

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Антоненко Яна Сергіївна

УДК 621.9.06-229.004

ДИССЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ ШЛЯХОМ
УПРАВЛІННЯ ПАРАМЕТРАМИ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ

Спеціальність 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти

Подається на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Я. С. Антоненко

Науковий керівник:
Ковальов Віктор Дмитрович,
доктор технічних наук,
професор

Краматорськ – 2019

АНОТАЦІЯ

Антоненко Я. С. Підвищення точності важких токарних верстатів шляхом управління параметрами несучої системи. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти. – Донбаська державна машинобудівна академія Міністерства освіти і науки України, Краматорськ, 2019.

У дисертаційній роботі визначена, науково обґрунтована і вирішена проблема підвищення точності оброблення великогабаритних деталей шляхом удосконалення конструкції несучої системи важких токарних верстатів з ЧПК підвищеної точності. Проаналізовано методи підвищення точності технологічної системи, структуру виникнення похибок при обробленні нежорстких деталей. Розроблено структурні та функціональні моделі керування точністю важкого верстата. Розроблена модель роботи несучої системи важкого токарного верстата з урахуванням пружних і теплових деформацій. Вперше розроблено методи керування точністю важкого токарного верстата зі зворотнім зв'язком за складовими несучої системи, прогнозованими відхиленнями, вимірними параметрами процесу оброблення. Розроблено метод компоновання станин важких токарних верстатів з системою сил, розподілених навантажень, що діють на верстат у процесі його роботи із забезпеченням мінімальних відхилень базових поверхонь і можливістю сприйняття підвищених навантажень від маси заготовки та сил різання. Запропоновано адаптивну систему керування, яка дозволяє компенсувати пружні деформації всіх елементів технологічної системи, що виникають під дією сил різання, а також теплові деформації, викликані зміною температури після початку процесу оброблення.

Результати роботи впроваджені при створенні важких токарних верстатів нового покоління, а також при модернізації важких токарних верстатів.

Розроблені та впроваджені рекомендації з проектування несучих систем важких токарних верстатів з ЧПК підвищеної точності. Розроблено рекомендації щодо підвищення конкурентоспроможності важких токарних верстатів.

Ключові слова: важкий токарний верстат, точність оброблення, несуча система, адаптивна система, похибки геометрії виробу.

АННОТАЦІЯ

Антоненко Я. С. Повышение точности тяжелых токарных станков путем управления параметрами несущей системы. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.03.01 – процессы механической обработки, станки и инструменты. – Донбасская государственная машиностроительная академия Министерства образования и науки Украины, Краматорск, 2019.

В диссертационной работе определена, научно обоснована и решена проблема повышения точности обработки крупногабаритных деталей путем усовершенствования конструкции несущей системы тяжелых токарных станков с ЧПК повышенной точности. Проанализированы методы повышения точности технологической системы, структура возникновения погрешностей при обработке нежестких деталей. Разработаны структурные и функциональные модели управления точностью тяжелого станка. Разработана модель работы несущей системы тяжелого токарного станка с учетом упругих и тепловых деформаций. Впервые разработаны методы управления точностью тяжелого токарного станка с обратной связью по составляющим несущей системы, прогнозируемыми отклонениями, измеренным параметрам процесса обработки. Разработан метод компоновки станин тяжелых токарных станков с системой сил, распределенных нагрузок, действующих на станок в процессе его работы с обеспечением минимальных отклонений базовых поверхностей и возможностью восприятия повышенных нагрузок от массы заготовки и сил резания. Предложена адаптивная

система управления, позволяющая компенсировать упругие деформации всех элементов технологической системы, возникающие под действием сил резания, а также тепловые деформации, вызванные изменением температуры после начала процесса обработки.

Результаты работы внедрены при создании тяжелых токарных станков нового поколения, а также при модернизации тяжелых токарных станков. Разработаны и внедрены рекомендации по проектированию несущих систем тяжелых токарных станков с ЧПК повышенной точности. Разработаны рекомендации по повышению конкурентоспособности тяжелых токарных станков.

Ключевые слова: тяжелый токарный станок, точность обработки, несущая система, адаптивная система, погрешности геометрии изделия.

SUMMARY

Antonenko Y.S. Increasing the accuracy of heavy lathes by controlling the parameters of the carrier system. – Exercising the rights of the manuscript.

The thesis for a Candidate of Technical Sciences degree in Engineering Science on specialty 05.03.01 – processes of Machining, machines and tools. – Donbass State Machine-Building Academy of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kramatorsk, 2019.

In the thesis, the problem of increasing the accuracy of machining large-sized parts was determined and scientifically justified and solved by improving the design of the carrier system of heavy CNC lathe of increased accuracy. There were analyzed the methods for increasing the accuracy of the technological system, the structure of the appearance of errors in the processing of nonrigid details. Structural and functional models for controlling the accuracy of a heavy machine tool were developed. There was developed a model for the operation of a carrier system of heavy lathe, taking into account elastic and thermal deformations. The methods of controlling the accuracy of a heavy lathe with feedback on the components of the carrier system, the predicted

deviations, the measured parameters of the machining process were developed for the first time. There was developed a method for assembling the frames of heavy lathes with a system of forces, distributed loads acting on the machine in the process of its operation, ensuring minimum deviations of the base surfaces and the possibility of perceiving increased loads from the mass of the workpiece and cutting forces. An adaptive control system that allows to compensate the elastic deformations of all elements of the technological system that arise under the influence of cutting forces, as well as thermal deformations caused by temperature changes after the start of the machining process was proposed.

The results of the work were implemented in the development of heavy lathes of the new generation, as well as in the modernization of heavy lathes. Recommendations for the design of carrier systems of heavy lathes with CNC of increased accuracy have been developed and implemented. The recommendations for increasing the competitiveness of heavy lathes have been developed.

Keywords: heavy lathe, accuracy of machining, carrier system, mechatronic adaptive system, geometric errors of parts.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Монографії

1 Viktor D. Kovalov, Yana S. Antonenko, Vladislav M. Nesterenko. Increase the accuracy of heavy lathes by controlling the parameters of the carrier system: collective monograph/ Edited by Predrag Dašić. Vrnjačka Banja, 2018. Pp. 120–143. ISBN 978-86-6075-065-7. *(Надано рекомендації щодо проектування та модернізації станин важких токарних верстатів).*

Публікації у фахових виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз даних

2 Kovalev V., Vasilchenko Y., Gakov S., Kurilenko Y. Trends of adaptive control of accuracy of the technological system on the basis of heavy machine-tools. *International Conference «ICQME 2007»*. Budva, Montenegro, 2007. Pp. 263–275.

