперечний стіл – консоль»

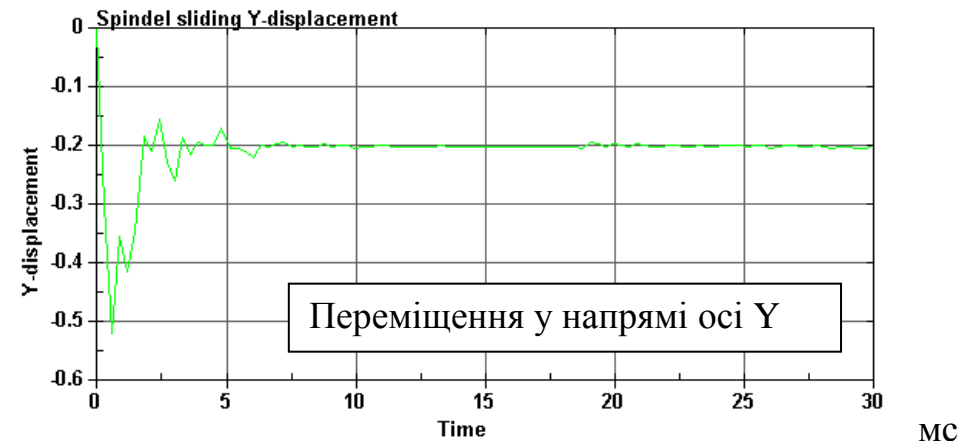
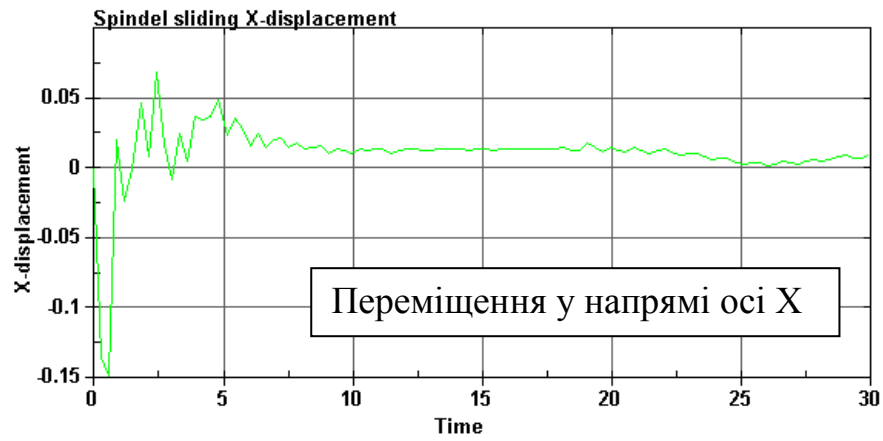


Рисунок 3.7 – Переміщення (мм) у напрямних «станина – повзун»

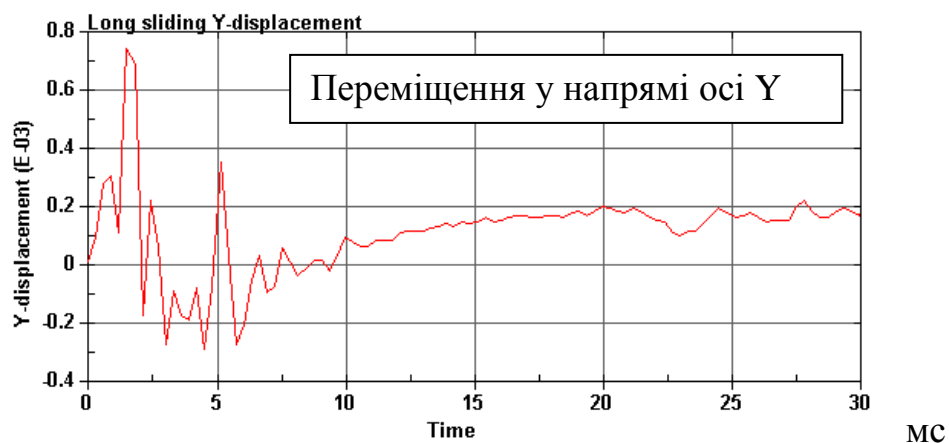


Рисунок 3.8 – Переміщення (мм) у напрямних «повздовжній стіл – поперечний стіл»

Аналіз результатів показав, що найбільший вплив на сумарне переміщення зубів фрези у напрямі осі X чинить станина та шпиндель (рис. 3.9), та складають 38% і 34% відповідно.



