

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»**

**Ідентифікація і моделювання деформаційних властивостей
металорізальних верстатів**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти

групи ІМм-21

Чуєш Олександр Анатолієвич

(підпис)

Керівник:

к.т.н., доцент

Зубовецька Наталія Тарасівна

(підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«__» _____ 2025р.

к.т.н., доцент

Гарант освітньої програми:

Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Луцьк – 2025 року

Луцький національний технічний університет

Факультет транспорту та механічної інженерії

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: магістр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Р. РЕДЬКО

“ _____ ” _____ 2025 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА**

Чуєш Олександр Анатолієвичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *«Модернізація вузлів спеціального свердлильного верстату»*, керівник кваліфікаційної роботи магістра Зубовець Наталія Тарасівна к.т.н., доц. каф. ПМіМ затверджені наказом вищого навчального закладу від «14» червня 2025р., № 39/01-07

2. Строк подання студентом роботи 01.12.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: звіт з переддипломної практики, конструкторсько-технічна документація, відгуки підприємства про роботу обладнання, конструкторська документація, нормативні дані.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Анотація. Зміст . Вступ. 1. Аналіз літературних джерел щодо основних типів з'єднань вузлів металорізальних верстатів та їх конструктивні особливостей.2. Дослідження впливу жорсткості та контактних деформацій з'єднань на точність обробки деталей. 3.Визначення основні факторів, що зумовлюють похибки обробки, пов'язані зі з'єднаннями вузлів верстата. Висновки та рекомендації по роботі. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1.Назва роботи,мета, задачі досліджень -1 ф. А1; 2. Обґрунтування методики балансу зміщень – 1 ф. А1; 3.Обґрунтування припущень -1ф. А1; 4. Структурна схема балансу зміщень – 1 ф. А1; 5. Комп'ютерне моделювання у стиці – 1 ф. А1. 6.Результати моделювання -1 ф. А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

03.09.2025 р.

Керівник

(підпис)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Примітка
1.	<i>Загальний розділ. Вплив конструктивних особливостей з'єднань вузлів металорізальних верстатів на точність обробки деталей</i>	25.09.2025р.	
2.	<i>Методика визначення балансу зміщень елементів пружної системи в робочому просторі верстата на основі характеристик стиків</i>	15.10.2025р.	
3.	<i>Застосування методики оцінювання балансу зміщень елементів пружної системи</i>	05.11.2025р.	
4.	<i>Представлення роботи</i>	01.12.2025р.	
5.	<i>Електронний варіант кваліфікаційної роботи магістра</i>		

Студент

(підпис)

Керівник роботи

(підпис)Чуєш О.А.

(прізвище та ініціали)

Зубовецька Н.Т.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Чуєш О.А. Ідентифікація і моделювання деформаційних властивостей металорізальних верстатів. – Рукопис.

Кваліфікаційна робота за рівнем вищої освіти «магістр» спеціальності 131 Прикладна механіка освітньої програми "Прикладна механіка". Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2025.

Робота присвячена підвищенню точності обробки на металорізальних верстатах шляхом урахування деформаційних властивостей стикових з'єднань вузлів. Запропоновано методику побудови балансу зміщень пружної системи та математичну модель визначення внеску окремих стиків у загальну похибку обробки, реалізовані в програмному комплексі STYK. Експериментальні дослідження підтвердили адекватність моделей і практичну доцільність використання STYK.

Ключові слова: металорізальний верстат, стикове з'єднання, контактна жорсткість, демпфувальна здатність, баланс зміщень, STYK.

ANNOTATION

Chuiesh O.A. Identification and Modelling of deformation properties of metal cutting machine tool joints – Manuscript.

Master's qualification work in specialty 131 Applied Mechanics, educational programme "Applied Mechanics". Lutsk National Technical University. Lutsk, 2025.

The thesis is focused on improving machining accuracy of metal-cutting machine tools by accounting for the deformation properties of joints between structural units. A methodology for constructing the displacement balance of the elastic system and a mathematical model for determining the contribution of individual joints to the overall machining error are proposed and implemented in the STYK software package. Experimental studies have confirmed the adequacy of the models and the practical feasibility of using STYK.

Keywords: metal-cutting machine tool, joint connection, contact stiffness, damping capacity, displacement balance, STYK.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ З'ЄДНАНЬ ВУЗЛІВ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ НА ТОЧНІСТЬ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ	10
1.1 Пружні переміщення та жорсткість елементів металорізального верстата.....	10
1.2 Вплив якості поверхневого шару на робочі характеристики деталей і вузлів верстатів	12
1.3 Контактні деформації стиків	16
1.3.1 Теоретичні засади визначення контактних деформацій та жорсткості стиків.....	16
1.3.2 Експериментальне визначення контактних деформацій і жорсткості стиків	18
1.4 Демпфувальна здатність стиків.....	24
1.5 Висновки до розділу 1.....	26
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ БАЛАНСУ ЗМІЩЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ В РОБОЧОМУ ПРОСТОРИ ВЕРСТАТА НА ОСНОВІ ХАРАКТЕРИСТИК СТИКІВ.....	28
2.1 Робочий простір верстата	28
2.2 Обґрунтування методики визначення балансу зміщень	31
2.3 Обґрунтування припущень і методики	38
2.4 Математична модель процедури визначення балансу зміщень	42
2.5 Висновки до розділу 2.....	44
РОЗДІЛ 3 ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ БАЛАНСУ ЗМІЩЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ	45
3.1 Структурна схема ідентифікації зміщень елементів пружної системи..	45
3.2 Програмна реалізація методики	46
3.3 Тестування та верифікація програми STYK.....	48
3.4 Дослідження балансу зміщень у пружній системі верстата 1Б118 за	

умови обробки різцем з револьверного супорту	50
3.5 Комп'ютерне моделювання похибки обробки зумовленої зміщеннями у стику «направляючі каретки – горизонтальні напрямні станини»	50
3.5.1 Методика і принципи моделювання програмою STYK	58
3.5.2 Моделювання деформацій стику та інтерпретація результатів	59
3.6 Висновки до розділу 3.....	85
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІИ	86
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	88
ДОДАТКИ	90

ВСТУП

Актуальність теми. До сучасних металорізальних верстатів висуваються підвищені вимоги щодо точності, продуктивності, стабільності розмірів та ресурсу, що безпосередньо пов'язано з жорсткістю технологічної системи – здатністю конструкції верстата та його з'єднань протистояти деформаціям під дією сил різання. Саме жорсткість поряд із міцністю є ключовим критерієм працездатності верстатного обладнання та визначає можливість застосування високопродуктивних режимів різання й досягнення заданої точності обробки.

У більшості верстатів підвищення продуктивності обмежується не міцністю, а недостатньою жорсткістю. Причому власна жорсткість елементів конструкції добре описується класичними моделями, тоді як контактна жорсткість стиків значно гірше формалізована і суттєво залежить від якості обробки, стану поверхневого шару, режимів затягування, умов змащування та зносу. У результаті стикові зони можуть формувати до 60–80 % сумарної податливості системи «верстат – пристрій – інструмент – деталь» і визначати її точність, вібростійкість та довговічність.

Перехід до високошвидкісної обробки, інтеграція верстатів у цифрові виробничі системи та зростання вимог до прогнозованості точнісної надійності актуалізують задачу кількісної оцінки жорсткісних і демпфувальних характеристик стиків у реальних конструкціях. Сучасні обчислювальні засоби створюють передумови для розроблення методик, що поєднують математичне моделювання, експеримент та програмну реалізацію процедур ідентифікації параметрів стиків. Автоматизація оцінювання деформаційних характеристик з'єднань вузлів металорізальних верстатів і пов'язаної з ними точнісної надійності є актуальною науковою та прикладною задачею машинобудування.

Метою роботи є – розробити та програмно реалізувати методику моделювання й прогнозування точнісної надійності вузлів у робочому просторі

металорізального верстата на основі ідентифікованих жорсткісних та демпфувальних характеристик стикових з'єднань.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі *основні задачі*:

1. Розробити методику визначення та прогнозування точнісної надійності вузлів у робочому просторі металорізального верстата за даними про жорсткісні та демпфувальні характеристики стикових з'єднань.

2. Створити програмне забезпечення для моделювання деформаційних і коливальних процесів у вузлах верстата та реалізації запропонованої методики оцінювання точнісної надійності.

3. Виконати перевірку адекватності й точності розроблених моделей і програмних засобів шляхом порівняння результатів розрахунків із експериментальними або натурними даними для реальних металорізальних верстатів.

Об'єкт дослідження – металорізальні верстати та верстатне устаткування, зокрема вузли з контактними стиковими з'єднаннями.

Предмет дослідження - математичні моделі та програмні засоби для ідентифікації й прогнозування деформаційних і точнісних характеристик металорізальних верстатів з урахуванням властивостей їх стиків.

Методи дослідження: теорія пружності та опору матеріалів, теорія машин і механізмів, деталі машин, теорія інформації, методи математичної статистики й теорії ймовірностей, методи експериментальних досліджень, об'єктно-орієнтоване програмування та чисельне моделювання.

Наукова новизна роботи полягає в розробленні та програмній реалізації методики машинного моделювання балансу зміщень елементів пружної системи металорізального верстата, яка вперше дає змогу на основі ідентифікації деформаційних і демпфувальних характеристик окремих стиків кількісно оцінювати їх внесок у точнісну надійність вузлів у робочому просторі.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що розроблена

методика та програмний комплекс STYK дають змогу на основі виробничих випробувань кількісно оцінювати деформаційні характеристики стиків металорізальних верстатів, прогнозувати їх точнісну надійність, зменшувати обсяг натурних експериментів та обґрунтовано коригувати наладку й конструкцію вузлів.

Апробація роботи. Основні положення і результати роботи доповідались і обговорювались на наукових семінарах кафедри “Прикладна механіка тамехатроніка”.

Особистий внесок магістра Магістрантом розроблено методику побудови балансу зміщень елементів пружної системи металорізального верстата та математичну модель ідентифікації деформаційних характеристик стиків, а також реалізовано програмний комплекс STYK для моделювання їх впливу на точність обробки. Сплановано й проведено експериментальні дослідження стику типу «направляючі каретки – горизонтальні напрямні станини», опрацьовано результати вимірювань, виконано порівняння з модельними даними та сформульовано висновки і практичні рекомендації щодо підвищення технологічної надійності верстатів.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається зі вступу, трьох розділів, загальних висновків та рекомендацій, списку використаних джерел та додатків. Зміст роботи викладений на 90 сторінках машинописного тексту, ілюструється 35 рисунками та 7 -ма таблицями.

РОЗДІЛ 1

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ З'ЄДНАНЬ ВУЗЛІВ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ НА ТОЧНІСТЬ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

1.1 Пружні переміщення та жорсткість елементів металорізального верстата

Жорсткість металорізального верстата прийнято характеризувати двома основними складовими [2]:

- власною жорсткістю елементів конструкції, яку визначають за класичними залежностями опору матеріалів, розглядаючи деталі як бруси, пластини або оболонки з ідеалізованими умовами закріплення;
- контактною жорсткістю стиків і опор, що виникає в місцях з'єднання окремих вузлів (направляючі, підшипникові опори, болтові та штифтові з'єднання тощо).

Для обґрунтованого аналізу жорсткості верстата, вибору заходів щодо її підвищення та встановлення нормативних вимог принципово важливо розуміти, як саме розподіляються пружні переміщення між окремими вузлами та ланками конструкції.

У важких верстатах, що працюють з великими перетинами зрізу, а також при переміщенні масивних вузлів, переважають власні деформації деталей – згин, кручення, розтяг/стиск корпусних елементів, станин, супортів тощо. Натомість у прецизійних і універсальних верстатах при чистовій і оздоблювальній обробці основну роль у формуванні пружних переміщень відіграють контактні деформації у з'єднаннях та опорах.

У сумарному балансі пружних переміщень верстата (без урахування деформацій заготовки та пристрою) істотну частку, як правило, становлять переміщення шпиндельного вузла. Для верстатів з нерухомою шпиндельною

бабкою сумарний прогин шпинделя разом з деформацією його опор може досягати приблизно 50 % усіх пружних переміщень. Якщо шпиндельна бабка рухома, ця частка зростає до 60-70 %, а у плоскошліфувальних верстатах – навіть до 85 %. У таких вузлах у верстатів з нерухомими бабками приблизно 30–40 % припадає саме на контактні переміщення в опорах шпинделя, тоді як у верстатів з рухомими бабками (де додаються деформації напрямних) їх частка становить не менше 50 %.

Вагомий внесок у загальний баланс пружних переміщень мають також супорти токарних верстатів: їх деформації можуть досягати до 50 % сумарних переміщень у зоні різання. У консольно-фрезерних верстатах основною «слабкою ланкою» є стіл, особливо в напрямку, перпендикулярному дзеркалу станини: пружні переміщення столу в цьому напрямку становлять орієнтовно 70–90 %, а у вертикальній площині можуть бути ще більшими. Виняток становлять горизонтально-фрезерні верстати, де значною стає деформація довгих фрезерних оправок.

Для вертикально-свердлильних верстатів характерні значні пружні переміщення столів і кронштейнів – їх частка в загальному балансі може досягати 85-90 %. При цьому до 80-90 % цих переміщень припадає саме на контактні деформації в напрямних та з'єднаннях. Навіть у таких, на перший погляд, масивних деталях, як повзун карусельного верстата, питома вага контактних деформацій становить близько 40-70 %.

Деформації станини зазвичай дають менший внесок у сумарне переміщення – орієнтовно до 15 %. У горизонтально-розточувальних верстатах ця величина може зростати до 15-20 %, у довбальних - до 25-50 %. У радіально-свердлильних верстатах значні пружні переміщення спостерігаються в плиті та колоні (близько 60-75 %), тоді як деформації рукава складають орієнтовно 20-30 %.

Таким чином, структура пружних переміщень у верстаті є результатом сумісної дії власних деформацій елементів конструкції та контактних деформацій

у з'єднаннях. Аналіз співвідношення цих складових для конкретних типів верстатів дозволяє цілеспрямовано підвищувати жорсткість найбільш «чутливих» вузлів і, відповідно, забезпечувати необхідний рівень точності обробки.

1.2 Вплив якості поверхневого шару на робочі характеристики деталей і вузлів верстатів

Стан поверхневого шару деталей суттєво визначає їхню працездатність, надійність з'єднань і, зрештою, експлуатаційні властивості всього верстата. Параметри шорсткості, хвилястості, мікротвердості й залишкових напружень впливають на:

- роботу поверхонь тертя (коефіцієнт тертя, зносостійкість, тривалість прироблення, схильність до заїдання, несуча здатність мастильного шару);
- стикові властивості (нормальна й дотична жорсткість, теплопровідність, демпфувальна здатність контактів);
- міцність деталей і з'єднань (втомна, циклічна, статична, термічна, міцність клейових і пресових з'єднань);
 - корозійну та ерозійну стійкість, опір кавітації;
 - точність взаємного розташування деталей у процесі роботи.

Обсяг досліджень для різних груп властивостей неоднаковий, проте вже зараз очевидно, що якість поверхневого шару є одним з ключових факторів ресурсу й стабільності роботи верстатних вузлів [7].

Деформації стиків роблять суттєвий внесок у загальну жорсткість металорізальних верстатів і їх вузлів. Експерименти показали, що стикову деформацію Δ можна наближено описати залежністю $\Delta = c \cdot p^x$ де c і x – коефіцієнти; p – нормальний контактний тиск.

Великий вплив на стикову деформацію мають мікрогеометрія, хвилястість і макрогеометрія. У загальному випадку більшим нерівностям відповідають більші

деформації. Проте одна лише висота нерівностей не визначає величину деформації. Важливу роль відіграє форма вершин нерівностей, яку в першому наближенні можна оцінити усередненою формою опорної кривої $\eta = b \cdot e^{\nu}$. Детальні експериментальні дані щодо впливу режимів і методів обробки на коефіцієнти b , ν , а також на величину радіусів заокруглення вершин мікронерівностей наведено у сучасних дослідженнях, присвячених мікрогеометрії та якості поверхневого шару оброблених деталей. [7,16].

Аналіз процесів, що відбуваються при стикових деформаціях, дозволив отримати низку аналітичних формул для їх розрахунку (рис. 1.1).

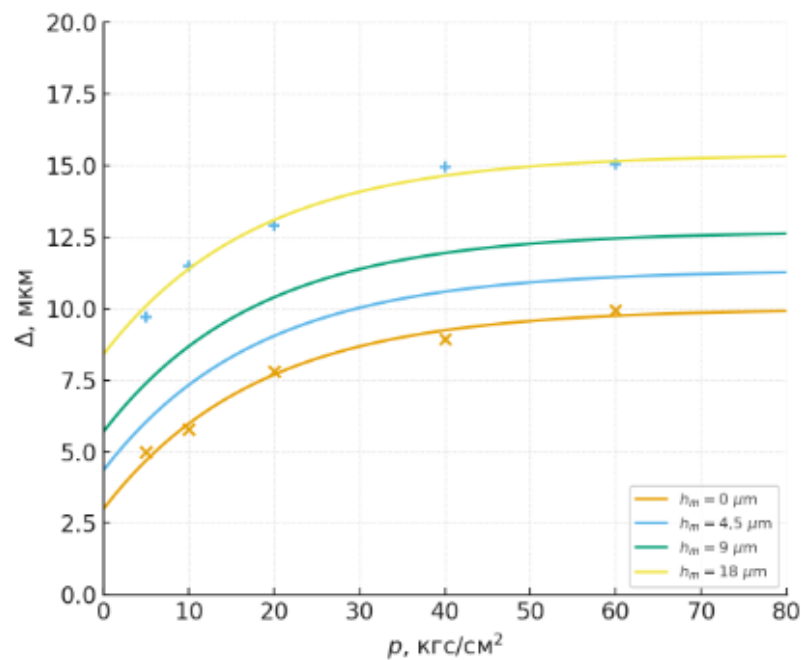


Рис. 1.1 - Розрахункові криві впливу контактної деформації на стикові деформації струганих поверхонь при: 1 - $s = 0,28$; 2 - $s = 0,56$ мм/дв. хід

Для випадку контакту двох однакових шорстких поверхонь була отримана формула

$$\rho = \frac{12\sigma_0\sigma^4}{S^2h^3} \left(\frac{S}{4H_m} - \frac{H_m}{S} \right) I^{\nu}\varphi \left(\frac{z}{\sqrt{2}} \right), \quad (1.1)$$

де σ_0 - середній тиск на майданчику контакту; σ - середнє квадратичне відхилення для розподілу висот вершин мікронерівностей; S - середній крок мікронерівностей; I^5 - спеціальна табульована функція, що є кратним інтегралом 5-го порядку від функції нормального розподілу; $\frac{2b-x}{\sigma\sqrt{2}}$ (b - відстань між медіаною кривої розподілу висот вершин мікронерівностей і середньою лінією профілю, x - деформація).

Форма розрахункових кривих «тиск - стикова деформація», їх відповідність експериментальним даним для струганих поверхонь, а також вплив макронерівностей показані на рис. 1.2.

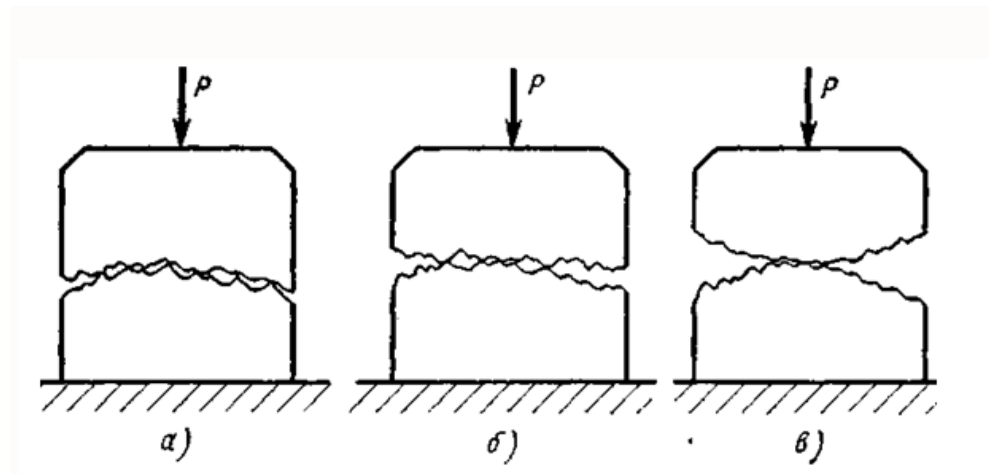


Рис 1.2 - Вплив форми і взаємного розташування макронерівностей на жорсткість стику

Окрім мікрогеометрії, на стикові деформації впливають макронерівності. У загальному вигляді збільшення макронерівностей також призводить до зниження жорсткості. Проте на практиці врахувати їх вплив складніше. Умови контакту двох поверхонь можуть значно відрізнятись залежно від взаємного розташування та форми макронерівностей. Попередньо розрахувати взаємне розташування хвиль макронерівностей для конкретних деталей можна лише з певною ймовірністю. Це зумовлює значне розсіювання результатів вимірювання жорсткості стиків за наявності нерівностей макрогеометричного порядку.

Залежно від умов контакту розрізняють три основні режими тертя: сухе, граничне та рідинне. Геометрія поверхні найбільше впливає на коефіцієнт тертя при сухому і граничному терті. Аналітичні залежності показують, що коефіцієнт тертя визначається передусім висотою мікронерівностей h_M , формою опорної кривої (коефіцієнти b, ν) та радіусом заокруглення вершин мікронерівностей [4].

На коефіцієнт сухого тертя, крім мікрогеометрії, впливають макронерівності, через які формується контурний тиск q_c . Теоретичний аналіз показує, що зі зменшенням шорсткості (підвищенням чистоти поверхні) коефіцієнт тертя зростає внаслідок збільшення реальної площі контакту. Для грубо оброблених поверхонь додаткове механічне зачеплення вершин нерівностей також призводить до зростання коефіцієнта тертя, але ця складова в розрахункових формулах не враховується. Тому залежність коефіцієнта тертя від висоти мікронерівностей має екстремальний характер. Вплив на тертя має й взаємне розташування рисок, утворених при обробці поверхонь ковзання. Висота мікронерівностей позначається на коефіцієнті тертя і за наявності мастила; у цьому випадку характер залежності також переважно є екстремальним [15].

Знос, що виникає в процесі тертя, супроводжується зміною мікро- і макрогеометрії поверхонь, а отже – зміною коефіцієнта тертя. Наприкінці періоду прироблення поверхні з різною початковою геометрією можуть мати близькі значення коефіцієнта тертя. Найбільш вивченими видами зносу є абразивний, окислювальний, знос захопленням 1-го і 2-го роду, дифузійний та втомний.