(Запропоновано засоби адаптивного керування точністю по відхиленням елементів несучої системи і похибок готової деталі).

3 Kovalov V., Antonenko Y., Dašić P. Method of Structural Design of Heavy Machine Tools. *Interdisciplinarity in Engineering, INTER-ENG 2015: 9th International Conference*, 8–9 October, 2015. Tirgu-Mures, Romania. Pp. 146–152. *(Розроблено методику компонування станин важких верстатів з системою сил, розподілених навантажень).*

Публікації у фахових виданнях

4 Ковалев В. Д., Куриленко Я. С. Исследование направляющих жидкостного трения для тяжелых расточных станков. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*: зб. наук. праць. Краматорськ, 2004. Вип. 15. С. 90–99. *(Надано рекомендації до розрахунку і проектування гідростатичних напрямних).*

5 Ковалёв В. Д., Пономаренко А. В., Куриленко Я. С. Исследование эксплуатационных характеристик гидростатических опорных узлов для тяжелых станков. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*: зб. наук. праць. Краматорськ – Київ, 2006. Вып. № 19. С. 130–137. *(Наведено розрахунок модернізації важкого верстата з використанням гідростатичних напрямних).*

6 Ковалёв В. Д., Куриленко Я. С. Пути повышения точности тяжелых станков с ЧПК. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем* : зб. наук. праць. Краматорськ, 2006. Вип. 20. С. 98–102. *(Розроблено методи керування точністю важкого токарного верстата зі зворотнім зв'язком).*

7 Ковалев В. Д., Гаков С. О., Антоненко Я. С. Розробка та дослідження алгоритмів визначення видів зношення колісних пар на основі від'ємності геометрії поверхні колеса від вихідного. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*: зб. наук. праць. Краматорськ, 2009. Вип. № 25. С. 65–72. *(Складено алгоритм визначення геометричної моделі припуску та траєкторії робочого руху).*

8 Антоненко Я. С. Методы уменьшения погрешностей, возникающих в процессе обработки на тяжеломтокарном станке. *Теория и практика в машиностроении - 2014г.*: сб. науч. трудов. Ирбит, 2014. (*Запропоновано методи статичної та динамічної коррекції похибок*).

9 Антоненко Я. С., Ковалев В. Д., Линкевич С. А. Исследование влияния многокоординатной упругой системы станка на жесткость технологической системы. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*: зб. наук. праць. Краматорськ, 2013. Вип. № 32. С. 145–149. (*Розроблено метод дослідження точності станин важких токарних верстатів за допомогою математичного моделювання*).

10 Ковалев В. Д., Антоненко Я. С. Исследование жесткости станин тяжелых токарных станин. *Вісник СевНТУ. Машиноприладобудування та транспорт*. 2013. Вип. 139. С. 105–110. (*Проаналізовано результати натурних випробувань литої станини та результати моделювання станини зварної конструкції*).

11 Антоненко Я. С., Ковалев В. Д., Мельник М. С. Структура погрешностей тяжелого токарного станка. *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*: зб. наук. праць. Краматорськ, 2013. Вип. № 33. С. 16–19. (*Проаналізовано домінуючі фактори впливу різних видів похибок на точність при обробленні на важких токарних верстатах*).

12 Ковальов В. Д., Антоненко Я. С. Підвищення працездатності важких токарних верстатів з урахуванням збереження точності. *Прогресивні технології в машинобудуванні*: матеріали III Всеукраїнської науково-технічної конференції 2–6 лютого 2015р. Львів, 2015. С. 53–55. (*Розроблено конструкцію станини важкого токарного верстата підвищеної точності*).

13 Ковальов В. Д., Антоненко Я. С., Виганяйло Б. Ю. Натурні випробування крутної жорсткості станин важких токарних верстатів. *Вісник НТУ «ХП»*. *Технологія в машинобудуванні*. Харків, 2017. 26 (1248). С. 94–98. (*Проведено дослідження крутної жорсткості станин важких токарних верстатів на натурних зразках*).

14 Антоненко Я. С. Натурні випробування жорсткості станин важких токарних верстатів. *Наукові нотатки* : міжвузівський збірник. Луцьк, 2017. Вип.

№ 60. С. 36–42. (*Проведено експериментальні дослідження станин важких токарних верстатів при прогинанні їх під власною вагою та вижиманні двома башмаками*).

15 Мельник М. С., Антоненко Я. С. Дослідницький комплекс для контролю якості зварних станин важких верстатів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Технології в машинобудуванні*. № 34 (1310). 2018. С. 21–28. (*Запропоновано технологічні заходи з усунення у станини важкого верстата станів втрати статичної стійкості*).

Опубліковані праці апробаційного характеру

16 Ковалев В. Д., Куриленко Я. С. Система управління точністю тяжелых станков с ЧПК на основе динамической коррекции траекторий формообразующих движений. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: тезиси докладов 5-й Международной научно-технической конференции*. Краматорск, 2007. С. 61–62.

17 Пономаренко О. В., Антоненко Я. С., Ковальов В. Д. Шляхи підвищення працездатності верстатного обладнання з опорами рідинного тертя. *Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: матеріали дев'ятої Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції*. Запоріжжя, 2009. С. 102–104.

18 Антоненко Я. С., Ковалев В. Д., Линкевич С. А. Жесткость несущей системы при прогнозировании точности обработки. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: матеріали 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції / за заг. ред. В. Д. Ковальова*. Краматорськ, 2013. С. 20.

19 Антоненко Я. С. Повышение точности обработки крупногабаритных нежестких деталей за счет адаптивного управления формообразующими движениями станков. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: матеріали 12-ї Міжнародної науково-технічної конференції 23–24 вересня 2014 р.* / за заг. ред. В. Д. Ковальова. Краматорськ, 2014.

20 Антоненко Я. С. Ковалев В. Д. Повышение точности обработки крупногабаритных нежестких деталей за счет управления точностью

технологической системы тяжелых станков. *Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї - наука - виробництво* : тези доповідей XIV Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції, 27–31 жовтня 2014 р. / відп. за вип. В. О. Залога. Суми, 2014. С. 5–6.

21 Антоненко Я. С., Ковалев В. Д., Любович И. В., Попов А. Анализ факторов влияния различных видов погрешностей на точность при обработке на тяжелых токарных станках. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку*: матеріали 12-ї Міжнародної науково-технічної конференції 2–4 червня 2014 р. / за заг. ред. В. Д. Ковальова. Краматорськ, 2014. С. 20. 100 с.