Рисунок 3.9 – Порівняння внеску переміщення елементів технологічної системи у сумарне переміщення зубів фрези у напрямі осі X

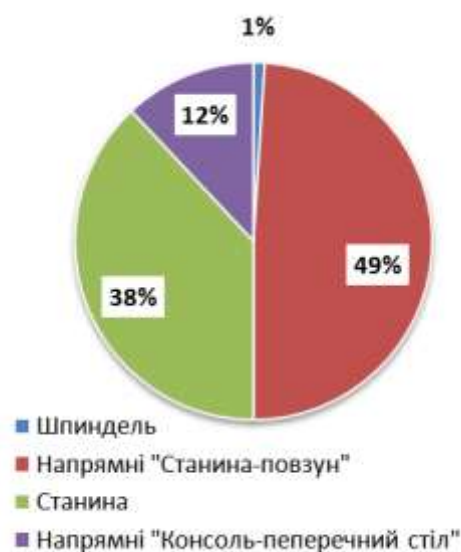


Рисунок 3.10 – Порівняння внеску переміщення елементів технологічної системи у сумарне переміщення зубів фрези у напрямі осі Y

Найбільші відносні переміщення структурних елементів технологічної системи на сумарне переміщення зубів у напрямі осі Y зафіксовано у напрямних «станина – повзун», яке становить 49%, а переміщення станини відповідають 38% (рис. 3.10).

Висновки

1. Розроблено методологію побудови раціональної з точки зору витрат ресурсів обчислювальної системи скінченноелементної моделі складної технологічної системи, яка включає елементи різної маси, жорсткості та розмірів, а також рухомі та нерухомі з'єднання зі скінченною величиною контактної жорсткості. Встановлено, що поєднання в моделі просторових та балкових скінчених елементів для моделювання конструктивних елементів може суттєво зменшити витрати обчислювальних ресурсів.

2. Розроблено експериментальну методику визначення жорсткості та коефіцієнту демпфування кульково-гвинтових передач (КГП) при малих навантаженнях та експериментально досліджено одну КГП вертикально-фрезерного верстата мод. 6P13Ф3.

3. У результаті проведення розрахунків доведено працездатність моделі процесу фрезерування в замкненій технологічній системі, а також показано можливість за допомогою неї визначити вплив зазорів у з'єднаннях, жорсткості кульково-гвинтових передач та оправок на процес формування стружки, сили різання та напруження в різальному інструменті. Доведено, що основними джерелами переміщень є деформація станини та пружні переміщення у зазорах напрямних.

Список джерел

1. Neugebauer R. , Wabner M. , Rentzsch H. , Ihlenfeldt S. Structure principles of energy efficient machine tools //CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. – 2011. -№ 4. – P. 136–147.
2. Piendle S. , Aurich J. C. 3D Finite-Element Simulation of Chip Formation in Turning // Proceedings of the 8th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations. – P. 225–233.
3. Hoevel S. Finite Elemente Simulation von Zerspanvorgängen mit geometrisch bestimmter Schneide: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.03.01. – Kaiserslautern, 2007. –142 p.
4. Криворучко Д. В. Наукові основи моделювання процесів різання з використанням числових методів: Автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.03.01 / СумДУ. – Харків, 2010. – 40 с.
5. Ball Screws. Catalog of NSK Ltd. Product List and Technical Data / NSK Ltd.; Н. Каді. – Stuttgart: NSK, 2009. – 10 p.
6. Шелофаст В. Программное обеспечение НТЦ АПМ для проектирования широкого класса винтовых передач // САПР и графика. - 2003. – № 9.
7. Криворучко Д. В., Залога В. А., Корбач В. Г. Основи 3D-моделювання процесів механічної обробки методом скінченних елементів: навчальний посібник. – Суми: Вид-во СумДУ, 2010. – 208 с.
8. Криворучко Д. В. Дослідження динаміки процесу скінченного фрезерування важкооброблюваних матеріалів шляхом його моделювання (ДР 0111U004963). Звіт про НДР: 112 с., 57 рис., 26 табл., Сумський державний університет, Суми, 2011.