У процесі зносу параметри поверхневого шару постійно змінюються, причому їхній вплив особливо відчутний у період прироблення. В окремих випадках початковий стан поверхні впливає на процес зносу і після завершення прироблення [20]. Інтенсивність зносу визначається висотою мікро- і макронерівностей, формою опорної кривої, радіусом заокруглення вершин мікронерівностей та механічними властивостями матеріалу вершинок. Для граничного та гідродинамічного тертя залежність інтенсивності зносу від висоти

мікронерівностей, як правило, має екстремальний характер: мінімуму відповідає шорсткість, що формується в процесі прироблення.

1.3 Контактні деформації стиків

У контактні деталей машин дійсна площа дотику є дуже малою. Для куль і циліндрів це зумовлено формою деталей, а при контактні по площині або циліндричній поверхні – мікро- і макронерівностями. Тому за малих навантажень реальна площа контакту становить лише частку відсотка від номінальної. У прецизійних машинах, зокрема металорізальних верстатах, де багато рухомих з'єднань, малі робочі навантаження та високі вимоги до точності, контактні деформації часто перевищують власні деформації деталей. Так, контактні деформації в направляючих верстатів порядку 1 мкм на кожні 0,1 МПа тиску можуть бути співрозмірними з деформацією чавунного стрижня довжиною 1 м під дією тієї ж стискуючої напруги.

За ідеального площинного стику або дуже доброго макроприлягання контактні деформації незначні. Великі зближення поверхонь при контактні деталей машин виникають через деформацію вершин макрохвиль, їх розпрямлення та загальні пружні деформації в зоні контакту. Це знижує точність роботи приладів і верстатів, впливає на коливання, динамічні навантаження, концентрацію та розподіл тиску в зоні контакту, а отже – на зносостійкість і довговічність вузлів. Водночас контактні деформації не завжди є лише негативним фактором: пружні зближення поверхонь частково вирівнюють епюру тиску між деталями, що дає змогу зменшити локальні перевантаження.

1.3.1 Теоретичні засади визначення контактних деформацій та жорсткості стиків

Контактні деформації зазвичай описують на основі спрощених моделей мікро- і макронерівностей поверхонь. У практичних розрахунках використовують емпіричні залежності, отримані на моделях і натурних вузлах машин [4,5,16].

За малих номінальних площ контакту (менше 100–150 см²) і ретельному пригоні деталей вплив відхилень поверхонь від площинності можна не враховувати. У цьому випадку пружне зближення δ при повторних навантаженнях чавунних і сталевих деталей вважають пропорційним середньому тиску σ у степені m , отже $\delta = c \sigma^m$ де $m \approx 0,5$

Коефіцієнт c залежить від способу обробки: максимальні значення відповідають грубому шабруванню, мінімальні – шліфуванню та притиранню високих класів чистоти [4,10].

За великих номінальних площ контакту зближення істотно зростає й поведінка наближається до лінійної (закон Гука). Причина – суттєві відхилення від площинності, великі власні деформації деталей та високі локальні тиски на макроплямах контакту. Показано, що відхилення профілю в межах 10-15 мкм можуть підвищувати контактну податливість у 2-2,5 разу.

Для інженерних розрахунків часто використовують лінійну апроксимацію $\delta = k \sigma$, де k – коефіцієнт контактної податливості. Він залежить як від початкового тиску, так і від розмірів стику (масштабний фактор). Наприклад, для направляючих k може змінюватися від порядку 0,03 мкм/МПа для невеликих моделей до 0,4 мкм/МПа для важких верстатів, що відображає погіршення умов контакту. Типові значення k для інших стиків (конічні з'єднання, посадки кілець підшипників кочення, шпонкові та кулачкові з'єднання) лежать у межах одиниць мкм/МПа і суттєво залежать від точності виготовлення та рівня затягування.

У багатьох випадках одна з деталей суттєво жорсткіша за іншу, тому стики зручно моделювати у вигляді балки чи плити на пружній основі. Порівняння

розрахункових і експериментальних прогинів для планок, що спираються на напівплощину, показало добру збіжність, що підтверджує коректність такої моделі для повзунів, пінолей, центрів тощо.

Контактна жорсткість впливає не лише на статичні, а й на динамічні властивості. Для незмащених стиків жорсткість при коливаннях практично збігається зі статичною. Для змащених стиків через опір витіканню мастила вона може зростати до 1,5 разу. Окремо враховують і дотичну контактну податливість, важливу при розрахунках поворотів, фрикційних з'єднань та демпфування коливань: дотичні деформації при першому навантаженні мають пружно-пластичний характер, при повторних – переважно пружний.

Контактні деформації напрямних тісно пов'язані з їх місцевими відгинами: викривлення направляючих одночасно зміщує вузол і погіршує умови контакту, що може у кілька разів збільшувати контактну податливість. Такі задачі, як правило, розв'язують, розглядаючи направляючі як балки на пружній основі.

Детальні теоретичні дослідження з визначення контактних деформацій і жорсткості стиків дали змогу отримати функціональні залежності для стиків різної форми, якості поверхневого шару та видів навантаження [1,10].

Таким чином, можна зробити такі висновки:

1. Контактна жорсткість стиків залежить від багатьох, переважно випадкових, конструкційних, технологічних та експлуатаційних факторів.
2. Контактна жорсткість змінюється в часі, причому характер цих змін є нелінійним і також визначається випадковими чинниками.
3. Теоретичне визначення контактної жорсткості стиків базується на аналітичних та емпіричних залежностях, які коректно застосовувати лише в обмежених, чітко окреслених умовах.
4. Контактна податливість стиків верстатів може досягати до 80 % у загальному балансі податливості й суттєво впливає на технологічну надійність верстата

1.3.2 Експериментальне визначення контактних деформацій і жорсткості стиків

Теоретичні моделі контактних деформацій потребують експериментального підтвердження, оскільки реальні стики верстатів працюють за умов складної шорсткості, макрогеометричних похибок, мастила та змінних навантажень. Саме тому значний внесок у вивчення жорсткості стиків зроблено завдяки експериментальним дослідженням.

Перші систематичні дослідження жорсткості стиків виконували на плоских чавунних зразках з високою власною жорсткістю, де вивчали залежність контактних деформацій від навантаження та чистоти поверхні [3]. Вимірювання мікропереміщень здійснювали мікрометричними приладами з високою роздільною здатністю (рис. 1.3).

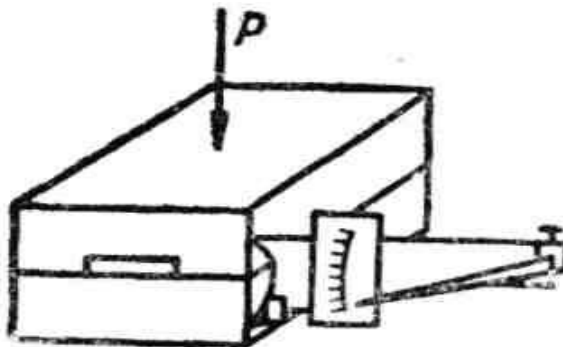


Рис. 1.3 - Випробування плоских зразків на жорсткість

Особливу увагу приділено ексцентричному навантаженню: при зміщенні сили від центра одна сторона стику віджималася більше, інша могла навіть частково відриватися. Така поведінка, нетипова для абсолютно жорсткого тіла, свідчить про те, що деформується саме контактна зона – стик працює як пружна «прокладка» між жорсткими деталями. Для притертих стиків відрив кінців практично не спостерігався, жорсткість була вищою, а після навантаження зразки іноді буквально «прилипали» один до одного.

Вплив мастила на контактну жорсткість стиків досліджувався в ряді експериментальних робіт. Показано, що наявність масляного шару між поверхнями може підвищувати жорсткість стику, причому ефект зростає зі збільшенням в'язкості мастила та поліпшенням якості обробки поверхні.

Важливі результати щодо вивчення контактної жорсткості стиків отримані на моделях із заданою мікронерівністю. Для цього застосовують спеціальні пресові установки, у яких навантаження передається через систему важелів, вантажів або гідравлічних елементів, а деформації в зоні контакту вимірюються з виключенням впливу інших елементів (плит, опор тощо). Аналогічні дослідження проводять з використанням оптико-механічних та високочутливих індикаторних приладів, що дають змогу реєструвати зближення поверхонь у дуже малих діапазонах переміщень.

Розгорнуті експерименти з вивчення жорсткості стиків на круглих зразках із навантаженням через загартовані кульки дозволили отримати узагальнені залежності між питомим тиском і пружними зближеннями для різної мікрогеометрії та чистоти поверхні (рис. 1.4, 1.5).

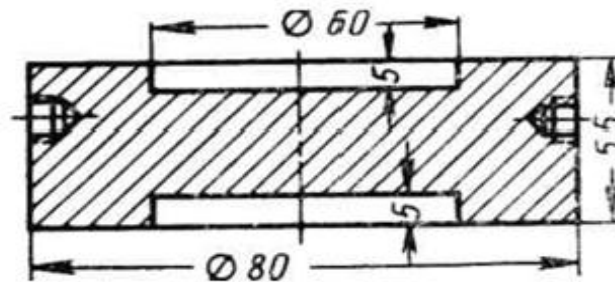


Рис. 1.4 - Зразок для дослідження жорсткості стиків [26]

Окремий напрям – дослідження жорсткості реальних вузлів і верстатів. Тут застосовують три основні підходи:

- статичний метод – вузол навантажують зовнішньою силою, напрям якої відповідає робочим умовам, і вимірюють переміщення в контрольних точках (індикаторами, тензодатчиками тощо);
- виробничі випробування – жорсткість визначають безпосередньо під час роботи машини, фіксуючи переміщення та оцінюючи діючі зусилля розрахунком або вимірюванням;
- вібраційний метод – за частотами власних коливань коливальної системи з урахуванням маси визначають її еквівалентну жорсткість; іноді застосовують додаткові маси для уточнення

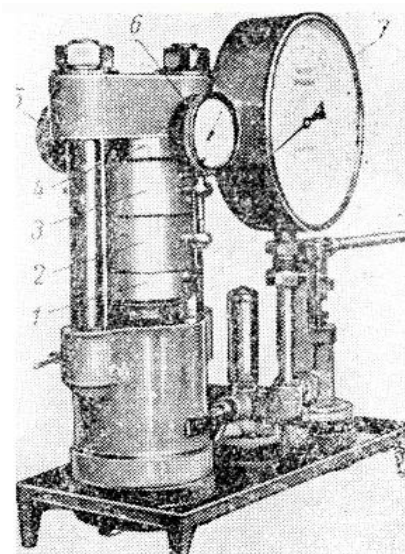


Рис. 1.5 - Установка для дослідження стиків: 1 і 4 - упорні стакани, 2 - нижній зразок, 3 - верхній зразок, 5 - 6 - індикатори, 7-манометр

Такі дослідження активно виконувалися для різних типів металорізальних верстатів. Наприклад, для зубофрезерних, горизонтально-розточувальних і фрезерних верстатів застосовували спеціальні пристрої статичного навантаження (рис. 1.6), які дозволяли моделювати різні комбінації тангенціальних, радіальних та осьових складових сил різання.

Аналіз балансу жорсткості показав, що контактні деформації часто переважають над власними деформаціями деталей. Так, вигин шпинделя, обчислений за класичними формулами опору матеріалів, у ряді випадків становив лише 2–3 % від загального віджимання, виміряного на верстаті. Переміщення корпусу супорта іноді не перевищували десятих часток відсотка від загальної деформації вузла. Водночас деформації у стиках, наприклад у з'єднанні «шпиндель – напрямні передньої стійки» горизонтально-розточувальних верстатів, могли давати до 30 % сумарного переміщення. З урахуванням численних стикових з'єднань у верстаті стає очевидною їхня домінуюча роль у загальному балансі жорсткості [2,6].

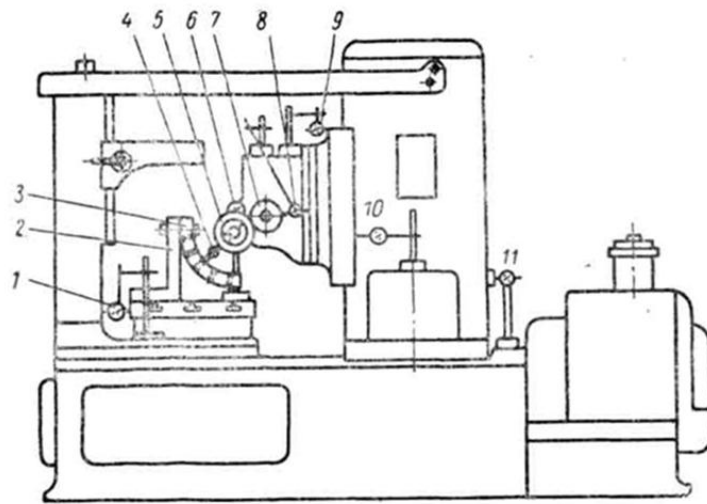


Рис. 1.6 - Установка вимірювання жорсткості зубофрезерного верстата

Експериментальні криві «навантаження – переміщення» мають різні форми (рис. 1.7). У низці випадків залежність близька до лінійної (переважання пружних деформацій). В інших – зі збільшенням навантаження жорсткість падає (вплив вибору зазорів, попереднього затягування болтів), або, навпаки, зростає, коли в процесі деформації збільшується фактична площа контакту слабких ланок.

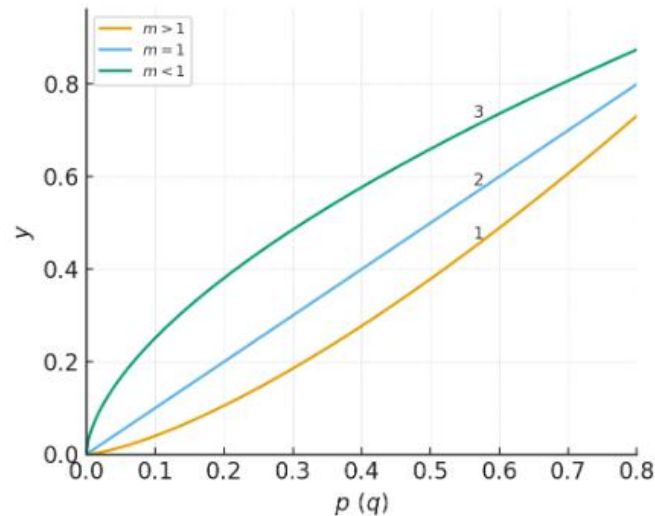


Рис. 1.7 - Типові форми кривих навантаження

Характер кривих також різниться для гілок навантаження та розвантаження спостерігаються гістерезисні петлі, зумовлені силами тертя та пластичними деформаціями мікронерівностей. Вібраційне навантаження та мікрострушування зменшують гістерезис, звужуючи петлі і наближаючи поведінку стиків до пружної.

Суттєвий вплив мають швидкість навантаження та наявність мастила. При змінних навантаженнях значної частоти контактна жорсткість, як правило, вища, ніж при повільному статичному навантаженні. Це пов'язано з опором витискуванню масла з зазорів і формуванням гідродинамічних опорів. Наприклад, у шпindelних вузлах під дією масляних плівок зростання частоти обертання призводить до помітного зменшення зсувів при тих самих зовнішніх силах.

Чисельні значення жорсткості стиків та контактної податливості для різних вузлів машин у сучасних дослідженнях з триботехніки та надійності машин [11]. Під час розрахунків приймають, що:

- деформації поверхневого шару пропорційні контактному тиску;
- контактний тиск по довжині опорної поверхні розподіляється лінійно (трикутна або трапецієподібна епюра) за умови достатньо високої власної жорсткості основних деталей.

На основі експериментальних даних отримано орієнтовні значення податливості: наприклад, для столів універсальних горизонтально-розточувальних верстатів вертикальна податливість може становити близько 80 мкм/МПа при питомому тиску 0,02-0,05 МПа, а для важких верстатів із більшими опорними поверхнями – до 110 мкм/МПа при тиску 0,1-0,25 МПа. Масштабний ефект проявляється тим, що при збільшенні розмірів опорної поверхні погрішності макрогеометрії сильніше погіршують контакт, і податливість зростає. Для напрямних при тисках понад 0,2-0,3 МПа податливість за даними дослідів становила близько 10-12 мкм/МПа, тоді як при малих тисках 0,04-0,1 МПа -15-25 мкм/МПа.

Запропонована в цих роботах експериментально-розрахункова методика може застосовуватися як для прямої задачі (визначення переміщень і жорсткості вузла за відомих характеристик стиків і деталей), так і для оберненої (оцінка жорсткості стиків за відомими переміщеннями вузла та розрахованими деформаціями його елементів). Це дозволяє коректно враховувати контактні деформації при проектуванні та модернізації металорізальних верстатів.

1.4 Демпфувальна здатність стиків

Питання поглинання коливань у стиках машинних вузлів детально досліджуються в роботах, присвячених динамічній жорсткості та демпфуванню механічних з'єднань. Показано, що істотна частка загального демпфування машинної системи формується саме на контактних поверхнях стиків, де енергія коливань розсіюється за рахунок мікропереміщень і тертя в зоні контакту [5].

За аналогією з внутрішньою в'язкістю суцільних матеріалів для стиків вводять коефіцієнти нормальної та тангенціальної контактної в'язкості ξ_n і ξ_t . Вони характеризують питомий рівень демпфування, тобто віднесені до одиниці площі стику. На відміну від параметрів в'язкості матеріалу, ці коефіцієнти

залежать не лише від властивостей металу, а й від стану поверхневого шару, якості прилягання, мастила, рівня тиску тощо.

Якщо розглядати стик площею F як сукупність великої кількості елементарних «пружина–демпфер», то при нормальних мікропереміщеннях загальна сила в'язкого опору пропорційна швидкості зближення та добутку $h_0 = F\xi_{СТ}$, а при дотичних зсувах – добутку $h_\tau = F\eta_{СТ}$. При крутильних коливаннях відносно осі симетрії стику демпфування визначається також осьовим моментом інерції J .

Коефіцієнт в'язкості стику розглядають як питоме демпфування – демпфування, віднесене до одиниці площі контакту. Це відрізняє його від об'ємних коефіцієнтів в'язкості матеріалів. У простій лінійній моделі сила в'язкого тертя вважається рівномірно розподіленою по площі стику, який уявляють як сукупність елементарних пружинок і демпферів.

Експерименти [11] показали, що нормальна в'язкість сильно залежить від кількості мастила (рис. 1.8).

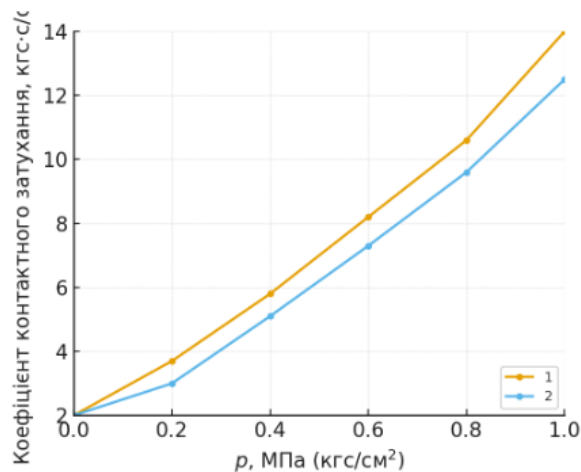


Рис. 1.8 - Залежність коефіцієнта нормальної в'язкості стику від кількості мастила при тиску 0,25–1,38 МПа:

1 - масло індустріальне 45; 2 - масло індустріальне 12

При приблизно $1,2 \text{ мг/см}^2$ мастила коефіцієнт нормальної в'язкості зростає більш ніж у 7 разів порівняно з сухим стиком (з ~ 2 до $\sim 15 \text{ МПа}\cdot\text{с}$). Відмінності між стиками «сталь-сталь», «чавун-чавун», шаброваними й шліфованими поверхнями невеликі, тоді як для пари «чавун-текстоліт» нормальна в'язкість приблизно вдвічі більша, ніж для «чавун-чавун».

Експериментальні дослідження показують, що тангенціальна в'язкість мастильного шару також залежить від контактного тиску. Для направляючих, змащених індустриальним маслом 45, при $\sigma = 0,09 \text{ МПа}$ отримано $\eta_t \approx 0,012 \text{ МПа}\cdot\text{с}$, при $\sigma = 0,17 \text{ МПа}$ - $\eta_t \approx 0,018 \text{ МПа}\cdot\text{с}$. Масла з поверхнево-активними добавками дещо знижують η_t .

Для нерухомих стиків демпфування при дотичних коливаннях зростає з амплітудою, а при повторних навантаженнях стає меншим. Середня демпфуюча здатність описується постійною часу в діапазоні приблизно $2 \cdot 10^{-4}$ до $5 \cdot 10^4 \text{ с}$. Це на 1–2 порядки вище, ніж у металів, і співмірно з демпфуванням гуми, залізобетону чи дерева. За великих тисків поведінка стику зближується з поведінкою матеріалу деталей, і демпфування зменшується.

При тангенціальних коливаннях можливі два режими. Якщо амплітуда не перевищує попередній зсув, тертя переважно в'язке. Якщо перевищує – помітно діють сили сухого тертя. У сучасних дослідженнях вводиться поняття конструкційного демпфування, відповідно до якого для стиків з прослизанням існує оптимальний рівень контактного тиску, за якого демпфування максимальне; при тиску вище або нижче цього рівня ефективність демпфування зменшується. Така поведінка характерна для нерухомих або майже нерухомих стиків з малими швидкостями ковзання.

1.5 Висновки розділу 1

Аналіз існуючих методів розрахунку та експериментальних результатів щодо жорсткості й демпфувальної здатності стиків у металорізальних верстатах показує таке:

1. Точність обробки на верстатах у значній мірі (до $\approx 80\%$) визначається параметрами стиків – їхньою жорсткістю та демпфувальною здатністю, які суттєво впливають на технологічну надійність обладнання.

2. Характеристики стиків залежать від великої кількості, переважно випадкових, факторів: конструктивних (форма, габарити, схема навантаження), технологічних (спосіб обробки, шорсткість, точність виготовлення), експлуатаційних (умови змащування, рівень навантаження, наявність вібрацій, знос).

3. У процесі роботи параметри стиків змінюються в часі – через прироблення, знос, зміну стану поверхневого шару. Ці зміни, як правило, мають нелінійний характер і також залежать від випадкових факторів.

4. Існуючі аналітичні й емпіричні методики дають можливість оцінювати жорсткість і демпфування лише для обмежених класів стиків і за спрощених припущень, тому їх застосування до реальних верстатів потребує додаткової перевірки.

5. Найбільшу практичну цінність має дослідження стиків безпосередньо в реальних вузлах і на самій машині, з урахуванням фактичного стану поверхонь, реальної площі контакту, напрямку дії сил, умов змащування тощо.