22 Антоненко Я. С. Моделирование формообразующих движений токарного станка. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку*: матеріали 13-ї Міжнародної науково-технічної конференції 2–4 червня 2015 р. / за заг. ред. В. Д. Ковальова. Краматорськ, 2015. 100 с.

23 Ковальов В. Д., Антоненко Я. С. Перехід від простору технологічних параметрів до траєкторій формоутворюючих рухів з метою забезпечення заданої геометричної точності важкого токарного верстата. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції, присвяченої пам'яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка С. Г.* (Україна, м. Тернопіль, 11–12 травня 2017 р.). Тернопіль, 2017. С. 12–13.

24 Ковальов В. Д., Антоненко Я. С. Проектування важких верстатів з урахуванням результатів експериментальних натурних досліджень. *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво*: тези доповіді на XVII Всеукраїнській науково-практичній конференції, 1–3 листопада 2017 р. Чернігів – Краматорськ, 2017.

ЗМІСТ

| | |
|---|-----|
| ВСТУП..... | 12 |
| РОЗДІЛ 1. МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ПРИ ОБРОБЛЕННІ НА ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ. | 18 |
| 1.1 Структура виникнення похибок при обробенні великогабаритних деталей на важких верстатах..... | 20 |
| 1.2 Методи моделювання технологічних систем..... | 25 |
| 1.3 Методи підвищення точності технологічних систем при автоматичному й адаптивному керуванні | 32 |
| Висновки до розділу 1. | 41 |
| РОЗДІЛ 2. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ | 43 |
| 2.1 Загальна методика досліджень | 43 |
| 2.2 Методи теоретичних досліджень і моделювання несучої системи | 44 |
| 2.3 Методика експериментальних досліджень параметрів несучих систем. | 74 |
| Висновки до розділу 2 | 88 |
| РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ | 89 |
| 3.1 Методи зменшення похибок при обробленні на важких токарних верстатах..... | 89 |
| 3.2 Структура проектування несучої системи важкого верстата | 100 |
| 3.3 Методи автоматичного керування | 103 |
| 3.4 Оцінювання точності результатів тривимірного моделювання у порівнянні з експериментальними результатами. | 106 |
| Висновки до розділу 3 | 111 |
| РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ | 112 |
| 4.1 Експериментальні дослідження станини важкого токарного верстата при розтисканні «врозпір»..... | 112 |

| | |
|--|------------|
| 4.2 Експериментальні дослідження прогинання станини важкого токарного верстата при її навантаженні..... | 117 |
| 4.3 Експериментальні дослідження крутної жорсткості станини важких токарних верстатів | 119 |
| 4.4 Експериментальне порівняння характеристик станин зварної та литої конструкцій | 125 |
| 4.5 Дослідження натурних зразків станин важких токарних верстатів..... | 129 |
| Висновки до розділу 4 | 148 |
| РОЗДІЛ 5. ВПРОВАДЖЕННЯ ТА НАТУРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ. ШЛЯХИ ПОДАЛЬШОГО ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ | 149 |
| 5.1 Несуча система верстата 1К675Ф3..... | 149 |
| 5.1.1 Загальна компоновка і особливості верстата..... | 152 |
| 5.1.2 Короткий опис основних частин верстата..... | 152 |
| 5.2 Твердотільне моделювання несучої системи з раціоналізацією конструкції | 154 |
| 5.3 Натурні дослідження станини з раціоналізацією конструкції важкого токарного верстата 1К675Ф3. | 176 |
| 5.4 Адаптивна система керування відхиленнями виробу з урахуванням геометричних відхилень несучої системи та температурних деформацій..... | 183 |
| Висновки до розділу 5 | 193 |
| ВИСНОВКИ..... | 194 |
| ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ | 197 |
| ДОДАТОК А..... | 207 |

ВСТУП

Актуальність теми. Одним із найголовніших завдань машинобудування у наш час є випереджувальне зростання таких перспективних галузей, як важке верстатобудування, приладобудування, енергетична, електротехнічна, електронна промисловість. Розвиток цих галузей можливий за умови забезпечення підприємств сучасними конкурентоспроможними машинами, підвищенням темпів оновлення обладнання, зростанням його якості та надійності, внаслідок чого підвищуються вимоги до машин, зростає точність їх виготовлення. Базовою галуззю машинобудування є верстатобудування, що зорієнтовано в сферах з розвинутим машинобудуванням, науково-дослідною і конструкторською базами. Важкі верстати виробляються в Україні та, враховуючи їх достатньо велику вартість, якість проектування і експлуатації важких верстатів, мають дуже велике значення.

Підвищення точності та продуктивності важких токарних верстатів являє собою комплексну і найбільш важливу проблему в досягненні якості нової продукції. Нарощування якості обладнання на стадіях проектування і виготовлення досягається за рахунок вдосконалення методів розрахунків конструкцій, використання прогресивних технологій оброблення та монтажу деталей і вузлів, у результаті чого забезпечується зростання показників жорсткості важкого верстата, вібростійкості та точності взаємного розташування виконавчих органів.

Найбільш перспективним напрямком підвищення характеристик точності важких токарних верстатів є впровадження систем адаптивного управління, для розвитку якого у сучасному виробництві відкрито широкі можливості завдяки розвитку систем ЧПК. При побудові програм ЧПК потрібно врахувати реальну динамічну структуру верстата і її вплив на траєкторії формотвірних рухів, оскільки при цьому виникає необхідність аналізу безлічі чинників, таких як зміна жорсткості заготовки, вплив параметрів несучої системи верстата, температура і явища, пов'язані з нею. Несуча система верстата утворюється сукупністю елементів верстата, через які замикаються сили, що виникають між інструментом

і заготівкою у процесі різання. У балансі точності оброблення на важких токарних верстатах пружні деформації несучої системи відіграють важливу роль, при цьому питання зниження металоємності залишається актуальним, оскільки елементи несучої системи ваги складають до 80% від ваги верстата. У зв'язку з їх специфічними складними формами, а також високими вимогами точності важких верстатів, несучі системи мають забезпечувати і зберігати протягом терміну служби верстата можливість оброблення із заданими режимами і необхідною точністю.