Виходячи з наведених висновків, метою даної роботи є розроблення та перевірка методики прогнозування точнісної надійності вузлів у робочому просторі верстата на основі інформації про жорсткісні та демпфувальні характеристики стикових з'єднань.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ БАЛАНСУ ЗМІЩЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ В РОБОЧОМУ ПРОСТОРИ ВЕРСТАТА НА ОСНОВІ ХАРАКТЕРИСТИК СТИКІВ

2.1 Робочий простір верстата

У роботах [2] вводиться поняття робочого простору (РП) компоновки верстата, всередині якого розглядаються статичні деформації й навантаження, пов'язані між собою геометричними співвідношеннями. Таке уявлення є корисним при порівняльному аналізі різних компоновок на етапі проектування. При цьому роль деформацій вузлів, розташованих у робочому просторі, є суттєвою і не може бути проігнорована.

У сучасних дослідженнях [6,8,19] точності металорізальних верстатів широко використовують поняття технологічного робочого простору (ТРП) верстата – простору багатофакторного характеру, який об'єднує підпростори заготовки, ріжучого інструменту та пристроїв для їх закріплення за всіх можливих положень рухомих вузлів верстата, що несуть настановні поверхні для цих пристроїв. Особливістю ТРП є його «заповнення» елементами з інерційно–дисипативно–пружними властивостями, силовим навантаженням і процесом різання, що визначається різноманітністю умов обробки. Підпростори заготовки, інструменту, пристосувань, а також підпростір різання далі розглядатимемо як елементи робочого простору (ЕРП) верстата. Поділ ТРП на елементи дає змогу досліджувати систему по частинах, а потім об'єднувати результати у єдину модель.

Різні варіанти поелементного дослідження складної динамічної системи верстата розглядаються в сучасних роботах з моделювання просторової жорсткості та динаміки металорізальних верстатів [19,15]. У цих працях

розрахункова модель пружної системи (ПС) верстата подається у вигляді основної та кількох взаємопов'язаних підсистем. Розроблено комплекс програм SLIDE, призначений для оцінювання якості компоувальних рішень верстатів за показниками точності та точнісної надійності на етапі проектування. SLIDE виконує визначення складових контактної жорсткості напрямних і стиків у цілому та працює як препроцесор для комплексу ESW, який використовується для оцінювання статичних і динамічних характеристик верстатів.

Комплекс SLIDE, зокрема, дозволяє:

1. Оцінювати інтегральні характеристики – розраховувати сумарні статичні пружні деформації верстата, приведені до точки різання від дії всіх заданих сил і власної ваги вузлів; визначати складові жорсткості стиків і напрямних, а також середній тиск на робочих напрямних.
2. Аналізувати розподіл тиску та тягових зусиль – отримувати розподіли тиску по робочих гранях напрямних і тягові зусилля в стиках.
3. Оцінювати чутливість до зміни жорсткості – установлювати вплив зміни жорсткості робочих граней напрямних на сумарні статичні пружні деформації, приведені до точки різання.
4. Оцінювати чутливість до зміни сили різання – досліджувати вплив варіацій складових сили різання на сумарні статичні пружні деформації верстата.
5. Оцінювати знос граней напрямних – розраховувати форму спрацьованих контактних поверхонь робочих граней.

Оскільки оцінювання якості компоувальних рішень проводиться переважно за результатами порівняльного аналізу варіантів, коли основна увага приділяється впливу компоновки та параметрів стиків, то прийнято припущення про абсолютну жорсткість корпусних деталей. Це дає змогу спростити модель: сумарні пружні деформації при заданому навантаженні фактично відображають вплив характеристик стиків та компоновки верстата на його точність. У межах цього припущення жорсткісні характеристики кожного стику можна розглядати

як зосереджені в одній точці, тобто моделювати стик у вигляді багатовимірної пружини.

Подальше уточнення розрахункової моделі передбачає детальніший опис стиків з урахуванням їх розташування в структурі верстата та конструктивних особливостей. Кожен стик подається як поєднання направляючих і тягового пристрою. Направляюча моделюється сукупністю робочих граней, на яких можуть задаватися окремі контактні майданчики й тип контактної взаємодії.

Запропоновано метод оцінювання пружної системи верстата, що базується на зіставленні не тільки з верстатом-аналогом, а й з потенційними можливостями нової технології [11,15,19]. Для цього вводиться система технологічних обмежень, пов'язаних з характеристиками ріжучого інструменту та ідеалізованої технології формоутворення. При побудові таких моделей припускається, що динамічна система верстата не накладає обмежень на показники продуктивності, а система технологічних обмежень розглядається як зовнішня щодо об'єкта оптимізації – ПС верстата.

У рамках розрахунково-експериментального підходу, на основі спеціальних експериментів будують розрахункові або регресійні моделі параметрів обмежень, які дозволяють прогнозувати граничні значення продуктивності без обробки повного набору деталей-зразків для всіх варійованих чинників. Емпіричні моделі формуються за результатами обробки спеціальних зразків різанням. Через велику різноманітність умов експлуатації верстата (тобто значну розмірність ТРП) цей метод потребує значного обсягу експериментів і, по суті, є доцільним для визначення граничних значень продуктивності за найбільш типових умов.

У моделях обмежень за точністю розглядаються зміни пружних деформацій у процесі обробки поверхні як сукупність елементарних складових похибки: похибки установки заготовки, наладки технологічної системи, зносу ріжучого інструменту, геометричних неточностей верстата, варіацій температурних деформацій тощо. Зміни пружних деформацій можуть бути спричинені як зміною

сили різання РРР, так і зміною статичної податливості ПС у ТРП. Деформація ПС у процесі обробки може змінюватися через переміщення точки різання в просторі різання (уздовж подачі x) і додатково – через розкид контактної податливості в стиках і затискному пристрої при зміні деталей.

Аналіз наведених підходів до вивчення деформацій ПС верстата в ТРП дає підстави зробити такі висновки:

1. Поелементний розгляд (декомпозиція) ПС верстата з подальшим синтезом є продуктивним інструментом системного аналізу, однак на обох етапах (розбиття й об'єднання) неминуче виникають додаткові похибки.
2. Система технологічних обмежень продуктивності фактично описує лише технологічні межі й напряду не регламентує точність визначення деформацій ПС.
3. Емпіричні моделі корисні переважно для найбільш типових умов експлуатації і мають обмежену застосовність, прив'язану до конкретного технологічного об'єкта.
4. Жоден із розглянутих підходів прямо не відповідає на ключове запитання: який внесок робить кожен окремий елемент технологічної системи в баланс жорсткості (і відповідно зміщень) пружної системи верстата?

Саме тому в даному дослідженні запропоновано методику визначення балансу зміщень окремих елементів ПС у технологічному робочому просторі верстата на основі інформації про характеристики стиків.

2.2 Обґрунтування методики визначення балансу зміщень

Розглянемо задачу на прикладі оцінювання похибки розміру деталі при обробці різцем з револьверного супорта на токарно-револьверному автоматі мод. 1Б118. Як вихідні дані використано результати досліджень технологічної надійності та жорсткості токарних автоматів і обробних центрів, зокрема щодо просторової

жорсткості та геометричної точності високопродуктивних верстатів [2,15,19]

Більшість операцій на цих автоматах виконується інструментом, установленим у револьверному супорті, тому вирішальне значення має величина віджимання каретки супорта в різних напрямках. На жорсткість револьверного супорта впливають зазори у з'єднаннях «направляючі-каретка», податливість окремих деталей (клин, підтримувальні планки), точність обробки спряжених поверхонь і якість складання.

Перевірка 25 верстатів показала значне розсіяння жорсткості. Комплексний контроль сумарної жорсткості вузла «шпindelь – супорт» дає лише загальне значення жорсткості кількох вузлів разом, що ускладнює підвищення жорсткості кожного вузла окремо. Крім того, така перевірка не враховує впливу цангового затискача на жорсткість шпindelельного вузла.

У працях [15-17] жорсткість автоматів визначалася виробничим методом – за результатами точіння ступінчастого валу. При цьому жорстке облямовування замінювали оброблюваним прутком діаметром 18 мм, а саму деталь розглядали як елемент, що відображає жорсткість технологічної системи. Силу різання і жорсткість при виробничому методі визначають по емпіричних рівняннях. Цей метод забезпечує можливість достатньо точно визначати сили різання, а динамічну жорсткість j_d системи в радіальному напрямі можна визначити з рівняння:

$$j_d = \frac{P}{\Delta} = \frac{2(P_{y2} - P_{y1})}{D_2 - D_1}$$

де Δ - деформація вузла; P_{y2} - сила різання при глибині різання $t_2 = 2,1$ мм; P_{y1} - сила різання при глибині різання $t_1 = 0,1$ мм; D_2 - фактичний діаметр валу після проточування при глибині різання $t_2 = 0,1$ мм; D_x - фактичний діаметр валу після проточування при глибині різання $t_1 = 2,1$ мм.

Зі збільшенням радіальної сили різання при зміні глибини різання від $t_1 = 0,1$ мм до $t_2 = 2,1$ мм зростають віджимання всіх ланок технологічної системи, зокрема й тарованого облямовування з різцем. У результаті збільшується діаметр D_2 оброблюваної сходинок. Динамічна жорсткість верстата [15] в роботі

виявилася нижчою за сумарну статичну жорсткість вузла «шпиндель – револьверний супорт» і становить $j_d = 2,60$ Н/мкм при $j_{cm} = 4,12$ Н/мкм .

Зв'язок між статичною та динамічною жорсткістю описують через коефіцієнт динамічності K :

$$K = j_{cm}/j_d.$$

Оскільки динамічні віджимання більші за статичні, коефіцієнт динамічності $K > 1$. Залежно від режимів різання, геометрії та способу кріплення деталі коефіцієнт динамічності змінюється в широких межах, що підтверджується сучасними експериментальними дослідженнями динамічної жорсткості шпиндельних вузлів. Під час досліджень шпиндельного вузла встановлено, що радіальна жорсткість шпинделя з урахуванням підшипників і цангового затиску становить у середньому $j_{ш} \approx 7,0$ Н/мкм. Радіальна і осьова жорсткість безпосередньо шпинделя лежать у діапазонах 3,0-4,0 та 7,15-7,5 Н/мкм відповідно. При цьому радіальна жорсткість вузла шпинделя через наявність цангового затискача істотно змінюється протягом одного оберту (у 1,4–2,5 раза) і може становити лише 1,25 -1,85 Н/мкм.

Дослідження [4,8] показали, що через знос верстата в процесі експлуатації втрачається близько 20–25% допуску на розмір. Запас точності в автоматів невеликий і швидко вичерпується, після чого верстат починає не витримувати вимоги за точністю. Тому для підвищення й збереження точності нових автоматів запропоновано:

- підвищити точність їх виготовлення, посиливши приймальні норми приблизно на 30–35%;
- доповнити перевірку сумарної статичної жорсткості вузловою перевіркою з жорсткішими допусками на віджимання.

Похибки розміру та форми деталі при обробці різцем з револьверного супорта, зумовлені деформаціями й зносом сполучень елементів технологічної системи, визначалися за схемами, наведеними на рис. 2.1-2.5.

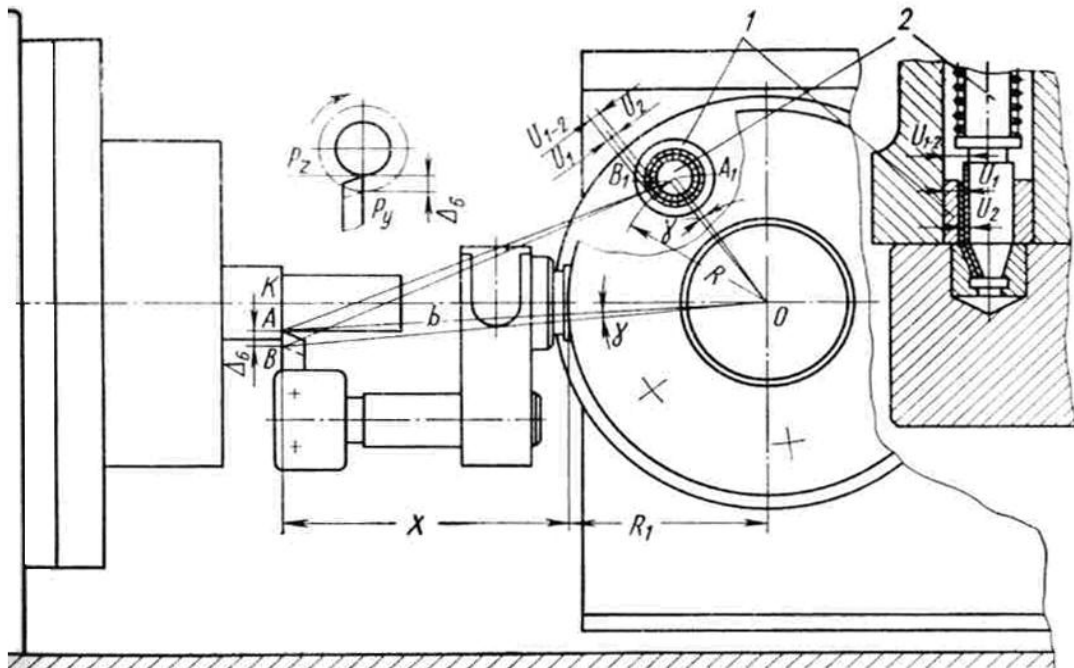


Рис. 2.3 – Схема визначення похибки обробки від сполучення фіксатор - втулка фіксатора: 1-втулка фіксатора; 2 - фіксатор

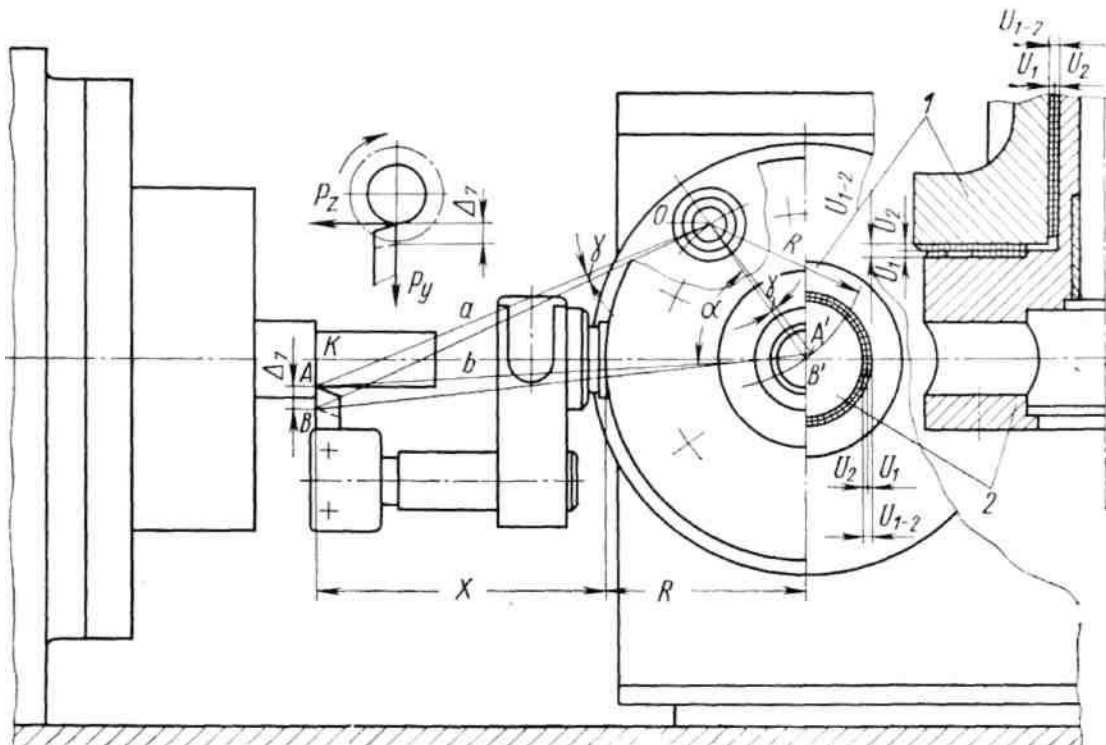


Рис. 2.4 – Схема визначення похибки обробки від сполучення корпус револьверного супорта - револьверна головка (знос по посадочних шийках): 1 - корпус револьверної головки; 2 - револьверна головка

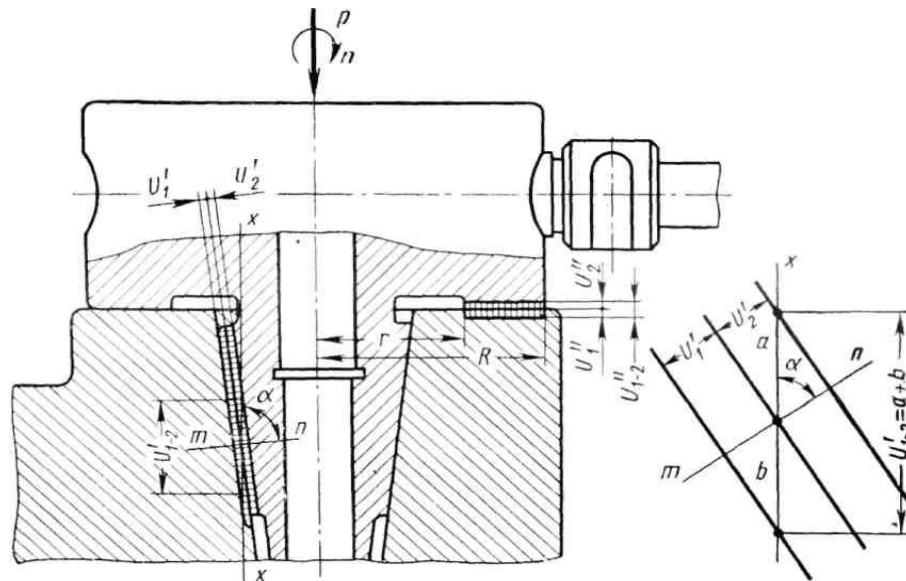


Рис. 2.5 – Схема для визначення зносу опор револьверної головки

Таким чином, аналіз розглянутих схем дає змогу зробити такі висновки:

1. Похибка обробки формується ланцюгом із чотирьох послідовно з'єднаних сполучень:

- «горизонтальні напрямні станини – каретка корпусу револьверного супорта»;
- «револьверний супорт – опори револьверної головки»;
- «втулка фіксатора револьверної головки – фіксатор»;
- «шпиндельний вузол (ШВ)».

2. Похибка обробки у статичному режимі оцінюється щонайменше за трьома параметрами: діаметральним розміром, похибкою форми у поздовжньому та поперечному перерізах. За потреби (залежно від мети випробувань) кількість оцінюваних параметрів може бути розширена.

3. Похибки обробки змінюються в часі через знос сполучених поверхонь стиків і залежать від умов різання (рівня сил, вібрацій тощо).

4. Деформації та похибки в окремих стиках по-різному впливають на всі види похибок обробки – як за величиною, так і за характером цього впливу.

Аналіз результатів сучасних досліджень жорсткості та точності [9,10]

дозволяє сформулювати такі узагальнення:

1. Стандартна спрощена перевірка сумарної жорсткості вузлів верстата дає лише інтегральні значення сумарних похибок і жорсткості для кількох вузлів одразу, але не дозволяє виділити внесок кожного окремого вузла в загальний баланс, тобто виявити «слабкі місця» технологічної пружної системи (ТПС).

2. Для підвищення точності нових верстатів і тривалого збереження цієї точності в експлуатації необхідно:

- підвищити точність виготовлення, посиливши приймальні норми приблизно на 30–35%;

- доповнити існуючу методику перевірки сумарної статичної жорсткості вузлів перевіркою з більш жорсткими допустимими віджиманнями.

3. Пружні деформації елементів ТПС та знос спряжень у цілому можуть бути достатньо коректно оцінені з використанням наявних методик аналітичного розрахунку.

4. Проте прогнозування точнісної надійності верстатів у процесі експлуатації потребує регулярних, трудомістких і дорогих експериментальних випробувань, що знижує загальну ефективність таких підходів.

Звідси випливає напрямок удосконалення загальної методики досліджень, який можна сформулювати так:

1. Методика має бути максимально зручною у застосуванні й не надто трудомісткою.
2. Вона повинна забезпечувати можливість визначення внеску кожного окремого стику ТПС у загальний баланс похибок.
3. Методика має мінімізувати витрати на проведення експериментальних випробувань.
4. Вона повинна бути достатньо ефективною та гарантувати потрібний рівень достовірності й точності при прогнозуванні технологічної надійності верстата в процесі його експлуатації.

2.3 Обґрунтування припущень і методики

Запропонована методика ґрунтується на сучасних уявленнях про фрактальну структуру поверхонь тертя, контактну жорсткість та еволюцію мікрорельєфу в процесі навантаження [7,10,11, 19] . Розглянемо узагальнену постановку задачі.

Нехай маємо L стиків S_l , $l = \overline{1, L}$, які знаходяться у розмірному ланцюзі впливу на кінцеву узагальнену сумарну похибку Y (розмір, погрішність форми, шорсткість поверхні, тощо) і які характеризуються діаграмами віджимань $y_l(p_i)$, $l = \overline{1, L}$; $i = \overline{1, I}$, де p_i – дискретні рівні навантажень з постійним кроком $\Delta p_i = const$ прирощення навантаження таким що $p_{i+1} = p_i + \Delta p$. Під навантаженням тут розуміють узагальнений силовий фактор, який може мати різну природу (сила різання, температурний вплив, амплітуда вібрацій тощо). Усі навантаження приведено до точки технологічної системи верстата (ТСВ), у якій оцінюється кінцева похибка Y , а навантаження, прикладені до l – го стику, перераховуються за передаточним числом розмірного ланцюга (рис. 2.1–2.5).

Початкову діаграму віджимань після макроприроботки поверхонь стику можна з достатньою точністю апроксимувати поліноміальною регресією ступеню k :

$$\hat{y}_l(p) = b_{l0} + b_{l1}p + b_{l2}p^2 + \dots + b_{lk}p^k \delta(p), \quad (2.1)$$

де b_{lk} – коефіцієнт при члені k - го порядку в регресії оцінки віджимань $\hat{y}_l(p)$ в l – му стику; $\delta(p)$ - адитивна помилка регресії $\hat{y}_l(p)$.

Поведінка кожного l – го стику схильна до певних змін, які відбуваються або у часі (знос, прироблення, тощо), або по положенню (зміна схеми навантаження в процесі обробки, положення сили різання, тощо) із дискретним кроком спостережень Δt_r , $r = \overline{1, R}$. Величина цих змін власне притаманна для поверхонь кожного l – го стику, і вона може описуватися теоретичною, або регресійною залежністю, яка має вигляд:

$$\hat{z}_l(r) = c_l^{(0)} + c_l^{(1)}r + c_l^{(2)}r^2 + \omega(r), \quad (2.2)$$

де c_{rj} – коефіцієнт регресії (або апроксимації) тренду $\hat{z}_l(r)$ порядку 0, 1, 2 (індекс у знаменнику) за номером поточного кроку r у рядах динаміки, $r = \overline{1, R}$;

$\omega(r)$ - адитивна помилка регресії $\hat{z}_l(r)$.

Таким чином, оцінка $\Delta\hat{Y}_l$ внеску стику S_l в узагальнену погрішність Y із врахуванням (2.1) і (2.2) становить:

$$\Delta\hat{Y}_l = \eta_l \cdot \hat{z}_l(r) \cdot \hat{y}_l(p), \quad (2.3)$$

де η_l - коефіцієнт передавання погрішності l – го стику, який визначається із розмірного ланцюга.

За умови адитивного додавання похибок від усіх L стиків оцінка загальної похибки $\Delta\hat{Y}$ задається виразом (2.4):

$$\hat{Y}(p, r) = \sum_{l=1}^L \Delta\hat{Y}_l(p, r) = \sum_{l=1}^L \eta_l \cdot \hat{z}_l(r) \cdot \hat{y}_l(p). \quad (2.4)$$

Під час обробки партії деталей на верстаті можемо отримати усереднене спостережуване значення похибки $Y(p)$ за конкретного рівня навантаження p або, якщо спостереження ведуться в часі r , – часовий ряд $Y(p, r)$.

Постає ключове питання, яким чином із (2.4) отримати значення $\Delta\hat{Y}_l(p, r)$, тобто визначити внесок кожного l –го стику у загальний баланс Y похибки обробки? У такій постановці задача набуває вигляду задачі ідентифікації $\Delta\hat{Y}_l(p, r)$: на основі її розв’язання можна як прогнозувати технологічну надійність верстата, так і діагностувати стан окремих стиків.

З цього погляду, процес деформацій ПС МРВ, якій досліджується доцільно розглядати як узагальнену динамічну систему з невідомою внутрішньою структурою (непрозора система), а головною задачею дослідження є виявлення функціональних зв’язків між вхідними і вихідними сигналами цього об’єкту у вигляді (рис. 2.6).

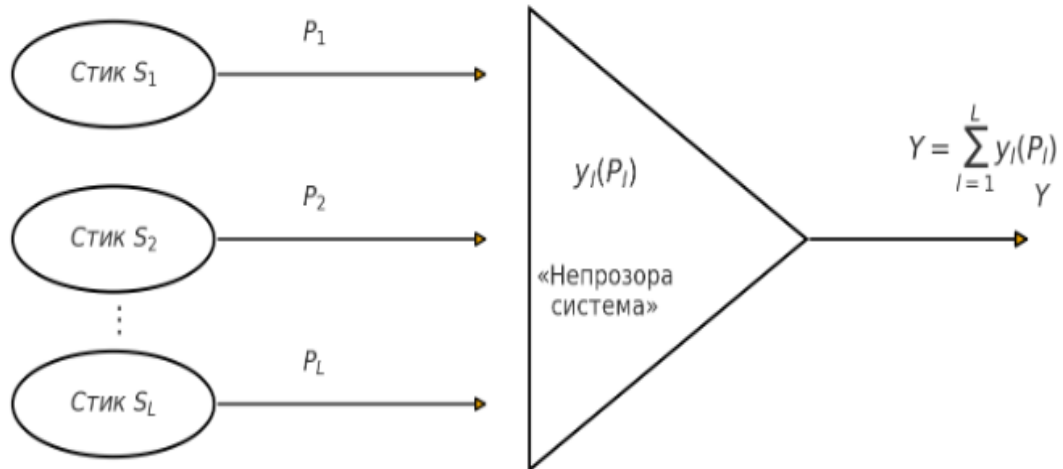


Рис. 2.6. Початкова структурна схема розв’язування задачі виявлення впливу навантажень p_l у стиках верстата на сумарну похибку Y

У загальному випадку навантаження p_l можуть діяти по різних координатах, впливаючи на один і той самий параметр точності Y [11,21]. Наприклад, при обробці різцем з револьверного супорта на стик «горизонтальні напрямні станини – каретка» (рис. 2.2) діє шість узагальнених силових факторів: три складові сили різання та три моменти від сили різання за координатами.

Позначимо координату впливу силового фактору індексом « i ». Тоді сумарну похибку від дії силового фактору P по усіх координатах на усі S_l стики розмірного ланцюгу можна записати у вигляді:

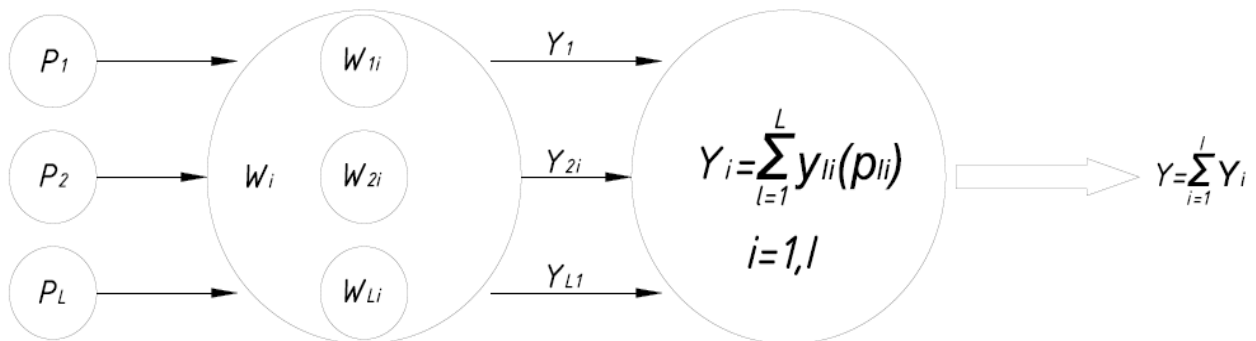
$$Y = \sum_{i=1}^l Y_i = \sum_{i=1}^l W_i(p_{1i} + p_{2i} + \dots + p_{Li}) = \sum_{i=1}^l w_{1i}(p_{1i}) + w_{2i}(p_{2i}) + \dots + w_{Li}(p_{Li}) = \sum_{i=1}^l \sum_{l=1}^L w_{li}(p_{li}), \quad (2.5)$$

де p_{li} - силові фактори в стиках S_l від впливу P по i – ої координаті;
 y_{li} - складова погрішності у стику S_l від впливу P по i – ої координаті;
 Y_i - складова результуючої погрішності від впливу P по i – ої координаті;
 Y - сумарна погрішність від впливу P по усіх координатах;

$w_{li}(p_{li})$ - оператор перетворення силового фактору p_{li} у стику S_l в складову y_{li} погрішності Y_i .

З метою зменшення «інформаційної ентропії» (непрозорі системи) здійснюють декомпозицію загальної задачі як за параметрами, так і за структурою. На відміну від вихідної структури (рис. 2.6), де вихідний сигнал Y відображає сумарний змішаний вплив усіх входів p_1, p_2, \dots, p_L на наступному етапі сигнали Y_i поділяються за координатами, але кожен із них усе ще містить сумарний вплив усіх стиків S_l . Тобто Y_i формується як сума складових похибок y_{li} від усіх стиків S_l за даною координатою.

З урахуванням багатокоординатного характеру дії P після декомпозиції вихідна схема (рис. 2.6) набуває вигляду, показаного на рис. 2.7.



p_{li} - силові фактори в стиках S_l від впливу по i - ої координаті;

y_{li} - складова погрішності у стику S_l від впливу по i - ої координаті;

Y_i - складова результуючої погрішності від впливу по i - ої координаті;

Y - сумарна погрішність від впливу по усіх координатах;

$w_{li}(p_{li})$ - оператор перетворення силового фактора у стику S_l в складову погрішності y_{li}

$$\begin{aligned} Y_i &= W_i(p_{1i} + p_{2i} + \dots + p_{Li}) \Rightarrow \\ &\Rightarrow w_{1i}(p_{1i}) + w_{2i}(p_{2i}) + \dots + w_{Li}(p_{Li}); \quad i = \overline{1, I}; \quad l = \overline{1, L}; \end{aligned}$$

Рис. 2.7 - Декомпозиція структурної схеми розв'язування задачі виявлення впливу навантажень p_{li} у стиках верстата на сумарну погрішність Y

Для ідентифікації непрозорої системи була розроблена спеціальна методика, що спирається на три основні припущення:

1. Складові похибки y_{li} , які виникають у стику S_l від дії P за кожною координатою i , є статистично незалежними.
2. Відсутні змішанні впливи окремих факторів p_{li} на y_{li} , тобто $y_{li}(p_{li} \cdot p_{lj}) = 0, i \neq j$;
3. Виконується принцип суперпозиції: сумарну похибку від дії силового фактору P по всіх координатах i на всі стики S_l можна визначити як просту суму відповідно до (2.5).

Разом з цими припущеннями вводяться додаткові умови:

- 1) процес, що досліджується, є динамічним:

$$p_{li} \equiv p_{li}(t); y_{li} \equiv y_{li}[x(t)], l = \overline{1, L}, i = \overline{1, I},$$

де t – час, або параметр, якій пов'язаний із дискретним параметром r ;

- 2) процес не є марковським, тобто має властивості «післядії» (пам'яті)

Ці припущення та додаткові умови відповідають реальним умовам роботи пружної системи верстата й дають змогу побудувати математичну модель ідентифікації у вигляді системи лінійних ортогональних рівнянь.

Основна ідея, яка покладена у методику, є у тому, $p_{li}(t)$ має власні особливості, тобто крива зміни $p_{li}(t)$ має так звану власну фрактальність. Природно припустити, що ця фрактальність відобразиться із власним, притаманним тільки їй, спотворенням на складову похибку $y_{li}[p_{li}(t)]$ у стику S_l за перетвореннями $w_{li}[p_{li}(t)]$. Згідно даних припущень, підбираємо найбільш вдалі перетворення $w_{li}[p_{li}(t)]$ для формули (2.4).

2.4 Математична модель процедури визначення балансу зміщень

У процесі моделювання за базисну математичну модель була прийнята

загальна формула обчислення сумарної погрішності у вигляді:

У процесі моделювання за базову математичну модель прийнято узагальнену формулу обчислення сумарної похибки (2.6):

$$\hat{Y} = \sum_{l=1}^L \sum_{i=1}^l \left(c_{li}^{(0)} + c_{li}^{(1)} r + c_{li}^{(2)} r^2 \right) \cdot y_{li}^p(p_{li}), \quad (2.6)$$

де $c_{li}^{(\zeta)}$, $\zeta = 0,1,2$ - коефіцієнти тренду (за параметром r) для залежних змінних порядку l за номером точки r ;

$y_{li}^p(p_{li})$ – розрахункові залежні змінні, тобто складові похибки в стику S_l від дії силового фактора за i – тою координатою;

p_{li} – факторні (незалежні) змінні, що відповідають силовим факторам у стиках S_l за i – тою координатою.

Залежні змінні $y_{li}^p(p_{li})$ отримуються із нелінійної регресії $x_j \rightarrow y_k$ на основі поліноміальної моделі (2.1) ступеня k , побудованої за експериментальними діаграмами віджимань.

Відповідно до структурної схеми декомпозиції (див. рис. 2.7) ідентифікація математичної моделі виконується окремо для кожної координати навантаження P_i . Мета - знайти модальні параметри $c_{li}^{(\zeta)}$, які описують тренд регресії $y_{li}^p(p_{li})$ виду (2.1) шляхом мінімізації суми квадратів відхилень розрахункових значень від спостережених за аналізований інтервал r . Критерієм слугує функція МНК (2.7):

$$W_i = \sum_{r=1}^R \left[\sum_{i=1}^l \left(c_{li}^{(0)} + c_{li}^{(1)} r + c_{li}^{(2)} r^2 \right) \cdot y_{li}^p(p_{li}) - y_{li}(p_{li}) \right]^2 \rightarrow \min_{c_{li}^{(\zeta)}}; \quad c_{li}^{(\zeta)} \in D_{li}; \quad l = \overline{1, L}. \quad (2.7)$$

Добір коефіцієнтів $c_{li}^{(\zeta)}$ проводиться виконується з урахуванням фрактальних особливостей фактичних рядів зміщень $y_{li}(p_{li})$. Мінімізується скалярна функція (2.7), а найкраще наближення визначається пошуком мінімуму цієї функції в багатовимірному просторі параметрів C_{li} .

Допустима область рішень D_i для кожного i - ої координати є множина точок C_{li} у $3L$ - вимірному просторі параметрів E^{3L} :

$$D_i = \left\{ \vec{C}_{ii}^{(\zeta)T} \in E^{3L}; C_{ii}^{(\zeta)-} \leq C_{ii}^{(\zeta)} \leq C_{ii}^{(\zeta)+}; \Leftrightarrow l = \overline{1, L}; \Leftrightarrow \zeta = \overline{0, 2} \right\}, \quad (2.8)$$

де $C_{ii}^{(\zeta)-}$, $C_{ii}^{(\zeta)+}$ - відповідно нижній і верхній межі варіювання $C_{ii}^{(\zeta)}$.

Отже, задача зводиться до багатопараметричної задачі умовної мінімізації з досить складною поверхнею цільової функції, для якої аналітичні методи розв'язування практично непридатні. Тому для ідентифікації параметрів моделі застосовано числову обчислювальну процедуру – метод комплексів (метод Бокса [32]), модифікований з урахуванням особливостей поставленої задачі.

2.5 Висновки до розділу 2.

Отже, у цьому підрозділі:

- 1) сформульовано методичні підходи до оцінювання впливу стиків на якісні показники технологічної системи;
- 2) побудовано математичну модель ідентифікації впливу окремих стиків на похибки верстата для заданого технологічного процесу;
- 3) розроблено та обґрунтовано доцільність використання програмного забезпечення STYK, яке забезпечує визначення диференційного внеску всіх стиків на точність обробки, дає змогу прогнозувати технологічну надійність, діагностувати стан стиків, та пропонувати заходи щодо вдосконалення властивостей пружної системи верстата.

РОЗДІЛ 3

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ БАЛАНСУ ЗМІЩЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ

3.1 Структурна схема ідентифікації зміщень елементів пружної системи

Відповідно до математичної моделі (див. п. 2.4), структурну схему процедури визначення балансу зміщень можна подати у вигляді, наведеному на рис. 3.1.

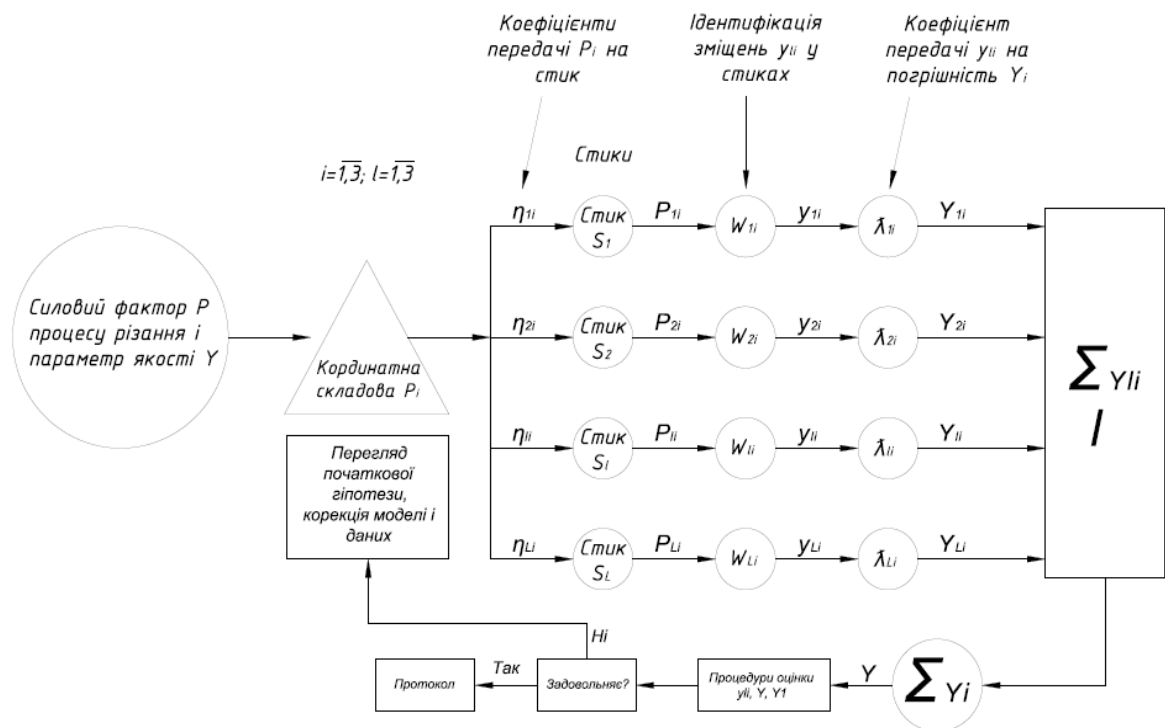


Рис. 3.1 - Структурна схема процедури визначення балансу зміщень

Ідентифікація деформацій (зміщень) у стиках у стиках виконують відповідно до блок-схеми в такій послідовності:

1. Обирають узагальнений силовий P процесу різання (сила різання, амплітуда вібрацій тощо) для конкретного виду обробки на верстаті, а також параметр(и) якості Y : точність розміру, точність форми, шорсткість поверхні

тощо.

2. Силовий фактор розкладають на координатні складові P_i .
3. На основі кінематичного розрахунку або за даними бази визначають коефіцієнти η_{li} передачі, що характеризують вплив складової P_i на l -ий стик S_l .
4. Для кожного стику обчислюють навантаження $p_{li} = \eta_{li} \cdot P_i$.
5. Визначаються оцінки локальних зміщень \hat{y}_{li} в стиках програмою STYK (Додаток А).
6. Геометричним розрахунком розмірного ланцюга, або за базами даних визначаються коефіцієнти λ_{li} передачі зміщення y_{li} l -го стику S_l у відповідну координатну похибку $\hat{Y}_{li} = \hat{y}_{li} \cdot \lambda_{li}$.
7. Додаються оцінки похибок по l стиках $\hat{Y}_i = \sum_{l=1}^L \hat{y}_{li} \cdot \lambda_{li}(p_{li})$, $i = \overline{1, I}$.
8. Повторюються п.п. 2–7 для усіх $i = \overline{1, I}$ координат дії силового фактору P .
9. Визначається розрахункова оцінка погрішності \hat{Y} додаванням погрішностей \hat{Y}_i по координатах дії силового фактору $\hat{Y} = \sum_{i=1}^I \hat{Y}_i$.
10. Проводять статистичні процедури оцінювання \hat{y}_{li} , \hat{Y}_i , \hat{Y} та порівнюють розраховані значення з експериментальними (спостереженими) даними.
11. Якщо статистичні показники \hat{y}_{li} , \hat{Y}_i , \hat{Y} відповідають прийнятому рівню довірчої ймовірності, результати визнають задовільними й протоколюють. У протилежному випадку переглядають початкові гіпотези (див. розділ 2), коригують модель і вихідні дані, після чого розрахунки повторюють.

3.2 Програмна реалізація методики

Для автоматизації процесу моделювання розроблено програмний комплекс STYK (див. Додаток А), створений у середовищі Borland Delphi 7 Studio: Enterprise.

Застосунок STYK дає змогу встановлювати взаємозв'язки та оцінювати вплив факторних ознак p_{li} на результативні показники $y_{li}^p(p_{li}, r)$, із

використанням засобів кібернетичного моделювання. Програма забезпечує введення, коригування й пошук даних, обробку необхідної інформації для моделювання деформацій стиків, а також графічне подання результатів і протоколювання вихідних даних.

Робота з програмою моделювання розпочинається з головного вікна, у якому розміщено меню вибору операцій та відповідні вкладки, що орієнтують дослідника та полегшують вибір потрібних дій.

Меню програми містить сім вкладок (див. рис. 3.11): «Головна», «Графіки», «Моди 1–3», «Змішані моди», «Результати», «Справка» та «Протокол». Основним призначенням вкладки «Головна» є введення вхідних даних і запуск процесу моделювання.

У верхній лівій частині головного вікна подаються результати моделювання: поточний стан розрахунків, знайдені модальні параметри для залежних змінних, а також порівняння експериментальних та розрахункових значень. У нижній лівій частині вікна відображається середньоквадратична похибка апроксимації, отримана під час визначення модальних параметрів.

Натискання кнопки «Вивести графіки» забезпечує побудову суміщених графіків експериментальних (відомих) і змодельованих (розрахункових) значень для кожного з факторів. Після того як для всіх факторів завершено розв'язання задач моделювання, програма автоматично переходить до вкладки «Результати», де зібрані всі вихідні дані процесу та виконується їх аналіз. За потреби підвищення точності оцінювання коефіцієнтів впливу може бути проведене повторне моделювання. У вікні результатів подається таблиця «Результати поточного розрахунку і порівняння розрахункової погрішності зі спостереженими даними». За графічним зіставленням кривих експериментальної та розрахункової похибки робиться висновок про адекватність побудованої моделі.

Таблиця «Коефіцієнти впливу $C\{Y_l(P_r)\}$ » містить значення модальних параметрів поточного моделювання для кожної залежної змінної y_l , їх

середньоквадратичну помилку апроксимації здійснену при розрахунках, значення 95%-го двостороннього довірчого інтервалу моделювання, а також середнє значення впливу коефіцієнтів $C\{Y_l(P_r)\}$ на промодельоване розрахункове значення похибки y_l^p .

Результати моделювання за часовим параметром r і статистичну перевірку експерименту зведено в таблицю «Результати розрахунку по часу r », де однорідність дисперсій функції погрішності y_l перевіряється за критерієм Кохрена.

Панель «Результати і статистичне оцінювання моделювання» відображає підсумкові середньозважені значення коефіцієнтів $c_{ii}^{(s)}$, кількість виконаних моделювань та підсумкові висновки щодо адекватності й відтворюваності отриманої моделі.