Таким чином, розроблення методів управління параметрами несучої системи важких токарних верстатів є актуальним науково-технічним завданням, вирішення якого дозволить підвищити точність оброблення великогабаритних деталей при одночасному забезпеченні умов зниження металоємності.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана у відповідності з науковою тематикою кафедри «Металорізальні верстати та інструменти» Донбаської державної машинобудівної академії Дк-03-2001 «Підвищення якості та ефективності верстатного обладнання та різального інструменту для важкого машинобудування» (№0102U001664); Д-04-2004 «Розробка системи управління якістю роботи важких верстатів та інструментів» (№0104U004038); Д-06-07 «Розробка інтегрального комплексу оптимального управління адаптивною технологічною системою важких верстатів» (№0107U001306); Дк-08-04 «Удосконалювання технологічного середовища для автоматизованого виробництва продукції важкого машинобудування» (№0105U002445); Д-06-2007 «Розробка інтегрального комплексу оптимального управління адаптивною технологічною системою важких верстатів» (0107U001306); Дк-02-2009 «Підвищення якості верстато-інструментальних систем для автоматизованого виробництва в умовах важкого машинобудування» з 01.01.2009 по 31.12.2013р. Д-05-2009 «Розробка інформаційних технологій для систем адаптивного управління процесом механічної обробки деталей на важких верстатах» (0109U002669); Д-03-2011 «Оперативна оптимізація процесів різання для систем адаптивного управління важкими верстатами нового покоління» (0111U000884); Д-03-2013 «Розробка технологічних систем для екологічно

ефективної обробки деталей енергетики на базі адаптивних багатоцільових важких верстатів» (0113U000607); Дк-01-2014 «Підвищення надійності та продуктивності комп'ютеризованих мехатронних верстатів інструментальних систем важкого машинобудування» (0114U002757); Д-03-2015 «Управління процесами механічної обробки деталей вітроенергетики з нових важкооброблюваних матеріалів на важких верстатах» (0115U003124); Д-03-2017 «Підвищення ефективності виготовлення виробів оборонного та енергетичного призначення шляхом створення високотехнологічних мехатронних верстатострументальних систем» (0117U001165).

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є підвищення точності важких токарних верстатів за рахунок забезпечення жорсткості й управління параметрами несучої системи при мінімально можливій масі.

Досягнення мети здійснюється за рахунок виконання таких завдань:

1 Проаналізувати методи підвищення точності технологічної системи, структуру виникнення похибок при обробленні великогабаритних деталей; методи моделювання несучих систем верстатів; існуючі види автоматичного і адаптивного керування;

2 Розробити структурні та функціональні моделі керування точністю важкого верстата, математичні моделі роботи адаптивної системи на базі важкого токарного верстата для оброблення великогабаритних деталей;

3 Розробити методи створення конструкцій станин важких токарних верстатів, провести параметричний синтез й аналіз їх експлуатаційних характеристик;

4 Створити методи компенсації похибок й адаптивного керування точністю формотвірних рухів верстата;

5. Провести експериментальні дослідження розроблених систем керування точністю;

6 Впровадити у виробництво і провести натурні виробничі дослідження систем керування точністю на важких токарних верстатах.

Об'єкт дослідження – забезпечення точності несучої системи важкого токарного верстата.

Предмет дослідження – закономірності забезпечення жорсткості та керування параметрами несучої системи важкого верстата для забезпечення високої працездатності.

Методи досліджень. Методологічною основою роботи є комплексний підхід до вивчення процесу оброблення деталей на важких верстатах, їх умов і особливостей, закономірностей процесів.

Теоретичні дослідження проводилися на базі основних положень і методів теорії різання металів, технології машинобудування, механіки твердого тіла, теорії пружності, теорії математичного і фізичного моделювання з використанням методів обчислювальної математики. Для розроблення математичних моделей використовувалися результати досліджень динамічних характеристик важких верстатів, проведених автором й іншими дослідниками.

Дослідження об'єктів і систем керування проводилось експериментальними методами на основі теорій визначення жорсткості та міцності базових деталей важких верстатів з використанням методик натурних випробувань у виробничих умовах.

Широко використовувалися можливості сучасних ПЕОМ.

Наукова новизна одержаних результатів

1 Вперше розроблено методи керування точністю важкого токарного верстата зі зворотнім зв'язком: методом вимірювання похибок деталі; за рахунок моделювання деформації деталі; за рахунок моделювання похибок технологічної системи; із застосуванням адаптивної комплексної системи.

2 Отримали подальше розвинення математичні моделі роботи великогабаритних несучих систем з урахуванням типу та граничних силових, температурних навантажень.

3 Вдосконалено засоби адаптивного керування точністю по відхиленням елементів несучої системи і похибок готової деталі.

4 Розроблено метод компонування станин важких токарних верстатів з системою сил, розподілених навантажень, що діють на верстат у процесі його роботи з забезпеченням мінімальних відхилень базових поверхонь і можливістю сприйняття підвищених навантажень від маси заготовки та сил різання.

Практичне значення роботи

1 Розроблено методи проектування несучих систем важких токарних верстатів з урахуванням характеру навантаження.

2 Отримані порівняльні результати працездатності станин важких токарних верстатів литої та зварної конструкції.

3 Запропоновано схеми і конструкцію адаптивних елементів керування геометричною точністю технологічних систем.

4 Розроблено рекомендації з проектування несучої системи важкого токарного верстатного обладнання з ЧПК підвищеної точності.

5 Розроблено рекомендації щодо підвищення конкурентоспроможності важких токарних верстатів. Отримано результати розрахунків елементів несучої системи роботи верстатів при підвищених робочих навантаженнях з забезпеченням необхідної жорсткості.

Реалізація результатів роботи. На підставі результатів досліджень цієї роботи розроблені та впроваджені у виробництво методика керування точністю важкого токарного верстата складових несучої системи, прогнозованими відхиленнями, вимірюваними параметрами процесу оброблення. Результати роботи впроваджені при створенні важких токарних верстатів нового покоління, що випускаються ПрАТ «Краматорський завод важкого верстатобудування», розроблені та впроваджені методи проектування несучих систем важких токарних верстатів з урахуванням типового характеру навантаження. Економічний ефект від впровадження їх у розрахунку на 1 верстат становить 84 тис. грн. Результати роботи впроваджені також при реконструкції важких токарних верстатів на ТОВ «Важстанкосервіс» з економічним ефектом 31 тис. грн на 1 важкий токарний верстат. Результати використовуються у навчальному процесі у ДДМА.