3.3 Тестування та верифікація програми STYK

Під час тестування програми на наявних даних встановлено, що зі зростанням фрактальності кривих $y_{ii}^p(p_{li}, r)$ за часовим параметром r доцільно використовувати регресійну залежність часових змін (2.2) у спрощеній формі.

$$\hat{y}_{ii}^p(p) = p_{li}; \quad l = \overline{1, L}; \quad i = \overline{1, I}. \quad (3.1)$$

Це надає сенс мультиплікатор у $(c_{ii}^{(0)} + c_{ii}^{(1)}r + c_{ii}^{(2)}r^2)$ в (2.7), як рівню похибки $y_{ii}^p(p_{li}, r)$ від одиничного впливу p_{li} (наприклад $p_{li}=1$ Па) по i – ої координаті на стик S_l , що досить зручно при аналізі. Але при досить гладких і монотонних $y_{ii}^p(p_{li}, r)$, більш точні оцінки $c_{ii}^{(s)}$ можна отримати при підборі регресора $\hat{y}_{ii}^p(p)$ з набором коефіцієнтів b в (2.2), які надають найбільше значення коефіцієнту детермінації R^2 [7, 21].

Це надає змогу інтерпретувати мультиплікатор $(c_{ii}^{(0)} + c_{ii}^{(1)}r + c_{ii}^{(2)}r^2)$ у виразі (2.7) як рівень похибки $y_{ii}^p(p_{li}, r)$, що відповідає одиничному впливу p_{li}

(наприклад $p_{li}=1$ Па) за i -ю координатою на стик S_l , що є зручним для подальшого аналізу. Водночас за достатньо гладких і монотонних залежностей $y_{li}^p(p_{li}, r)$ точніші оцінки $c_{li}^{(s)}$ похибки можна отримати, підбираючи регресор $\hat{y}_{li}^p(p)$ у моделі (2.2) з таким набором коефіцієнтів b , який забезпечує найбільше значення коефіцієнта детермінації R^2 [19].

Під час тестування було використано абстрактну модель за умов $I = 3$ (кількість координат дії силового фактору P), $L = 3$ (кількість стиків). У табл. 3.1 наведені форма завдання значень коефіцієнтів передачі η_{li} і λ_{li}

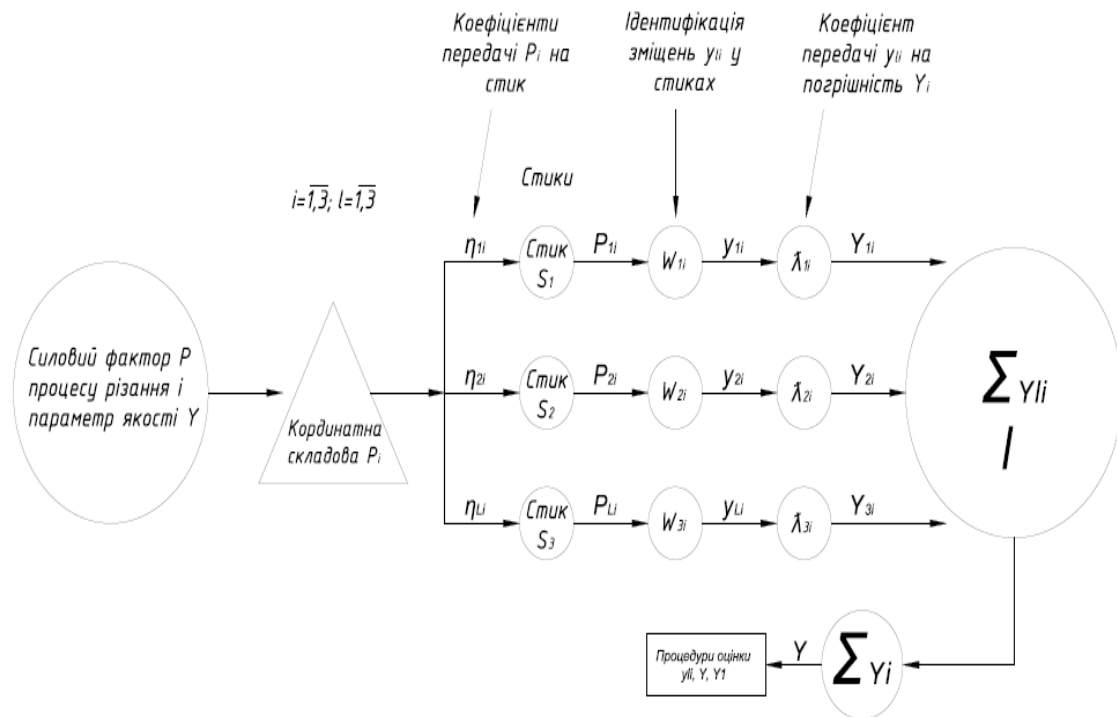


Рис. 3.2 - Структурна схема тестової задачі

Таблиця 3.1 - Коефіцієнти передачі η_{li} і λ_{li}

Стик l	Коефіцієнти передачі P_i на p_{li}			Коефіцієнти передачі y_{li} на Y_i		
	η_{11}	η_{12}	η_{13}	λ_{11}	λ_{12}	λ_{13}
1	0,382	0,101	0,596	0,899	0,885	0,958

2	0,014	0,407	0,863	0,139	0,245	0,045
3	0,032	0,164	0,220	0,017	0,285	0,343

3.4 Дослідження балансу зміщень у пружній системі верстата 1Б118 за умови обробки різцем з револьверного супорту

Розглянемо задачу визначення балансу зміщень елементів пружної системи верстата похибки розміру деталі під час обточування ступінчастого валика. Як параметр якості Y приймаємо Δd – відхилення діаметра валика по окремих ступенях від установочного значення. Для подальшого аналізу вважатимемо, що $R = 9$, тобто валик має дев'ять ступенів. Схеми виникнення похибок за такої обробки наведено на рисунках 2.4 – 2.7 (див. п. 2.2).

Розглянемо вплив таких спряжень на погрішність обробки:

- 1) шпиндельний вузол (ШВ) зі станиною (див. рис. 2.1) по стику «ШВ – станина»;
- 2) револьверна головка з револьверним супортом (див. рис. 2.7) по стику «револьверна головка (по посадкових шийках) – револьверний супорт»;
- 3) револьверний супорт з горизонтальними напрямними станини (див. рис. 2.4, 2.5) по стику «направляючі каретки – горизонтальні напрямні станини».

Слід враховувати, що ШВ і револьверна головка мають внутрішні стики: у шпиндельному вузлі це стики в підшипникових опорах, а в револьверній головці - стик «фіксатор – корпус». Тому їх деформації є результатом сумарного (змішаного) впливу цих внутрішніх стиків. Щоб виділити внесок окремих внутрішніх стиків, необхідно або збільшити кількість стиків у моделі (параметр L), або аналізувати відповідні вузли окремо за принципом декомпозиції.

Маємо на увазі, що ШВ і револьверна головка мають внутрішні стики. Так, ШВ має стики у підшипникових вузлах, револьверна головка включає стик

«фіксатор – корпус». Тому оцінка деформацій буде для них змішаною. Для виявлення внеску окремих внутрішніх стиків треба збільшувати кількість стиків у моделі (параметр), або розглядати ці вузли окремо за принципом декомпозиції. Для кожного вузла введемо локальну систему координат, що збігається з системою координат верстата: три лінійних координати x , y , z за напрямком складових сил різання P_x , P_y , P_z і три кутових координати φ_x , φ_y , φ_z , які спрямовані в напрямку дії моментів сил різання M_x , M_y , M_z (рис.3.3).

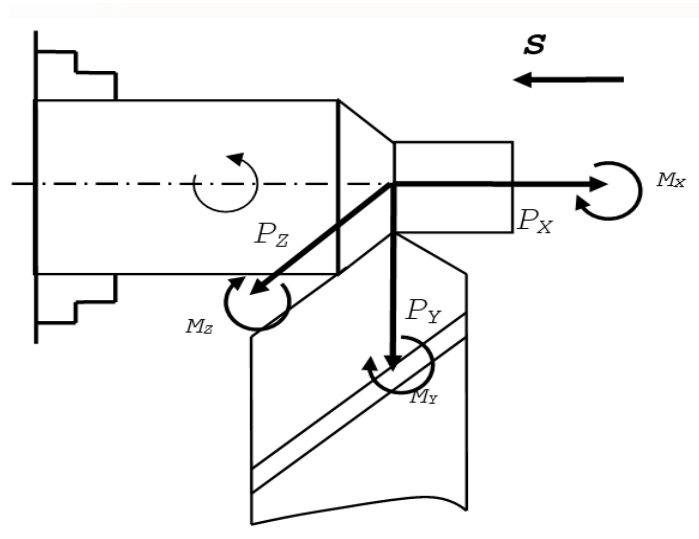


Рис. 3.3 – Система координат

У бік супортної групи маємо два стики: 2 і 3 із перерахованих вище. Із силових факторів на них діють тільки складові сили різання по координатах: P_x , P_y , P_z .

Згідно рис. 3.4 у площині стику «направляючі каретки – горизонтальні направляючі станини» будуть діяти приведені сили Q_x , Q_y , Q_z і приведені моменти L_x , L_y , L_z . Виконуючі це приведення отримаємо:

$$Q_x = P_x; Q_y = P_y; Q_z = P_z;$$

$$L_x = P_y \cdot L + P_z \cdot H; L_y = P_x \cdot L + P_z(X + R); L_z = P_y(X + R) + P_x \cdot H. \quad (3.2)$$

Коефіцієнти передавання y_{li} на Y_i можуть бути визначені шляхом розмірного розрахунку (див. рис. 3.4). У роботі [29] наведено результати таких

розрахунків, а відповідні значення подано в Додатку Б. Відповідно до цієї схеми таблиця 3.1 для стику «направляючі каретки – горизонтальні напрямні станини» набуває вигляду, поданого в табл. 3.2.

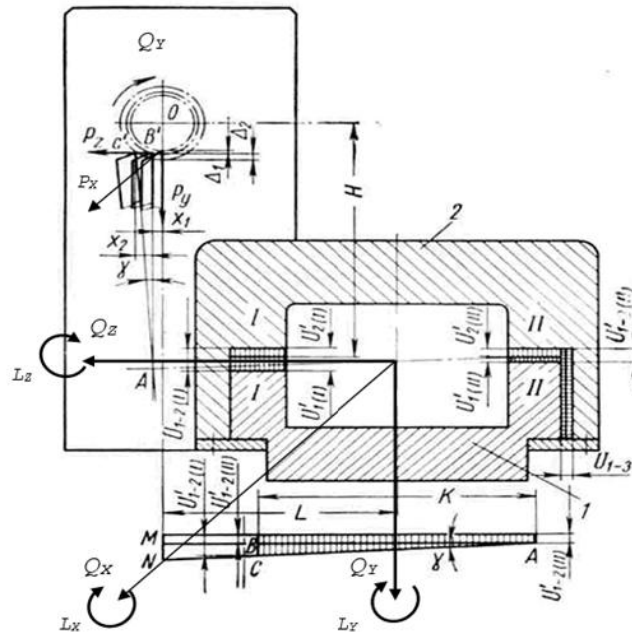


Рис. 3.4 – Приведення сил Q_x , Q_y , Q_z та моментів L_x , L_y , L_z у площині стику «направляючі каретки – горизонтальні направляючі станини»

Таблиця 3.2 - Коефіцієнти передачі η_{li} для стику «направляючі каретки – горизонтальні направляючі станини»

Стик 3, координата i	Коефіцієнти передачі для стику S_3 по координатах i					
	31	32	33	34	35	36
Корд.	X	Y	Z	φ_x	φ_y	φ_z
η_{3i}	P_x	P_y	P_z	$P_y \cdot L + P_z \cdot H$	$P_x \cdot L + P_z(X + R)$	$P_y(X + R) - P_x \cdot H$
λ_{3i}	-	$U''_{1-2(l)}$	U^2_{1-3}/d	$[U'_{1-2(l)} - U'_{1-2(l)}] \square (H - d/2)^2 / K^2 / d$	-	$[U'_{1-2(l)} - U'_{1-2(l)}] \square (L + X) / L$
№ індік.	2	3	7	3,4	2,6	3,4

Примітка. Деформації стику у напрямках X і φ_y не впливають на точність розміру.

Із табл. 3.2 випливає, що для обчислення сумарної похибки Δd від усіх видів деформацій стику 3 необхідно мати залежності типу (3.1) для величин $y_{3i}(p_{3i}, r)$.

У таблиці вони задані як параметри лінійних зміщень та кутових поворотів за відповідними координатами. Такі залежності можуть бути отримані експериментально після завершення періоду приробітки стиків верстата. Параметр r при цьому може інтерпретуватися як часовий або як позиційний. За базовий елемент під час вимірювань доцільно обирати вузол, з яким розглядуваний утворюєстик; зокрема, для каретки револьверної головки базовим елементом є станина верстата.

При дослідженні деформацій стику револьверна головка навантажувалася ступінчасто в діапазоні реальних значень складових сили різання P_x , P_y , P_z . Схема перевірки жорсткості револьверного супорта показана на рис. 3.5.

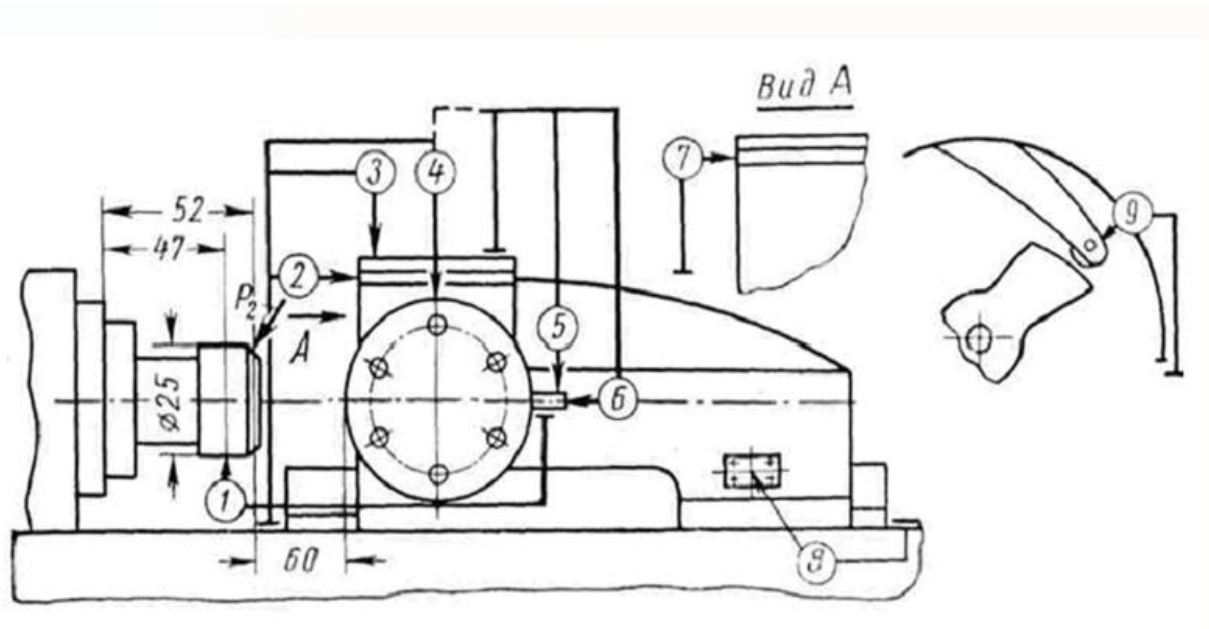


Рис. 3.5 – Схема навантаження револьверного супорта автомата моделі 1Б118: 1 - 9 -номера індикаторів

Для створення навантаження використовувався пристрій - тарований динамометр, який закріплювали в одному з гнізд револьверної головки. Напрямок

прикладання навантажувальної сили відповідав рівнодійній складових P_z , P_y і P_x . Значення навантаження збільшували ступінчасто з кроком 200 Н. Точкою прикладання сили було облямовування у шпинделі (без цанги) на вильоті 45 мм від торця шпинделя. Складові сили різання при цьому становили: $P_z=110$ Н, $P_y=450$ Н, $P_x = 430$ Н

Поперечні віджимання каретки в горизонтальній площині є більшими з боку шпинделя. У вертикальній площині віджимання по її вертикальній осі становлять 47 мкм з боку револьверної головки та лише 17 мкм з боку мальтійського хреста. Діаграми віджимань револьверного супорта за різних його положень при зміні навантаження від 0 до 1,0 кН подано на рис. 3.6. Номери індикаторів і навантажувальні характеристики стику за відповідними координатами наведено в табл. 3.3.

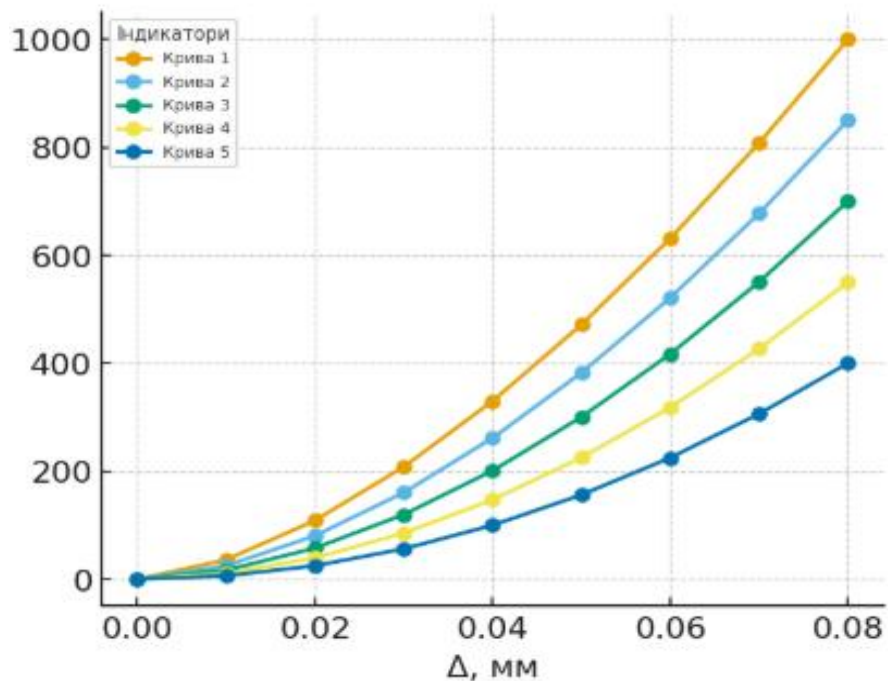


Рис. 3.6 – Діаграма віджимань револьверного супорта автомата моделі 1Б118. Цифрами вказані номери індикаторів при вимірюваннях.

Параметри заготовки: довжина $l = 20$ мм і діаметр $d = 18$ мм. Параметри робочої області верстата: $X = 45$ мм і $H = 50$ мм.

Таблиця 3.3 – Навантажувальні характеристики стику «направляючі каретки – горизонтальні направляючі станини»

Сила	Величини складових сили різання, кН								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P	0	0,125	0,25	0,375	0,5	0,625	0,75	0,875	1
P_z	0	0,0963	0,193	0,2888	0,385	0,4813	0,5775	0,674	0,77
P_y	0	0,0563	0,113	0,1688	0,225	0,2813	0,3375	0,394	0,45
P_x	0	0,0538	0,108	0,1613	0,215	0,2688	0,3225	0,376	0,43
Індикатор	Покази індикаторів, мм								
1	0	0,018	0,033	0,044	0,053	0,062	0,068	0,074	0,078
2	0	0,005	0,008	0,011	0,013	0,015	0,017	0,019	0,021
3	0	0,003	0,006	0,008	0,01	0,012	0,014	0,015	0,015
4	0	0,012	0,022	0,028	0,032	0,036	0,04	0,044	0,047
7	0	0,01	0,018	0,022	0,027	0,031	0,035	0,04	0,043
8	0	0,003	0,006	0,008	0,01	0,012	0,014	0,015	0,015
9	0	0,0005	0,001	0,0015	0,0025	0,003	0,0035	0,004	0,0045

Значення моментів в стику від сил різання надані у табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Значення моментів у стику від сил різання

Моменти у стиці від сили P_x , Нм									
P_x	0	53,75	107,5	161,25	215	268,75	322,5	376,3	430
$L_z = P_x H$	0	2,6875	5,375	8,0625	10,75	13,438	16,125	18,81	21,5
Моменти у стиці від сили P_y , Нм									
P_y	0	56,25	112,5	168,75	225	281,25	337,5	393,8	450
$L_x = P_y L$	0	1,125	2,25	3,375	4,5	5,625	6,75	7,875	9
$L_z = P_y (X + d/2)$	0	3,0375	6,075	9,1125	12,15	15,188	18,225	21,26	24,3
Моменти у стиці від сили P_z , Нм									
P_z	0	96,25	192,5	288,75	385	481,25	577,5	673,8	770
$L_x = P_z H$	0	4,8125	9,625	14,438	19,25	24,063	28,875	33,69	38,5
$L_z = P_z (X + d/2)$	0	5,1975	10,4	15,593	20,79	25,988	31,185	36,38	41,58

Дані про зміщення в зоні різання від силових факторів у стику подано в табл. 3.5

Таблиця 3.5 – Зміщення в зоні різання від силових факторів у стиці

Силовий фактор	Зміщення в зоні різання $y_{3i}(r)$ на рівнях навантаження r								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_x \lambda_{31}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
$P_y \lambda_{32}$	0,0	3,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0	15,0	15,5
$P_z \lambda_{33}$	0,0	0,6	1,8	2,7	4,1	5,3	6,8	8,9	10,3
$P_x \lambda_{34}$	0,0	0,3	0,9	1,5	1,8	2,1	2,5	3,1	3,6
$P_y \lambda_{35}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
$P_z \lambda_{36}$	0,0	2,9	5,2	6,5	7,2	7,8	8,5	9,4	10,2

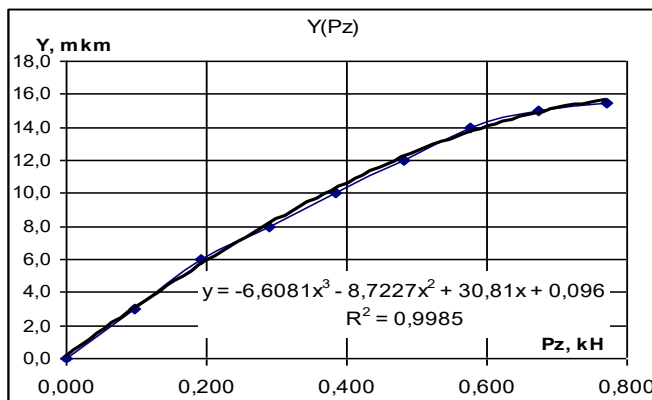
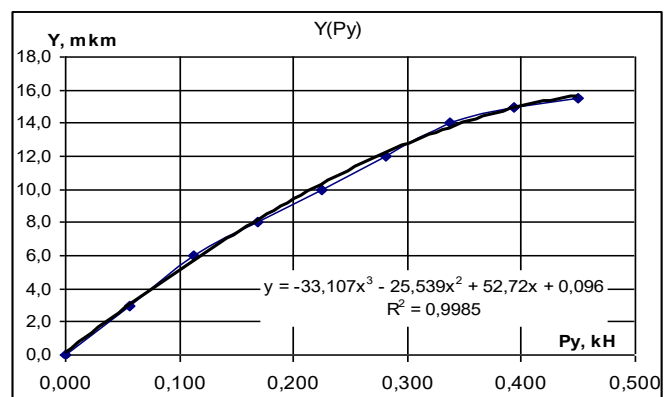
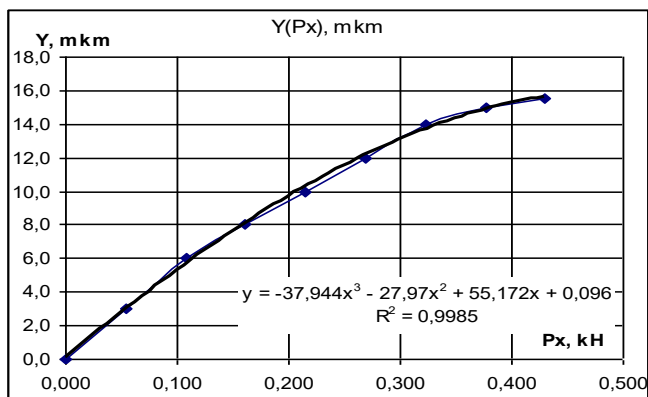


Рис. 3.7 – Графіки та регресори зміщень від силових факторів у стику по координаті Y

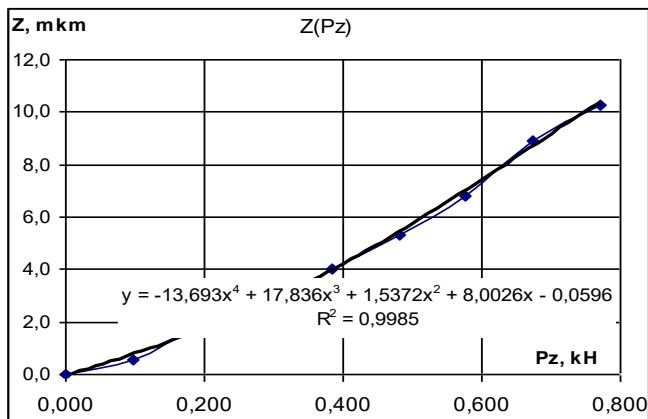
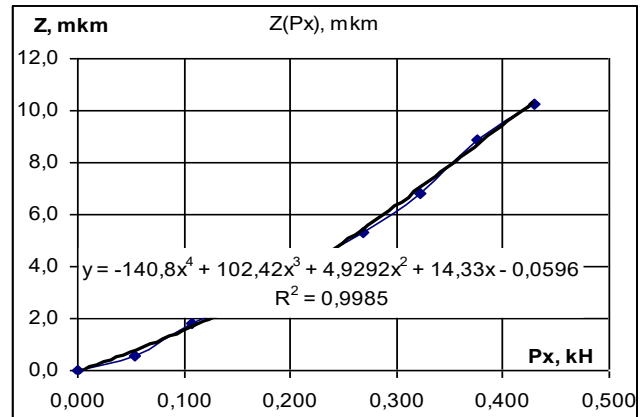
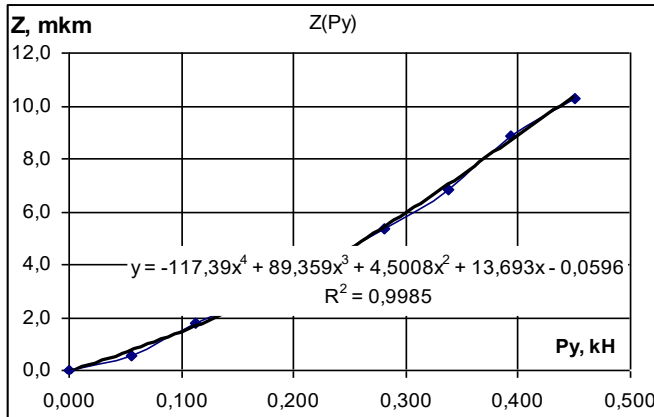


Рис. 3.8. Графіки і регресори зміщень від силових факторів у стиці по координаті Z

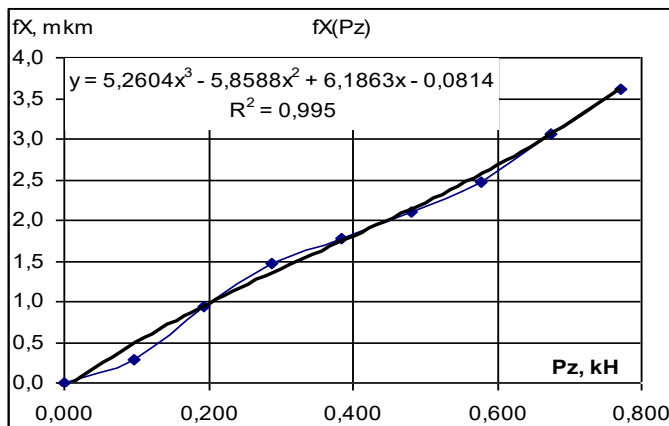
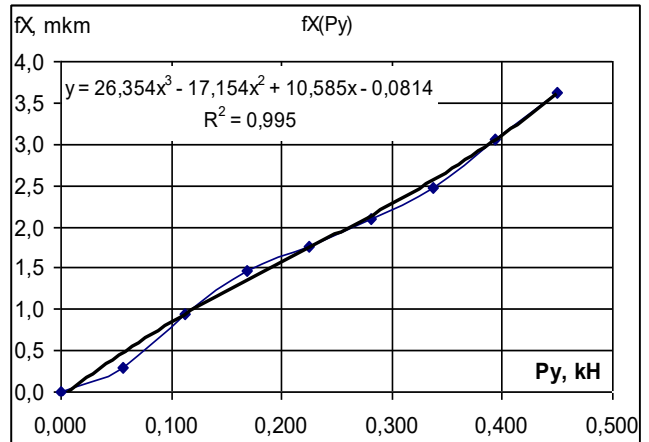
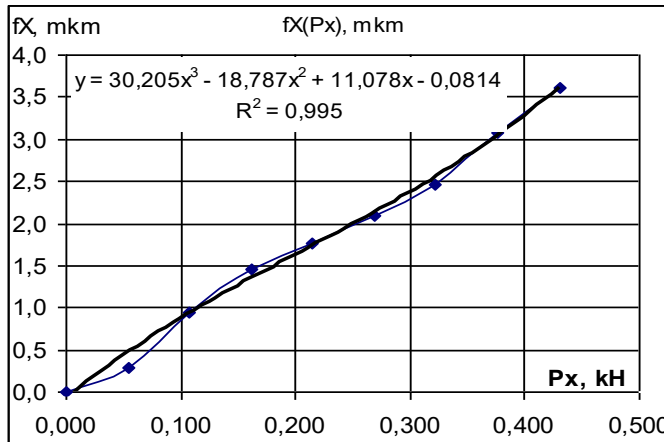


Рис. 3.9 – Графіки і регресори зміщень від силових факторів у стиці по координаті φ_X

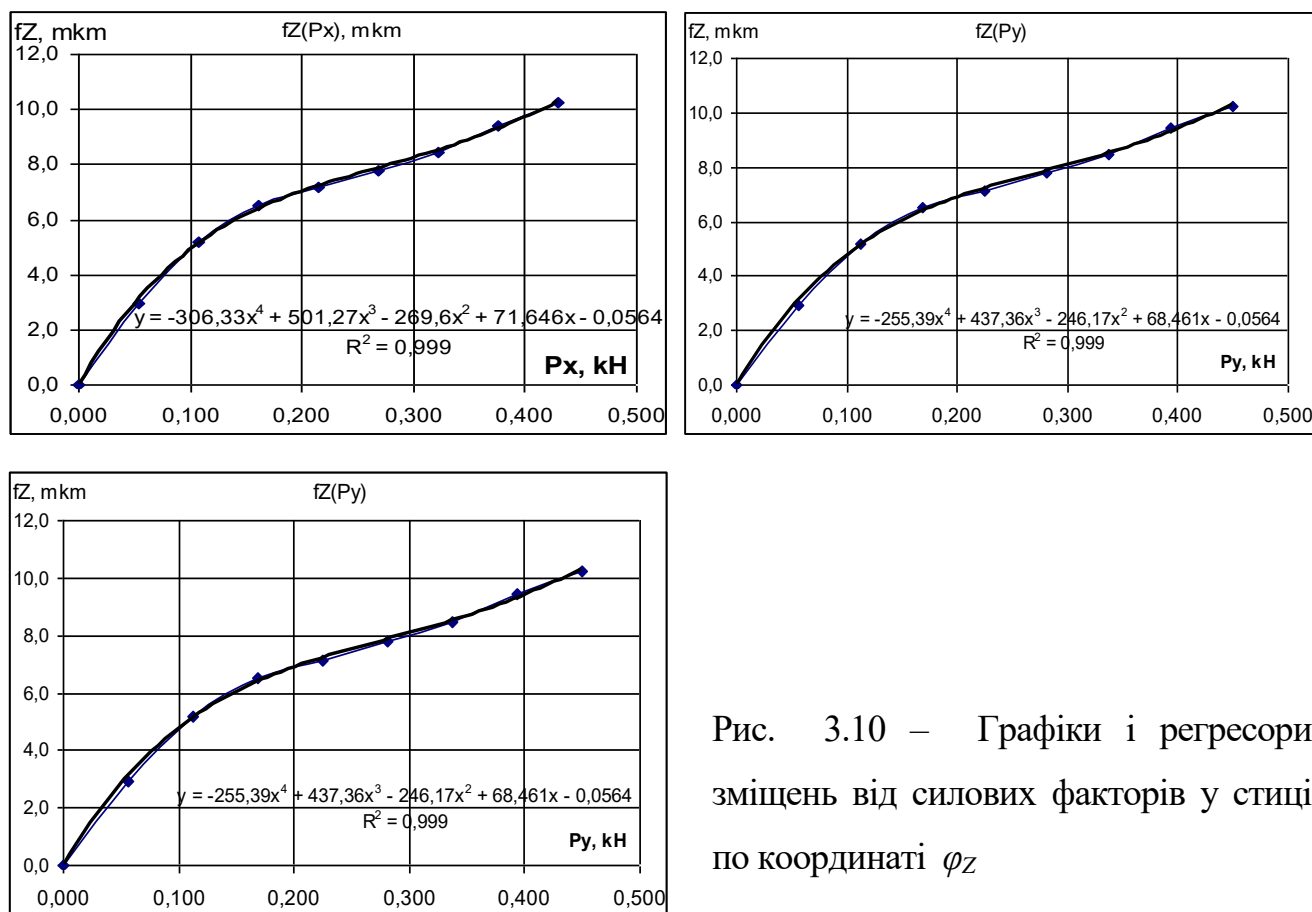


Рис. 3.10 – Графіки і регресори зміщень від силових факторів у стиці по координаті φ_Z

3.5 Комп'ютерне моделювання похибки обробки зумовленої зміщеннями у стику «направляючі каретки – горизонтальні напрямні станини»

3.5.1 Методика і принципи моделювання програмою STYK

На рис. 3.11 показано головне вікно програми STYK з поточними даними моделювання. Результати підбору модальних параметрів C згідно формулі (2.2) відображаються на вкладниці „Головна” у таблиці «Обмеження модальних параметрів тренду Cl » у стовпчику « $C \rightarrow$ СОПТ». При цьому контролюються нижня і верхня границі їх варіювання у стовпчиках « C_{\min} » і « C_{\max} ». Їх коректування можливе вручну, або клацанням кнопки «Коректувати обмеження C ». При цьому програма здвигає границі C із врахуванням тенденції поточного зміщення значень коефіцієнтів C при роботі програми.

Візуальний контроль процесу пошуку здійснюється через вкладки

«Графіки» (рис. 3.12), «Моди 1–3» (рис. 3.13) та «Змішані моди» (рис. 3.14). На вкладці «Графіки» оцінюється збіг розрахункової (теоретичної) та експериментальної кривих похибки розміру від поточного силового фактора у стику, а також відображається двобічний довірчий інтервал за залишками. Вкладка «Моди 1–3» дає змогу візуально аналізувати характер зміни окремих складових сили різання (мод). На вкладці «Змішані моди» оцінюється вплив окремих мод та їх сумарної дії на похибку розміру з можливістю порівняння з розрахунковою та експериментальною кривими.

Вкладка «Справка» призначена для допомоги користувачу при підготовці вихідних даних і тлумаченні результатів моделювання. На вкладці «Протокол» фіксується хід моделювання; за потреби цю інформацію можна зберегти у текстовий файл з довільною назвою. Вкладки «Результати» та «Моделювання» використовуються для відображення підсумкових розрахункових даних і їх статистичного оцінювання.

3.5.2 Моделювання деформацій стику в програмі STYK та інтерпретація результатів

Моделювався вплив навантаження стику «направляючі каретки – горизонтальні напрямні станини» на похибку діаметра деталі під час обробки з револьверного супорту (див. п. 3.4). Вихідні дані моделювання задавалися на вкладці «Головна» (рис. 3.11). На рис. 3.12 – 3.14 показано:

- 1) збіг розрахункової (теоретичної) та експериментальної кривих похибки розміру за дії силового фактора у стику по координаті X ; двобічний довірчий інтервал за залишками становить 0,736 мкм (рис. 3.12);
- 2) характер зміни окремих мод деформації при навантаженні стику по координаті X ; з діаграм видно, що найбільший внесок у похибку дає мода 2, якій відповідає складова сили різання P_y (рис. 3.13);
- 3) внесок окремих мод (зокрема моди 1 для сили P_y) у загальний баланс

деформацій по координаті X та їх порівняння з експериментальною і розрахунковою кривими (рис. 3.14).

Моделювання виконується серіями (до трьох) для забезпечення статистичної оцінки результатів, тобто реалізується підхід машинного експерименту. На рис. 3.15 наведено результати для двох серій. Найкращий результат отримано в першій серії: середньоквадратичне відхилення за сумарною похибкою становить 0,070 мкм. Ці дані відображено в таблиці «Результати розрахунку Y по r ». У тій самій таблиці подано оцінку відтворюваності машинного експерименту за критерієм Кохрена: розрахункове значення $G_p = 0,5766$ менше табличної $G_{kp} = 0,6385$ [21], отже, гіпотеза про відтворюваність підтверджується.

На графіках рис. 3.15 показано експериментальну похибку та змодельовані значення, а також залишки як різницю $Y_{\text{експ.}} - Y_{\text{розрах.}}$. Максимальний залишок становить 0,858 мкм, середній – 0,087 мкм, двобічний довірчий інтервал – лише 0,318 мкм, що свідчить про високу точність відтворення.

Графік залишків можна інтерпретувати як оцінку зносу стику за наявності нових даних про сумарну похибку розміру, отриманих через певний час роботи верстата. Це проілюстровано на рис. 3.20, де наведено результати за протоколом моделювання для сумарної похибки $Y = Y + \Delta Y$, причому знос у стику ΔY має нормальний розподіл $N(3;0,5)$. В табл. 3.6 подано результати такого моделювання: середній знос у стику становить 2,63 мкм проти 0,087 мкм для нового вузла.

Отриманий результат має важливе практичне значення, оскільки дає змогу діагностувати знос вузла та інші повільні процеси без його розбирання.

На рис. 3.16–3.19 наведено вкладки «Моделювання» програми STYK, які використовуються для аналізу впливу складових сили різання P_x, P_y, P_z , (силові фактори P1, P2, P3) на загальну похибку розміру по координатах стику $Y, Z, \varphi_x, \varphi_z$ та на їх сумарний ефект. Значення діючих сил P_x, P_y, P_z при ступінчастому навантаженні в дев'яти точках задаються в таблиці «Ряди $Pl(r)$ » вкладки

«Головна» (див. рис. 3.11).

Таблиця 3.6 Результати моделювання при зносі у стику, якій заданий нормальним розподілом з параметрами $N(3; 0,5)$

Ki	y1	y2	y3	y4	y5	y6	Yексп	Yрозрах	Yекс- Yрозрах
1	0	-0,098	-0,059	0,079	0	-0,62	2,85	-0,856	3,706
2	0	2,846	0,735	0,455	0	2,818	7,45	6,854	0,596
3	0	5,615	1,648	0,92	0	5,031	15,33	13,214	2,116
4	0	8,094	2,708	1,329	0	6,372	20,51	18,503	2,007
5	0	10,306	3,96	1,72	0	7,232	25,26	23,218	2,042
6	0	12,199	5,393	2,118	0	7,883	29,96	27,593	2,367
7	0	13,751	6,994	2,554	0	8,541	34,89	31,84	3,05
8	0	14,887	8,662	3,044	0	9,319	40,02	35,912	4,108
9	0	15,605	10,338	3,628	0	10,297	43,59	39,868	3,722
Середній знос у стику, мкм									2,63

При навантаженні силою P_x (фактор P1) до значення $P_y = 0,430$ кН у 9-й точці загальна похибка розміру становить $\Delta d_1 = 7,7$ мкм, а найбільша координатна складова $\Delta d_{2-3} \approx 3,2$ мкм зумовлена дією сили P_z по координаті стику Z (рис. 3.15).

Для сили P_y (фактор P2) при $P_y = 0,450$ кН отримано сумарну похибку $\Delta d_2 = 20$ мкм, причому найбільша координатна складова $\Delta d_{2-5} \approx 6$ мкм пов'язана з моментом L_y по координаті φ_y (рис. 3.16).

Для сили P_z (фактор P3) при $P_z = 0,770$ кН у 9-й точці загальна похибка становить $\Delta d_3 = 12$ мкм, а найбільша складова $\Delta d_{3-4} \approx 4,8$ мкм зумовлена моментом L_x по координаті φ_x (рис. 3.17).

Сумарна похибка від усіх трьох силових факторів P1,P2,P3 (рис. 3.18) у тій самій точці навантаження дорівнює $\Delta d_\Sigma = 40$ мкм, а внесок окремих координатних складових є практично однаковим і становить близько 9 мкм. Це свідчить про рівножорстку конструкцію стиків револьверного супорта, що, ймовірно, є результатом еволюційного вдосконалення конструкції супортів автоматів.

Розрахункові результати добре узгоджуються з дослідженнями, де при тих самих умовах віджимання каретки у вертикальній площині по вертикальній осі становило $\Delta d_z = 47$ мкм. Водночас, як видно з табл. 3.2, складові сили різання по-різному впливають на величини деформацій у стику, тому збіг результатів можна вважати задовільним, але питання потребує подальших досліджень.

На вкладці «Моделювання» (рис. 3.16–3.19) показано також таблицю «Прогноз до 12 точки навантаження $P(r)$ », структура якої наведена в табл. 3.7. У цій таблиці можна задавати довільні значення складових сил різання в стовпчиках: P_1 , P_2 , P_3 та обчислювати відповідні похибки розміру обробки в стовпчиках «Пом.1», «Пом.2», «Пом.3» і їх суму. Отримані значення відображаються на графіках, що дає змогу прогнозувати похибку, зокрема й для інших схем обробки, наприклад коли різець установлюється не знизу, а збоку.

Таблиця 3.7 – Прогноз до 12 точки навантаження $P(r)$

Сил. факт P , кН	P_1	P_2	P_3	Пом.1	Пом.2	Пом.3	C_i	$dY(P_i)$	dP_i
P_1	0,468	0,546	0,624	8,256	9,637	10,981	-0,009	-0,175	0,194
P_2	0,489	0,571	0,653	21,418	25,115	28,746	-0,017	-0,304	0,502
P_3	0,837	0,977	1,117	13,192	15,801	18,512	0,013	0,134	0,303
Разом P_{123}	1,794	2,094	2,394	42,866	50,554	58,238			

В останньому стовпчику табл. 3.7 подано ступінь впливу окремих складових силових факторів на сумарну похибку обробки. Для сил різання P_x , P_y , P_z ці частки становлять відповідно 0,194; 0,502 і 0,303. Отже, регресори зміщень від силових факторів у стику за координатами верстата (див. рис. 3.7–3.10) разом із таблицею коефіцієнтів передавання (табл. 3.2) можуть розглядатися як своєрідний деформаційний «паспорт» вузла верстата, на основі якого можна розраховувати та прогнозувати його вплив на точність обробки. Реалізоване машинне моделювання скорочує витрати й час забезпечення надійності; для ідентифікації характеристик достатньо виробничих випробувань (напр., точіння ступінчастого валика) з подальшою комп'ютерною обробкою результатів.