Апробація результатів роботи. Основні положення і результати роботи доповідалися та обговорювалися на понад 15 наукових конференціях і семінарах, у тому числі на міжнародних: у Чорногорії, м. Будва (2nd International Conference ICQME) –2007; Сербії, м. Врнячка Баня (9th International Conference «RADMI») – 2015, м. Запоріжжі (Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: дев'ята Всеукраїнська молодіжна науково-технічна

конференція – 2009); м. Суми, («Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво» – 2014), м. Львові («Прогресивні технології в машинобудуванні» – 2015); м. Тернопіль («Всеукраїнська науково-практична конференція, присвячена пам'яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, д. т. н., професора Нагорняка С. Г.» – 2017, м. Чернігів (XVII Всеукраїнська науково-практична конференції «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука-виробництво» – 2017), м. Краматорську («Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» – 2006–2017.

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковано у 24 друкованих роботах, з них – 14 статей у виданнях, рекомендованих ВАК України (2 особисто), 2 статті у виданнях іноземних держав, 1 монографія, 9 тез доповідей у збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг роботи. Робота складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, додатку і переліку використаних літературних джерел. Основний текст роботи містить 151 сторінку, 136 рисунків і 6 таблиць. Перелік літературних посилань містить 115 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 210 с.

РОЗДІЛ 1

МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ПРИ ОБРОБЛЕННІ НА ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

Точність верстатів є одним з основних показників якості. Стрімке вдосконалення техніки, підвищення швидкохідності та точності машин, апаратів і приладів поряд з вимогами зростання їх надійності вимагають випереджувального підвищення точності металорізальних верстатів. Завдання підвищення точності металорізального обладнання почали формулюватися з моменту зародження вчення про різанні металів і їх успішне вирішення на тій чи іншій стадії розвитку машинобудування у значній мірі визначилися успіхами у сфері теорії різання металів, верстатобудування, інструментального виробництва, автоматизації процесів проектування і оброблення, а також завдяки створенню різних керувальних систем. Точність металорізальних верстатів виражається в їх здатності забезпечувати у готових деталей задану точність розмірів, форми і взаємного розташування оброблених поверхонь, а також хвилястість і шорсткість, при цьому ці показники мають бути стабільними у заданих межах протягом терміну експлуатації.

Загальні питання проектування важких верстатів і точності технологічних систем аналізували А. П. Соколовський, Д. Н. Решетов і В. П. Портман, В. С. Корсаков, М. Г. Косов, О. О. Клочко, В. Д. Ковальов, В. О. Кудінов, Ю. М. Кузнєцов, І. В. Луців, В. Б. Струтинський і багато інших вчених.

Питання точносної надійності розглянули у своїх роботах А. С. Проніков, А. В. Пуш, А. М. Дальський, В. К. Кирилов, Н. М. Султан-заде й ін.

Значний внесок у вирішення актуальних проблем процесів токарного оброблення зробили вітчизняні вчені Ю. М. Внуков, А. І. Грабченко, В. О. Залого, В. О. Остаф'єв, І. Є. Грицай, Ю. В. Петраков, Н. С. Равська, П. Р. Родін, Г. П. Клименко, С. А. Клименко, Є. В. Мироненко, Я. В. Васильченко й інші.

Аналіз наукових робіт зазначених дослідників дозволив зробити такі висновки:

1. Зі зменшенням допуску на оброблення деталей на токарному верстаті з ЧПК частка похибки, обумовлена геометричною неточністю верстата, а також його кінематичними похибками є визначальною;

2. На точність оброблення виробів на токарному верстаті з ЧПК впливають геометрична неточність верстата, а також його кінематичні похибки, складовою якої є помилки датчика положення, помилки, викликані зміщенням нуля елементів електронних схем, моментна помилка; нелінійності, що входять у замкнутий контур слідкувального приводу; точність відпрацювання контуру при різких змінах вхідних впливів; похибки, обумовлені функцією передавання системи керування; похибки системи ЧПК й інші;

3. Підвищення точності оброблення деталей на токарному верстаті з ЧПК можливо за рахунок застосування таких методів, як настроювання верстатних параметрів системи ЧПК, раціоналізація конструкції несучої системи верстата, використання комбінованих систем приводів подач; створення адаптивної системи й інших.

Оброблення деталей на металорізальному обладнанні на сьогоднішній день у більшості робіт розглядається як процес, що складається з трьох етапів, які виконуються послідовно у часі: встановлення деталі, статичне налаштування елементів розмірних і кінематичних ланцюгів, динамічне налаштування розмірних і кінематичних ланцюгів. При виконанні кожного етапу виникають систематичні та випадкові похибки розмірів і поворотів, які у результаті підсумовування і часткового компенсування один одного дають результувальну похибку, яка проявляється у вигляді відхилень різних характеристик якості деталей. Для отримання правильної геометричної форми потрібно компенсувати не тільки коливання зусилля різання, викликані мінливістю припуску і твердості заготовки, але й пружні віджимання по довжині оброблюваної заготовки, пов'язані зі зміною податливості технологічної системи [11; 16].

Серед шляхів підвищення точності верстатного обладнання, що існують у наш час, можна виділити три основні напрями. Перший (класичний) полягає у тому, що для отримання необхідної точності оброблення на верстаті доводиться підвищувати до необхідного рівня точність виготовлення вузлів самого верстата,

причому вона, як правило, має бути на порядок вище необхідної точності оброблення [42; 65].

Другий напрямок являє собою сукупність різноманітних оригінальних конструктивних рішень і технологічних прийомів, що дозволяють у певних умовах домогтися високої точності оброблення при невисокій точності обладнання [68; 69].

Найбільш перспективним у наш час є третій напрям: створення адаптивних систем автоматичного керування [1; 23; 35; 36; 67; 70]. Принцип адаптивності полягає в отриманні інформації про параметри технологічного процесу і зовнішні збуджувальні фактори за допомогою сукупності датчиків і подальшому застосуванні цієї інформації для адекватного втручання у хід технологічного процесу.

З точки зору впровадження систем адаптивного керування існує два напрямки підвищення характеристик точності:

- автоматичне керування елементами пружних систем металорізальних верстатів, тобто адаптації несучих систем до мінливих умов функціонування;
- автоматичне керування процесом механічного оброблення з урахуванням похибки оброблюваного виробу.

У цій роботі пропонується методика підвищення точності важких токарних верстатів з урахуванням обох напрямків.