Smodel

Головна | Графіки | Моді 1 - 3 | Змішані моді | Результати | Справка | Протокол | Моделювання

Допустима область знайдена!!!!!!
 Точність по критерію delta = 0,004901104
 Точність по критерію epsilon = 0,000000001
 Розв'язок (екстремальна точка комплексу)

Модаль	cj0	cj1	cj2	Тренд
1:	0,4248	-0,0002	-0,0002	0,4113
2:	0,4737	-0,0010	-0,0002	0,4528
3:	0,1282	-0,0003	0,0003	0,1470

i	Yexp	Yras	Diff
1	0,000	-0,10	0,099
2	3,000	2,85	0,148
3	6,000	5,62	0,384
4	8,000	8,09	-0,088
5	10,000	10,30	-0,297
6	12,000	12,19	-0,188
7	14,000	13,74	0,260
8	15,000	14,88	0,119
9	15,500	15,61	-0,111

Start*** = 2

Виконання задач для координат Ki

Ki	Статус
K1	Ready
K2	
K3	
K4	
K5	
K6	

СТАРТ

<-- Зберегти

Коректувати обмеження C

Незалежних факторів X № ряду X Порядок тренду C

Залежних факторів A № ряду A

Ввести ряди Pi з файла <-- DataFile\X.txt

Ввести ряди A з файла <-- DataFile\A.txt

Ввести обмеження модальних параметрів з файла <-- DataFile\Moda2.txt

Ввести коеф.регресії з файла DataFile\KoeffA2.txt

Зберегти обмеження у файлі --> DataFile\Moda2.txt

Сер.кв. помилка апроксимації:

Вивести графіки

ВИХІД

Обмеження по Yl

	Y nom	Y min	Y max	v Y	k Y
Yexp	1	0	31,000	1	1

Число Експериментальних точок
 Крок часу
 Відн. точність по X (delta)
 Відн. точність по Y (epsilon)
 Граничне число стиснень комплексу

27.11.2025 23:38:36

Ряди Pi(r)

Сила P	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P1	0,000	0,054	0,108	0,161	0,215	0,269	0,323	0,376	0,430
P2	0,000	0,056	0,113	0,169	0,225	0,281	0,338	0,394	0,450
P3	0,000	0,096	0,193	0,289	0,385	0,481	0,578	0,674	0,770

Ряди Yi(r)

Коорд.№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
2	0,000	3,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	15,000	15,500
3	0,000	0,560	1,800	2,690	4,050	5,340	6,810	8,890	10,270
4	0,000	0,300	0,930	1,460	1,770	2,100	2,470	3,070	3,620
5	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
6	0,000	2,930	5,200	6,500	7,150	7,800	8,450	9,430	10,240
Y exp	2,850	7,450	15,330	20,510	25,260	29,960	34,890	40,020	43,590

Коефіцієнти регресії Y[Pi(r)]

	B0	B1	B2	B3	B4	B5	B6
Y[P1(r)]	-0,09600	55,17200	-27,97000	-37,94400	0,00000	0,00000	0,00000
Y[P2(r)]	-0,09600	52,72000	-25,53900	-33,10700	0,00000	0,00000	0,00000
Y[P3(r)]	-0,09600	30,81000	-8,72270	-6,60810	0,00000	0,00000	0,00000

Обмеження модальних параметрів тренду Ci

Пар-р	C->Сопг	Cmin	Cmax	k C
C10	0,42481672	0,03000000	0,50000000	1
C20	0,47366969	0,30000000	1,00000000	1
C30	0,12822098	0,03000000	0,20000000	1
C11	-0,00015679	-0,00050000	0,00050000	1
C21	-0,00099664	-0,00100000	0,00050000	1
C31	-0,00030157	-0,00060000	0,00050000	1
C12	-0,00019165	-0,00060000	0,00050000	1
C22	-0,00020174	-0,00050000	0,00050000	1
C32	0,00033173	-0,00050000	0,00100000	1

Поточні параметри точності обчислень

	Delta	Epsilon
K1	0,000100000	0,000001000
K2	0,000020000	0,000000001
K3	0,000010000	0,000000001
K4	0,001000000	0,000000001
K5	0,000100000	0,000500000
K6	0,000100000	0,000001000

Рис. 3.11 – Головне вікно програми STYK

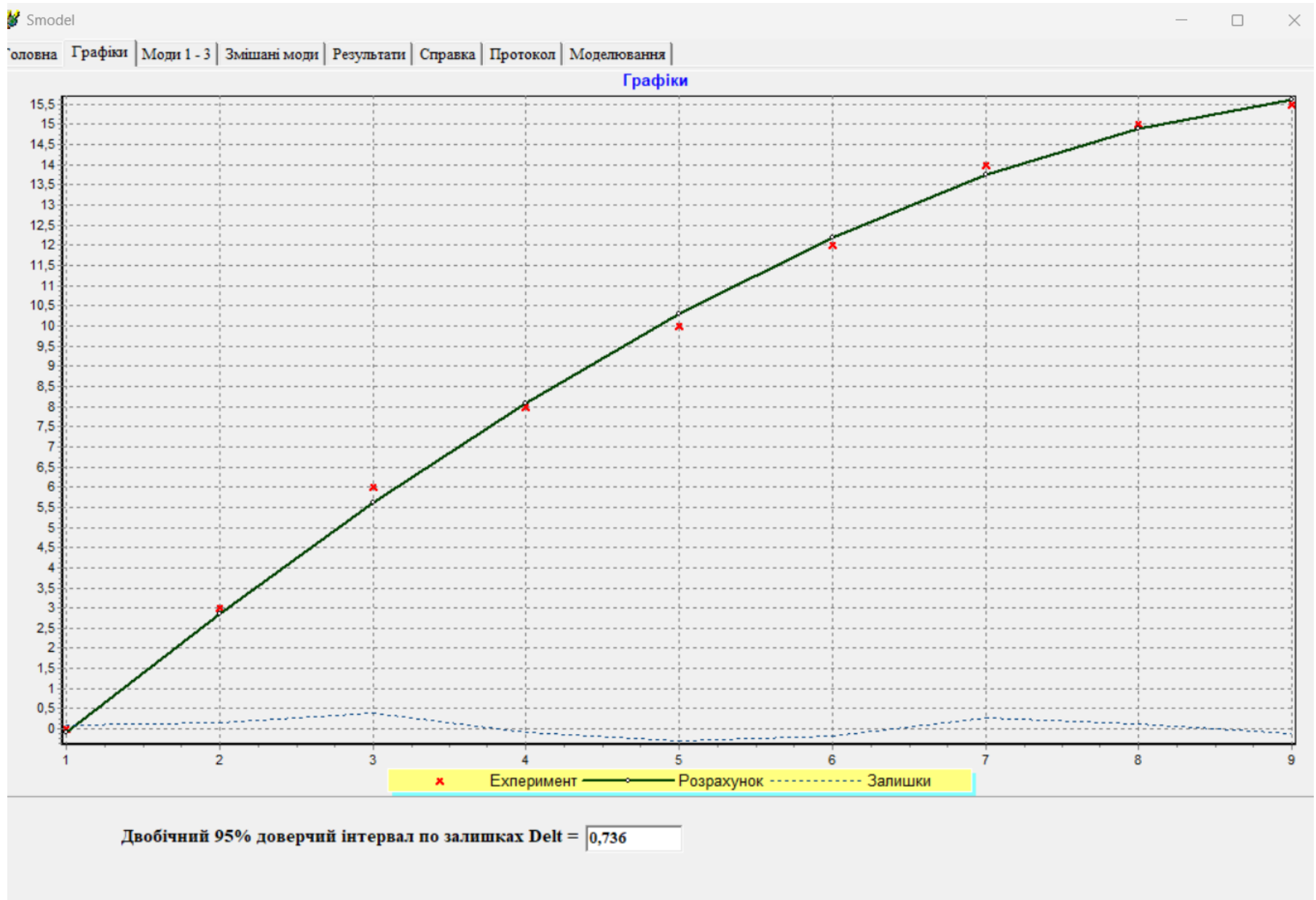


Рис. 3.12 – Вкладка «Графіки» програми STYK



Рис. 3.13 – Вкладка «Моди 1-3» програми STYK

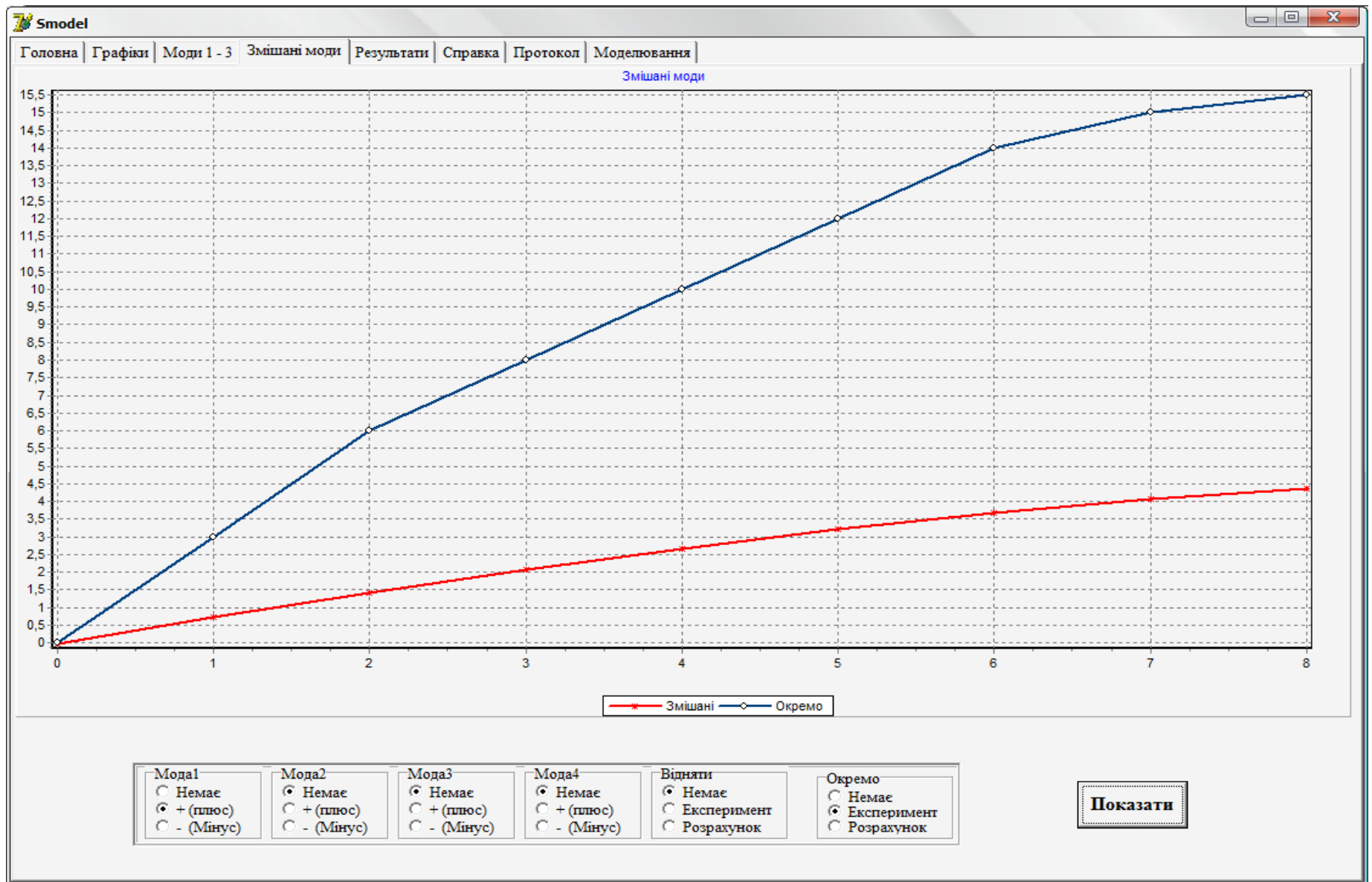


Рис. 3.13 – Вкладка «Змішані моди» програми STYK

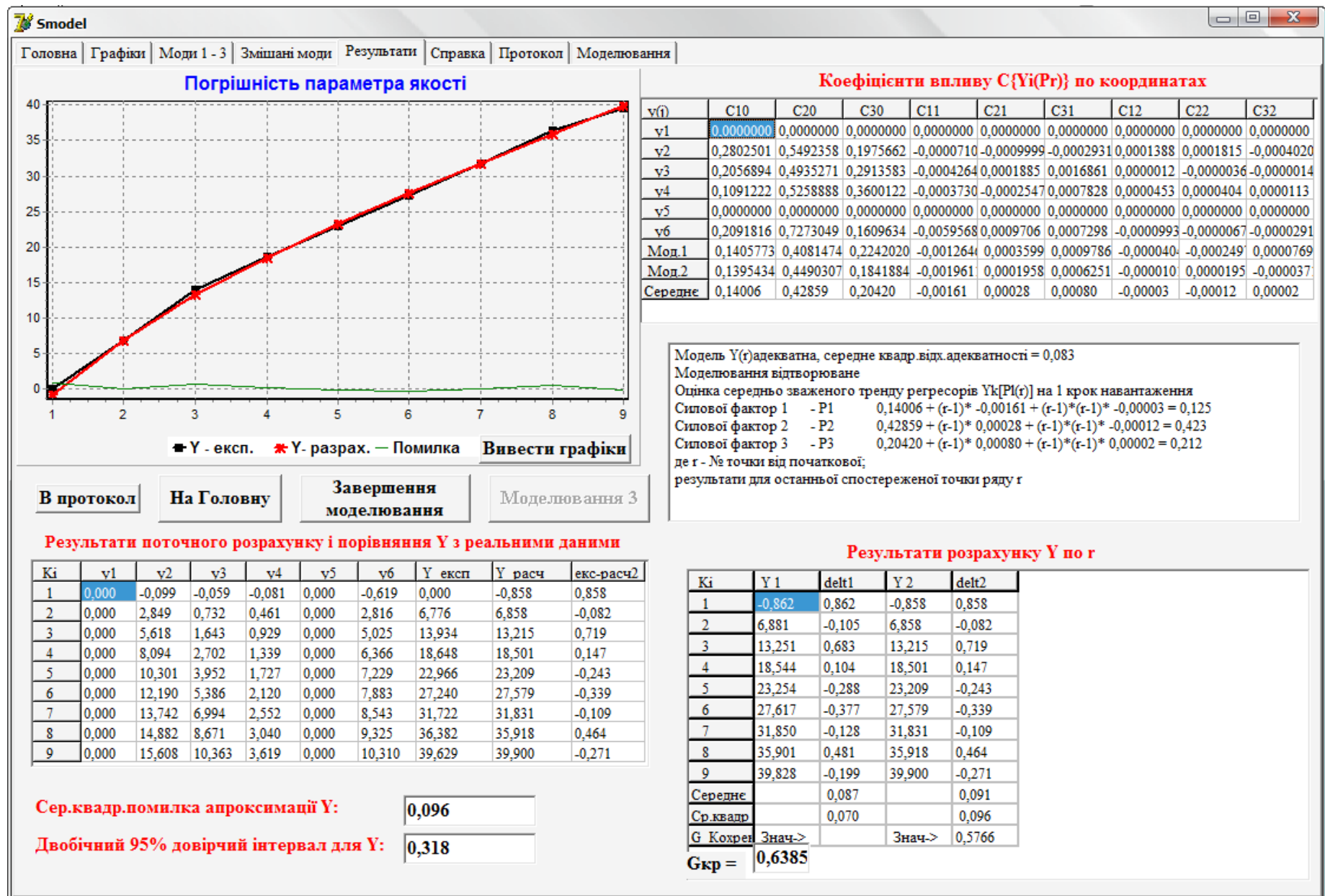
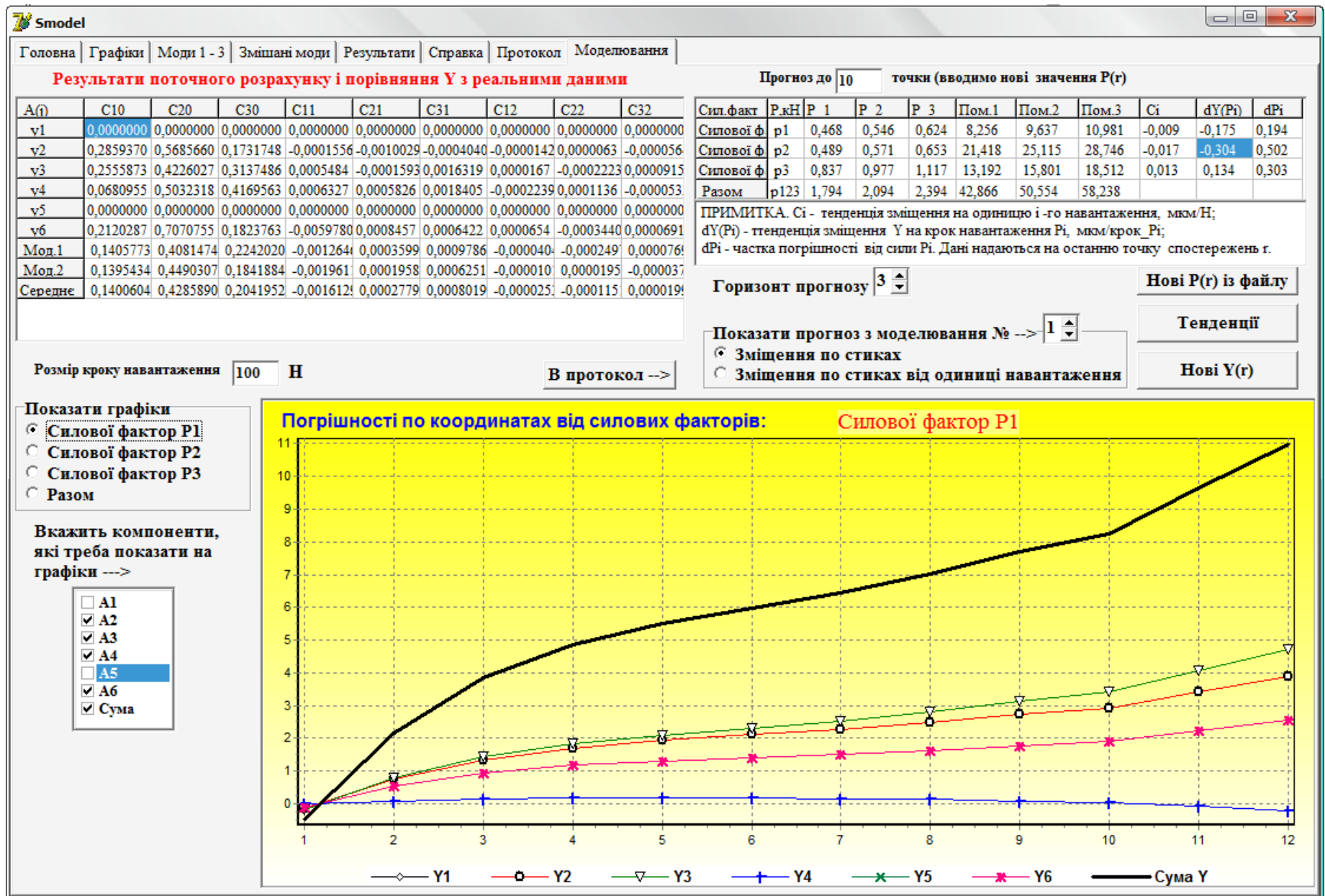


Рис. 3.14 – Вкладка «Результати» програми STYK для другої серії моделювання

Рис. 3.15 – Вкладка «Моделювання» програми STYK з графіками для сили P_x

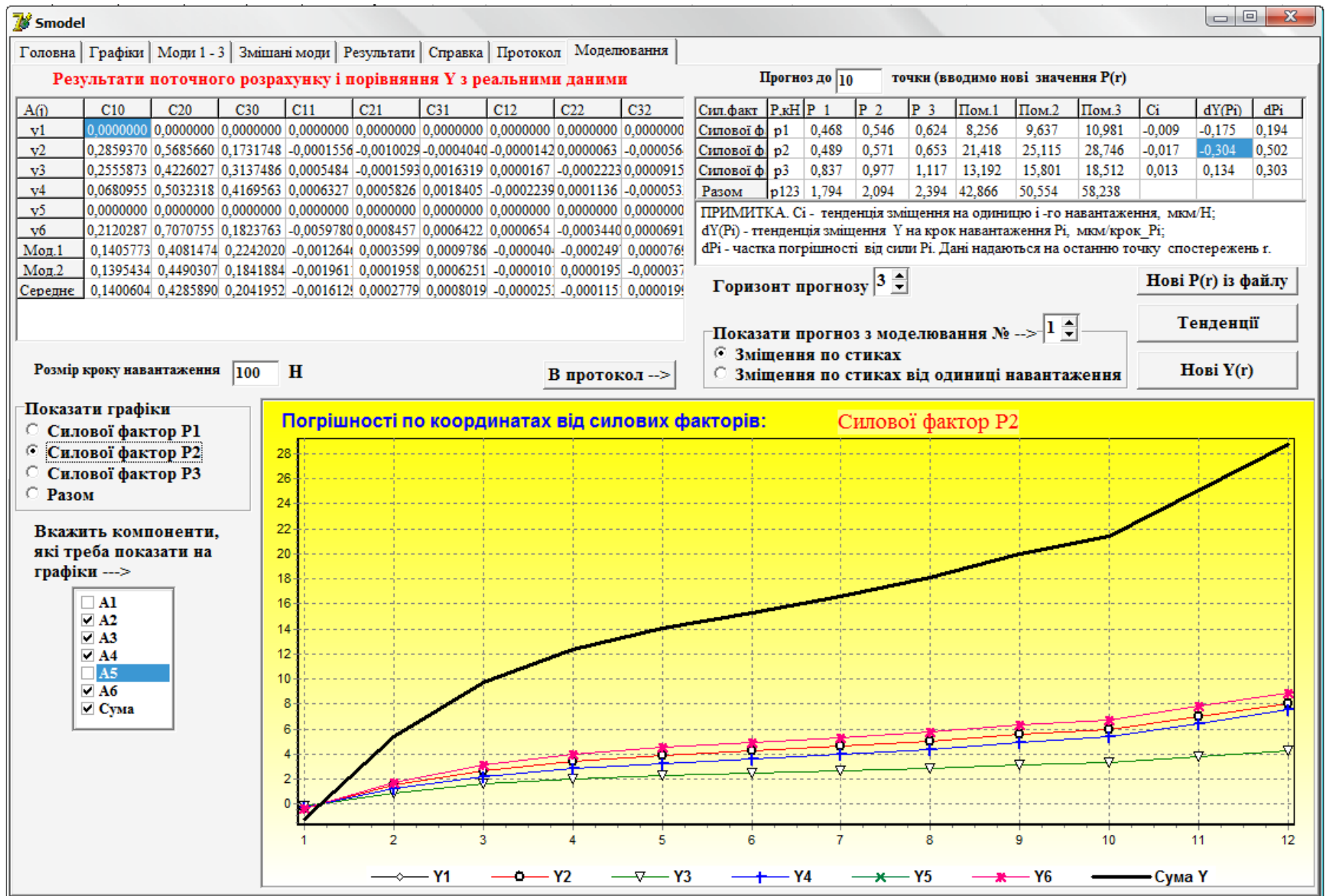
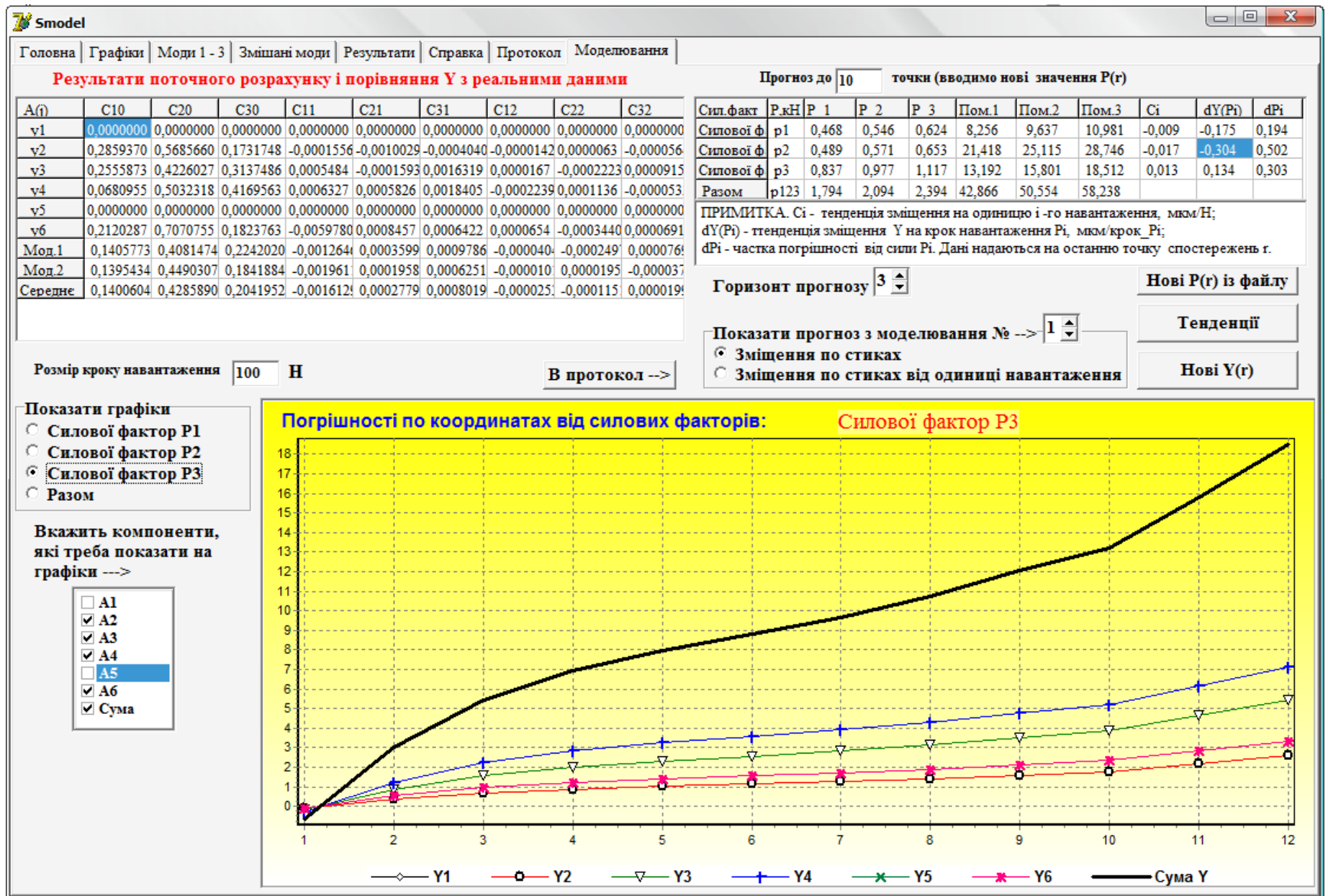