1.1 Структура виникнення похибок при обробленні великогабаритних деталей на важких верстатах

Знижена жорсткість і значні маси рухомих вузлів, що ускладнюють вимір деяких величин, складна картина нерівномірного розподілу жорсткості й температури несучих конструкцій з різних напрямків, переважання вагових навантажень над силами різання, особливості застосовуваного інструменту і режимів різання – все це визначає особливості динамічних властивостей важких верстатів [25; 45; 54; 74; 77; 103]. Проблема динамічних похибок набуває важливе значення зі зростанням габаритів, маси і зі зниженням жорсткості елементів

несучих конструкцій і рухомих вузлів верстата [18]. Ця проблема особливо актуальна для сучасних важких токарних верстатів підвищеної точності, оснащених системою ЧПК [43; 44; 47] (рис.1.1) і різного роду системами адаптивного керування, оскільки у зазначеному випадку динамічна похибка робить істотний внесок у похибку контуру обробленого виробу.

Несуча система верстата утворюється сукупністю елементів верстата, через які замикаються сили, що виникають між інструментом і заготовкою у процесі різання [14]. До елементів несучої системи належать станини, супорт, задня, передня бабки.

Несучі системи верстатів повинні забезпечувати і зберігати протягом терміну служби верстата можливість оброблення із заданими режимами і необхідною точністю [110; 111]. Виходячи з цього основними критеріями працездатності несучої системи є жорсткість, а також вібростійкість у сенсі забезпечення можливості стійкої роботи верстата при заданих режимах і обмеженні рівня амплітуд вимушених коливань допустимими межами [107; 109; 112].



Рисунок 1.1 – Особливості конструкції важких токарних верстатів

До основних, характерних для верстатобудування, питань жорсткості [13; 29; 65; 83; 103] відносять контактну жорсткість у зв'язку із високою потрібною точністю та наявністю багатьох рухомих незатягнутих стиків і жорсткість несучих систем у зв'язку з їх специфічними складними формами, а також високими вимогами точності.

Елементи несучої системи стосовно ваги складають 80% від ваги верстата, тому економія металу у верстатобудуванні найбільш ефективна у напрямі зниження ваги саме цих деталей, і питання розрахунку й оптимального конструювання несучих систем [6; 7; 29-32; 41] мають першорядне значення.

Станини [19; 20; 97] поділяються таки чином:

- прості горизонтальні з однією системою напрямних;
- прості вертикальні з однією системою напрямних;
- станина – основа з круговими напрямними;
- складні з декількома системами напрямних;
- станини порталні.

На рис. 1.2 [48] наведено деякі характеристики важких токарних верстатів і їх станин. Прийнято розрізняти дві групи похибок форми поверхонь при обробленні на важких верстатах [87; 92; 101]: похибки розміру (діаметра і поздовжніх розмірів) і похибки форми поверхні (рис. 1.3).

| Модель | Найбільший діаметр обробки над станиною мм | Відстань між центрами | Найбільше зусилля різання одним супортом кп | Кількість супортів | Маса верстата (без електрообладнання) т. | Найбільша маса оброблюваного виробу т. | Параметри верстата | | | | |
|--------|--|-----------------------|---|--------------------|--|--|--------------------|------|-------------------|------|---------|
| | | | | | | | маса т. | B мм | B ₁ мм | H мм | длина м |
| 1A660 | 1250 | 6300 | 100 | 1 | 35,0 | 25,0 | 12,6 | 1260 | 1140 | 680 | 10,5 |
| 1A665 | 1600 | 8000 | 120 | 2 | 51,0 | 40,0 | 22,3 | 1850 | 1730 | 620 | 12,5 |
| 1A670 | 2000 | 10000 | 125 | 2 | 102,0 | 63 | 40,4 | 2240 | 1940 | 710 | 15,9 |
| 1A675 | 2500 | 12500 | 125 | 2 | 144,0 | 100,0 | 64,0 | 2840 | 2560 | 710 | 18,6 |

a) 1A660
б) 1A665
в) 1A670 и 1A675

Рисунок 1.2 – Деякі характеристики важких токарних верстатів і їх станин

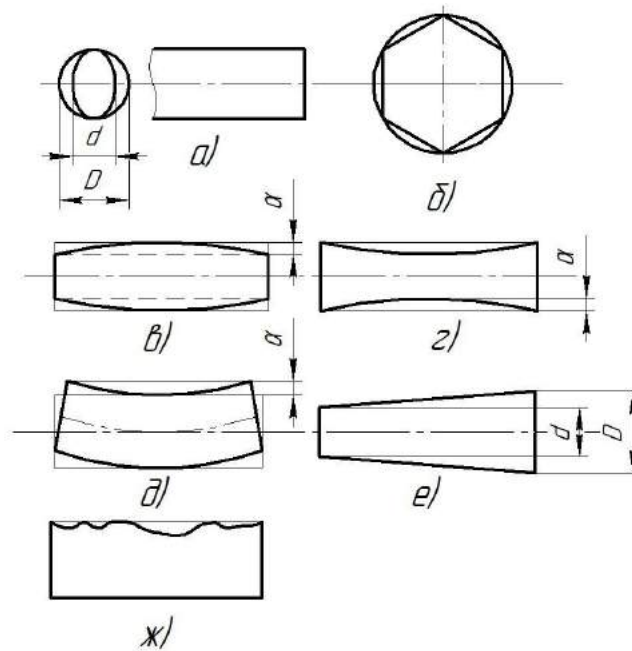


Рисунок 1.3 – Похибки форми поверхонь при обробленні на важких токарних верстатах

Для дослідження сукупності факторів, що впливають на точність оброблення, у працях [34; 39; 40; 48; 54-56] проведено аналіз виникнення похибок, що впливають на готовий виріб із застосуванням структурного і геометричного аналізу компоувальних схем важких токарних верстатів на основі теорії формоутворення. На верстатобудівних і машинобудівних підприємствах, а також у науково-дослідних і навчальних організаціях існує багаторічний досвід у питаннях точності при розробленні й експлуатації верстатного устаткування, у тому числі й важкого. За допомогою методу експертного оцінювання [48] на трьох підприємствах у Краматорську (ПрАТ «КЗВВ», ПрАТ «НКМЗ», ПрАТ «СКМЗ») були оцінені характеристики точності важких токарних верстатів (базові моделі 1К660–Ф3, 1К665–Ф3, 1К670–Ф3 і їх клони типу КЖ16274, КЖ16275).

У роботі [48] на підставі аналізу компоувальної схеми важкого токарного верстата визначено, що на похибку форми у поздовжньому перетині впливають такі чинники:

- 1 – геометричні похибки напрямних поздовжнього переміщення супорта;
- 2 – теплові деформації станини і суппортної групи;
- 3 – пружні деформації станини, супорта і виробу;
- 4 – похибки збірки складових станини і станини з передньої і задньої бабками.