Рис. 3.16 – Вкладка «Моделювання» програми STYK з графіками для сили P_y

Рис. 3.17 – Вкладка «Моделювання» програми STYK з графіками для сили P_z

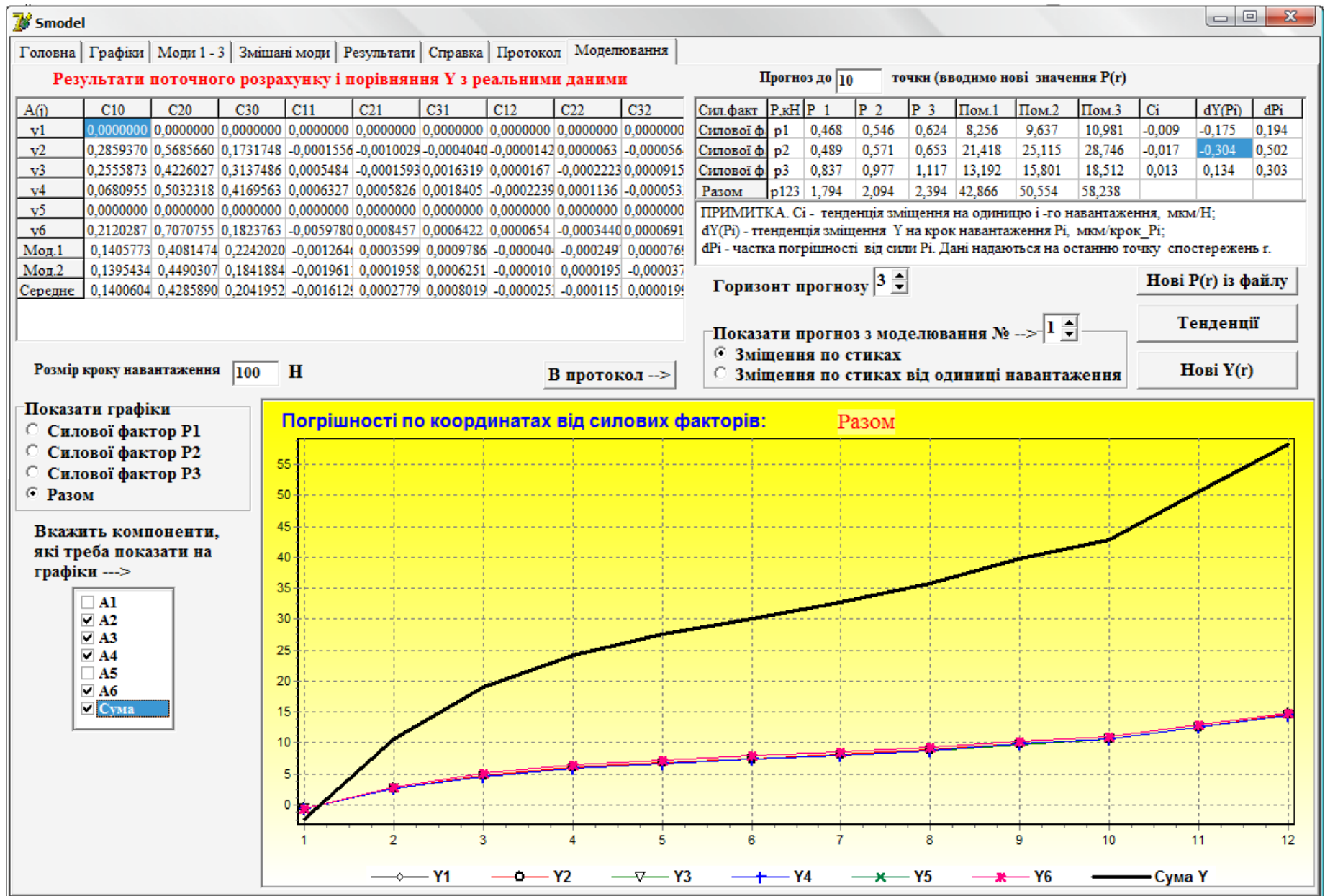


Рис. 3.18 – Вкладка «Моделювання» програми STYK з графіками для сумарної дії сил різання

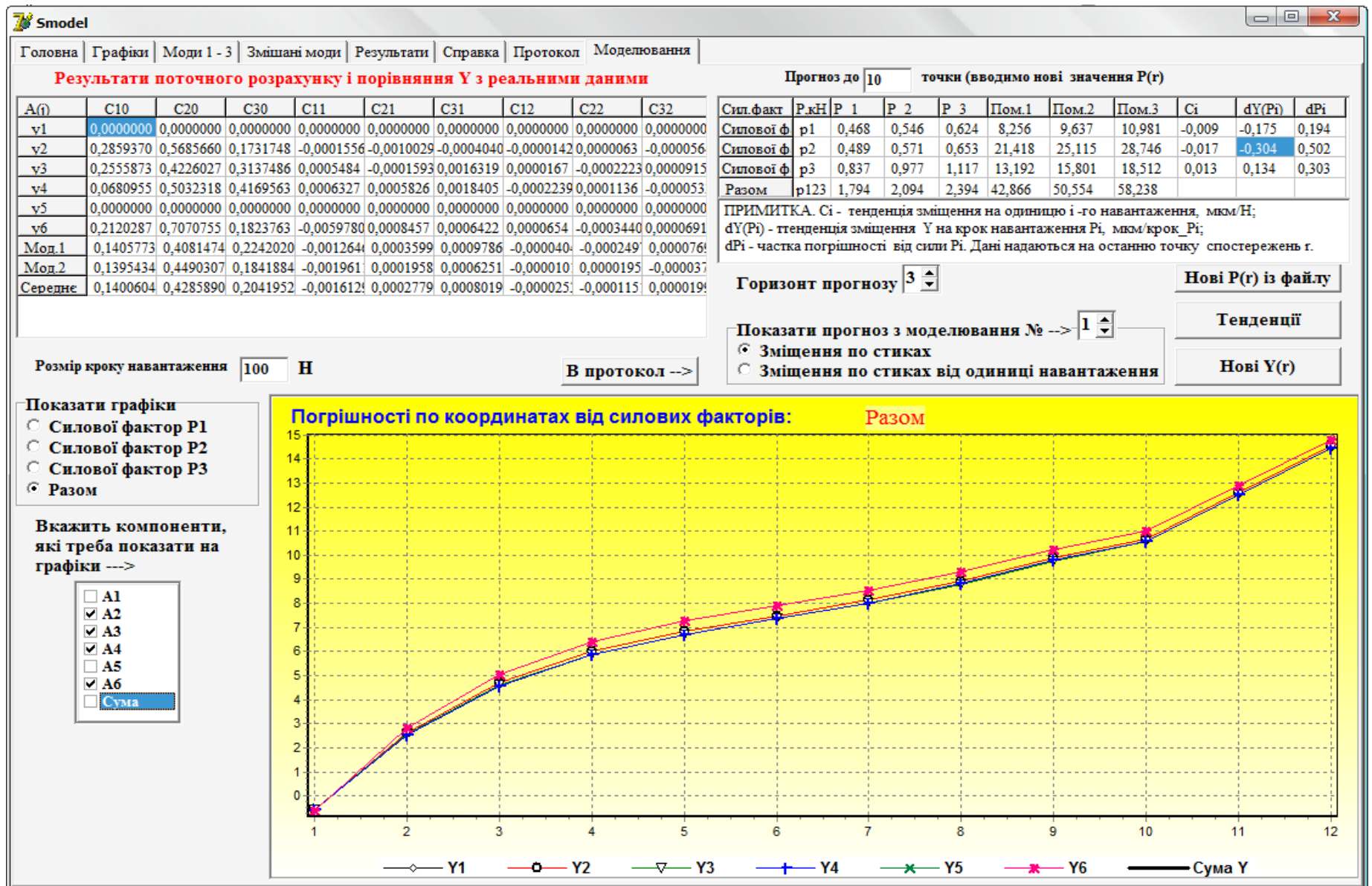


Рис. 3.19 – Графіки для сумарної дії сил різання без кривої «Сума»

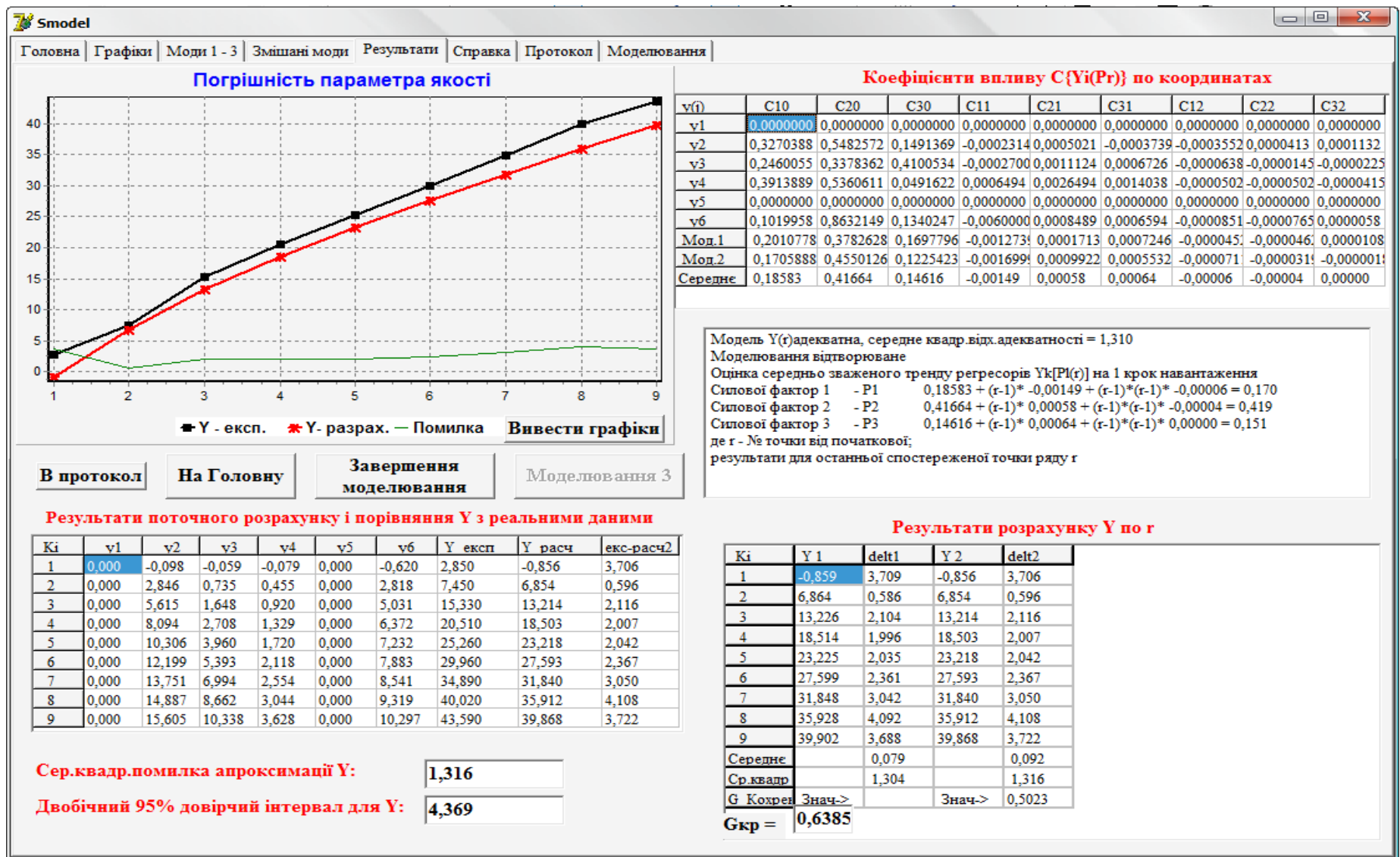


Рис. 3.20 – Вкладка «Результати» програми STYK для другої серії моделювання при сумарній похибці

$$Y = Y + \Delta Y, \text{ де } \Delta Y \text{ – знос у стикі має нормальний розподіл з параметрами } N(3; 0,5)$$

3.6 Висновки до розділу 3

Проведені дослідження деформаційних властивостей стику «направляючі каретки – горизонтальні напрямні станини» дали змогу зробити такі висновки:

1) запропонована методика визначення балансу зміщень елементів пружної системи забезпечує зручну та надійну ідентифікацію деформаційних характеристик стиків вузлів верстата;

2) розроблений програмний засіб STYK забезпечує достатню точність і достовірність результатів моделювання деформацій стиків;

3) використання принципу машинного моделювання дозволяє зменшити матеріальні витрати та скоротити час, необхідний для забезпечення технологічної надійності верстата в процесі його експлуатації;

4) для ідентифікації деформаційних властивостей і повільних у часі процесів достатньо провести виробничі випробування верстата з подальшою комп'ютерною обробкою результатів у програмі STYK;

5) методика дозволяє прогнозувати технологічну надійність верстата і його вузлів при довільній схемі обробки і оперативно вносити корективи в наладку верстата.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У сучасних умовах експлуатації металорізальних верстатів однією з ключових проблем є забезпечення стабільної точності обробки при наявності зносу, люфтів та змінних деформацій у стикових з'єднаннях вузлів. Навіть за задовільного стану основних механічних елементів саме стики часто визначають фактичну жорсткість пружної системи, рівень вібрацій та точнісну надійність верстата. Це зумовлює необхідність не лише констатувати факт втрати точності, а й кількісно оцінювати внесок окремих стиків у загальну похибку обробки та використовувати ці дані для корекції наладки й прогнозування ресурсу обладнання.

У магістерській роботі розглянуто вплив деформаційних властивостей стикових з'єднань вузлів металорізальних верстатів на точність обробки та технологічну надійність обладнання. Основну увагу приділено побудові балансу зміщень елементів пружної системи та реалізації цих підходів у вигляді програмного комплексу STYK.

У результаті виконання роботи отримано такі основні висновки:

1. Сформовано методичні підходи до оцінювання впливу стиків на якісні показники технологічної системи верстата та показано, що стикові з'єднання істотно впливають на фактичну жорсткість і точнісну надійність обладнання.

2. Розроблено математичну модель ідентифікації внеску окремих стиків у загальну похибку обробки для заданого технологічного процесу й методику визначення балансу зміщень елементів пружної системи.

3. Створено програмний комплекс STYK, який реалізує запропоновані моделі, забезпечує машинне моделювання деформацій стиків за результатами виробничих випробувань та візуалізацію внеску окремих стиків у похибку обробки.

4. Експериментально досліджено деформаційні властивості стику типу «направляючі каретки – горизонтальні напрямні станини» та підтверджено адекватність розроблених моделей і коректність роботи комплексу STYK шляхом порівняння розрахункових і експериментальних даних.

5. Показано, що використання машинного моделювання дає змогу зменшити обсяг натурних випробувань, витрати та час на забезпечення технологічної надійності верстата, зберігаючи необхідний рівень достовірності оцінки деформаційних характеристик стиків.

Рекомендації:

1. Рекомендується застосовувати програмний комплекс STYK у процесі наладки та діагностики металорізальних верстатів для оцінювання деформаційних характеристик стиків, кількісної оцінки їхнього внеску в похибку обробки та вибору раціональних схем різання.

2. Доцільно використовувати методику балансу зміщень для виявлення «слабких місць» у пружній системі верстата та обґрунтування рішень щодо регулювання, ремонту чи модернізації окремих стикових з'єднань.

3. Перспективним є подальший розвиток комплексу STYK для застосування на інших типах верстатів і інтеграції з системами моніторингу стану обладнання з метою оперативного контролю змін деформаційних властивостей стиків у процесі експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бойченко С. В. Пластичні мастила: властивості та якість: підручник / С. В. Бойченко, П. І. Топільницький, А. П. Пушак, О. О. Мікосянчик та ін. ; за заг. ред. С. В. Бойченка. – Київ : Центр учбової літератури, 2021. – 274 с.
2. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навч. посіб. для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХП», 2020. – 275 с.
3. Обертюх Р. Р. Триботехніка машинобудівної галузі : навч. посіб. [Електронний ресурс] / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – 2-ге вид., перероб. та доп. – Вінниця : ВНТУ, 2025. – 123 с.
4. Ткачук М. М. Контактна механіка тіл із урахуванням нелінійних властивостей поверхневих та проміжних шарів : монографія. – Вид. 2-ге. – Дніпро : Видавець Обдимко О. С., 2023. – 255 с
5. Четвержук Т. І. Вібродіагностика верстата з використанням мереж Байєса /О.Ф. Гордеєв, Р.М. Полінкевич, Н.Т. Зубовецька, Т.І. Четвержук. Наукові нотатки: міжвуз. зб. наук. праць.–Луцьк (2013): 62-70.
6. Четвержук Т.І. Сучасний рівень автоматизації проектування. Р.М. Полінкевич, Н.Т. Зубовецька, Т.І. Четвержук. Луцький НТУ Наукові нотатки. – 2015. – № 51 – с. 138-142.
7. Четвержук Т.І., Полінкевич Р.М., Зубовецька Н.Т. До питання впливу якості поверхневого шару на експлуатаційні характеристики вузлів верстатів. Наукові нотатки. – Випуск 59. – Луцьк, 2017. – С. 313 – 317.
8. Четвержук Т.І., Полінкевич, Р.М., Редько Р.Г., & Зубовецька Н.Т. Режимы работы системы ЧПУ верстата в процесі його експлуатації. Луцький НТУ, Наукові нотатки. – 2019. – № 66 – с. 373-377.

9. Drach I. Modeling Surface Structure of Tribotechnical Materials / I. Drach, M. Dykha, O. Babak, O. Kovtun // Problems of Tribology. – 2024. – Vol. 29, No. 1(111). – P. 16–24.
10. Fan Y. Dynamic modeling of sliding joints based on transversely isotropic virtual material and deep neural network / Y. Fan, W. Zhang, X. Li, J. Zhu, Z. Huang // Advances in Mechanical Engineering. – 2023. – Vol. 15, No. 11.
11. Gao X. Characterizing machine tool spatial stiffness and predicting accuracy / X. Gao, S. Lu, Y. Zhang, Y. Li // Advances in Mechanical Engineering. – 2024. – Vol. 16, No. 11.
12. Lăpușteanu M. A Review on Treating Tribological Problems with Fractals / M. Lăpușteanu, M. Ciurea, I. Ciurea // Lubricants. – 2022. – Vol. 10, No. 1. – P. 1–26.
13. Li H. Experimental Investigation of Dynamic Contact Stiffness and Damping in Mixed Lubrication for Machine Tool Sliding Guide Interfaces / H. Li, H. Dong, Y. Xi, Z. Gao, G. R. Gillich // Shock and Vibration. – 2025.
14. Li X. Effect of Force and Heat Coupling on Machined Surface Integrity of Titanium Alloy Thin-Walled Parts / X. Li [et al.] // Metals. – 2024. – Vol. 14, No. 5. – Art. 540.
15. Lin S.-Y. Structure Design Improvement and Stiffness Reinforcement of a Machine Tool Using Topology Optimization / S.-Y. Lin, G. Ouyang, M.-J. Tsai // Applied Sciences. – 2023. – Vol. 13, No. 2. – Art. 1053.
16. Liu G. Effect of Machined Surface Integrity on Fatigue Performance of Metal Workpiece: A Review / G. Liu, C. Huang, B. Zhao, W. Wang, S. Sun // Chinese Journal of Mechanical Engineering. – 2021. – Vol. 34, No. 1. – Art. 118.
17. Qiao G. An Identification Method of Dynamic Stiffness and Damping of Spindle Bearings with Double-Deck Spring–Mass Vibration Model / G. Qiao, S. Zeng, Z. Li [et al.] // Machines. – 2025. – Vol. 13, No. 1. – Art. 61.

18. Sun Y. Prediction of the normal contact stiffness between elastic rough surfaces with plastic deformation / Y. Sun, C. Wang, Y. Chen // *Journal of Vibration and Control*. – 2020.
19. Wang L. Geometric Accuracy Design of High-Performance CNC Machine Tools / L. Wang, H. Wu, J. Jiang // *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. – 2025.
20. Wang Y. Effect of machined surface integrity on fatigue resistance of aluminum–silicon alloy ZL109 / Y. Wang [et al.] // *Wear*. – 2023. – Vols. 470–471.
21. Xue P. A Novel Normal Contact Stiffness Model of Bi-Fractal Surface Joints / P. Xue, R. Zhu, H. Wang [et al.] // *Mathematics*. – 2024. – Vol. 12, No. 11. – Art. 1765.