В анкетуванні брали участь 16 токарів 6-го розряду, зайнятих на важких токарних верстатах з висотою центрів понад 400 мм. Анкетування проводилося в один тур, оскільки після першого туру коефіцієнт узгодженості експертів склав 0,14.

При опитуванні учасникам експерименту пропонувалося оцінити за п'ятибальною шкалою складність практичного забезпечення усереднених вимог точності для розглянутих типових виробів, які наведені у зведеній таблиці 1.1 [48]. При цьому оцінки проставлялись за такими критеріями:

- 0 – досягнення заданого параметра точності може бути без труднощів виконано станочником низької кваліфікації;
- 1 – легко досягається, але вимагає підвищеної кваліфікації верстальника;
- 2 – вимагає високої кваліфікації верстальника і підвищеної уваги;
- 3 – вимагає високої кваліфікації верстальника, знання особливостей верстата і процесу різання;
- 4 – задана точність може бути забезпечена тільки висококваліфікованим, досвідченим станочником із застосуванням спеціальних технологічних прийомів;
- 5 – практично неможливо отримати необхідну точність на зазначеному обладнанні.

Після аналізу даних таблиці 1.1 [48] зрозуміло, що найбільш проблематичним фактором, з яким необхідно працювати надалі, є точність форми у поздовжньому перерізі. Що стосується інших параметрів, то вони у більшості випадків забезпечуються в заданих умовах, хоча і вимагають високої кваліфікації верстальника. Останнє не є суттєвим фактором, оскільки на підприємствах для роботи на важкому верстаті, враховуючи вартість оброблюваних виробів і збитки у разі браку, призначаються робочі тільки високої кваліфікації з досвідом роботи.

Таблиця 1.1 – Зведена таблиця результатів експерименту

| Похибки | | Вимоги, що пред'являються до деталей-представників, мм | Реально одержувані значення, мм | Коефіцієнт запасу точності | Суб'єктивна складність практичного досягнення заданої точності | Додаткові способи забезпечення точності |
|--|---|--|---------------------------------|----------------------------|--|---|
| Похибки форми | Похибки форми у поздовжньому перетині | 0,02 | 0,04 | 0,5 | 4,5 | Шліфування |
| | Некруглість | 0,025 | 0,021 | 1,2 | 1,5 | Шліфування |
| | Відхилення від прямолінійності утворювальної кінчної поверхні | 0,005 | 0,005 | 1 | 3,5 | Шліфування |
| Похибки лінійних розмірів | | 1,7 | 0,1 | 17 | 0 | - |
| Радіальне биття (оброблення з перевстановленням) | | 0,02 | 0,02 | 1 | 3,75 | Шліфування |
| Торцеве биття (оброблення з перевстановленням) | | 0,028 | 0,02 | 1,4 | 3,25 | Шліфування |
| Похибка діаметральних розмірів | | 0,036 | 0,017 | 2,1 | 2,5 | шліфування |

З проведеного аналізу можна зробити такий висновок: вагомий внесок до балансу точності робить похибка форми у поздовжньому перетині; функцією системи адаптивного керування, призначеної для підвищення точності виробництва на токарних верстатах, є стабілізація відносного положення інструменту і заготовки відповідного налаштування.

1.2 Методи моделювання технологічних систем

Основа сучасних виробництв складають технологічні системи, що мають складну структурно-функціональну організацію. Ефективність технологічних

систем зростає відповідно до відпрацювання технології, яка полягає в основі їх конструкції. Така ситуація характерна і для автоматизованих технологічних систем [33; 40; 53; 79; 80], для яких, як стверджують фахівці, ніяка автоматика не може дати більше, ніж закладено у технології. Будь-яке виробництво складається з етапів, на кожному з яких здійснюється певний вплив на елементи, які відповідають певному технологічному процесу. Тому функціональне проектування технологічної системи є визначальним етапом забезпечення її ефективності. На цьому етапі значну роль відіграють математичні моделі, які зв'язують показники ефективності технологічної системи з її параметрами.

Робота не з самим об'єктом, а з його моделлю [68; 69; 104] у багатьох випадках надає можливість відносно швидко і без значних матеріальних витрат дослідити його властивості і поведінку при будь-яких умовах. Технологічна система, яка на ту ж саму вхідну дію завжди відповідатиме однаковою реакцією, називається детермінованою, якщо ж реакція буде різною, то це недетермінована стохастична технологічна система [52]. Коли процеси, що відбуваються у технологічній системі, з часом не змінюються, то таку систему називають стаціонарною, якщо ж ці процеси із часом змінюються, то це динамічна система. За виглядом залежностей, що описують процеси, які відбуваються у технологічній системі, розрізняють лінійну та нелінійну системи.

Математичні моделі технологічних систем являють собою, [66] по суті, опис взаємозв'язку характеристик технологічної системи з її параметрами у вигляді формул, графіків, таблиць, придатних для використання під час проектування. Загальним шляхом побудови моделей складних об'єктів, до яких належать навіть найпростіші технологічні системи, є поділ об'єкта на прості ланки, для кожної з яких легко побудувати модель. Об'єднавши описи моделей окремих ланок, отримують залежності, що описують функціонування технологічної системи вищого ступеня складності. Тому методика теоретичного аналізу полягає у знаходженні у складному об'єкті простих елементів і зв'язків між ними, їх вивчення й описування за допомогою математичних моделей, а також їх з'єднання у модель складного об'єкта.

Оскільки кожен складний об'єкт дослідження може бути розділений різними способами, то ця обставина є вирішальною під час теоретичного аналізу. Кількість виділених різнотипних елементів має бути найменшою, самі ці елементи мають легко формалізуватися і описуватися простими математичними моделями. Тоді виділені елементи являтимуть собою цеглини, з яких побудується модель складного об'єкта.

Багато прикладів такого підходу знаходимо у теоретичній фізиці, де описування та моделювання складних фізичних явищ здійснюються із використанням елементарних моделей, отриманих шляхом ідеалізації та формалізації фізичних понять.

Отже, при проведенні теоретичного аналізу об'єкт ділиться на кінцеву кількість підсистем, а ті, у свою чергу, діляться на дрібніші аж до моменту, коли стануть достатньо простими для вивчення та математичного описування. Вони і будуть елементами опису складного об'єкта. Оскільки складний об'єкт ділиться зі збереженням зв'язків між виділеними елементами, то математична модель складного об'єкта складатиметься із математичних моделей елементів і математичних моделей зв'язків між ними (рис. 1.4 [52]).

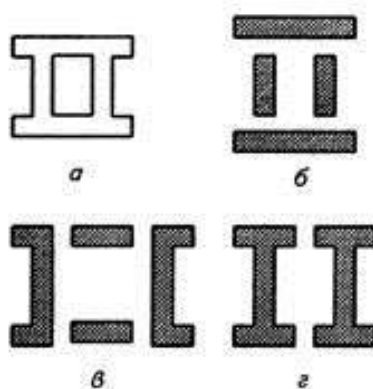


Рисунок 1.4 – Способи розділення та описування об'єкта

Розглянемо простий і наочний приклад, який відображає методичні проблеми, що виникають при діленні об'єкта для його математичного описування.

Розглянемо різні варіанти розділення та описування об'єкта (рис. 1.4). Для кожного способу розділення його опис матиме такий вигляд:

два паралельні бруски, що розділені двома короткими поперечинами, що трохи відстають від країв (рис. 1.4, б);

два дзеркально симетричні елементи, що мають профіль швелера, які зверху та знизу розділені двома поперечинами (рис. 1.4, в);

два двотаврові дзеркально симетричні елементи (рис. 1.4, г).

Звідси можна зробити такі висновки:

виділення більш складних елементів для описування і моделювання об'єкта дослідження ускладнює їх описування, але спрощує описування зв'язків між ними і навпаки;

описаний об'єкт можна використовувати як елемент для описування й моделювання більш складних технічних систем.

Таким чином, математичне моделювання технологічних систем ґрунтується на тому, що реальні процеси, що відбуваються у них під час функціонування, діляться на елементарні дії або операції, які просто описуються математичними залежностями, що встановлюють зв'язок між вхідними та вихідними впливами.

Повна схема моделювання містить такі етапи [52] :

схематизація реальних процесів, що відбуваються у технологічній системі, визначення їх структури і складу елементарних операцій;

теоретичний аналіз цих елементарних операцій та побудова моделі процесу, у результаті якого знаходять залежності між вхідними та вихідними величинами;

експериментальна перевірка отриманих залежностей.

Математична формалізація оцінки ефективності технологічного процесу можлива тільки в тому випадку, коли сформульований і стандартизований механізм опису моделей технологічних ланцюгів. Математичне моделювання може передбачити результат експерименту. За допомогою моделювання технологічного процесу можна визначити оптимальні умови для виробництва будь-якого приладу або пристрою, не вдаючись до численних експериментів, які вимагають часу і матеріальних витрат. Моделювання дозволяє враховувати безліч різних факторів, що впливають на хід технологічного процесу. На всіх етапах моделювання (виділення простих елементів, визначення їх взаємних зв'язків) математичний опис об'єкта спрощують шляхом прийняття певних допущень.

Процес функціонування технологічної системи складається з елементів двох видів: технологічних і транспортних операцій. Оскільки як технологічні, так і транспортні операції реалізують технічні засоби, то вони розглядаються як технічні функції, показники яких можна дослідити на функціональну точність. Тоді для описування транспортно-технологічної схеми виготовлення виробу досить використати технічні функції двох типів: робочу, або технологічну функцію, яка забезпечує створення певних ознак виробу; транспортну функцію, яка забезпечує міжпозиційне переміщення виробу чи його частин.

При функціонуванні технологічної системи вироби переміщуються один за одним через її робочу зону, створюючи матеріальний потік. Якщо етапи процесу рознести по робочих позиціях, то матеріальний потік з'єднає між собою ці позиції. Узгоджена у часі взаємодія робочих позицій та міжпозиційних переміщень створює процес функціонування, який опишеться у вигляді графа транспортно-технологічної схеми виготовлення виробу [52]. Вершини графа відповідатимуть робочим позиціям, а дуги – міжпозиційним переміщенням (рис. 1.5). На схемі робочі позиції позначені квадратами з номером, перша цифра якого відповідає номеру потоку заготовок (1,...,11,...,q), а друга – порядковому номеру позиції у потоці. Зв'язки між ними показані стрілками, кожна з яких відповідає одній транспортній операції. Загальна кількість робочих позицій у складі технологічної системи [52] визначиться як

$$n = \sum_{i=1}^q n_1 \quad (1.6)$$

На основі функціонального опису створюється технічний опис технологічної системи шляхом вибору технічних засобів реалізації транспортно-технологічної схеми [52].

Для реалізації операцій у структурі технологічного комплексу передбачаються технічні засоби, як правило, модульного типу двох видів: робочі модулі, які реалізують технологічні операції, та транспортні модулі, які реалізують транспортні операції. Сукупність усіх робочих модулів утворює

технологічну підсистему, а сукупність транспортних – транспортну підсистему. Розташування модулів у просторі утворює компоновальну схему технологічної системи (лінійне або колове розташування робочих модулів, кожне з яких може бути одно- або двоярусним, розташування зірочкою тощо). Узгоджене у часі спрацювання робочих і транспортних модулів реалізує процес функціонування технологічної системи [52].

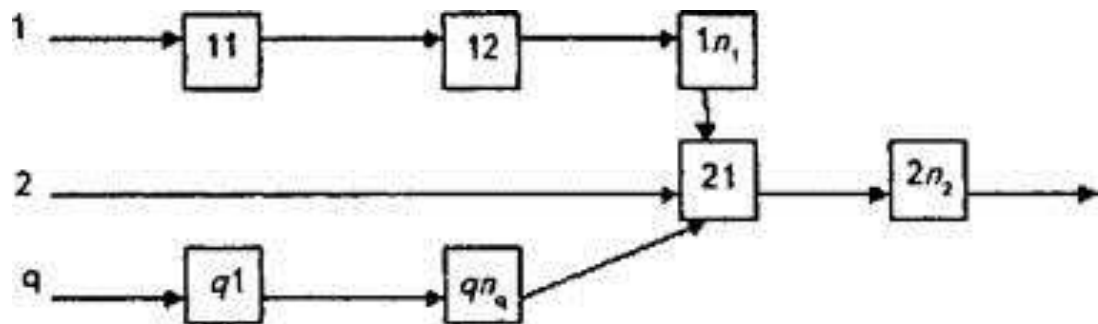


Рисунок 1.5 – Транспортно-технологічна схема виготовлення виробу

Модель процесу функціонування технологічної системи має зв'язувати показники ефективності технологічної системи із параметрами, що описують її технологічні та конструктивні характеристики.

Відомо, що темпи зростання вартості нових технологічних систем випереджають темпи зростання таких їх характеристик, як точність, надійність, продуктивність. У цьому випадку зростає важливість вибору зручних критеріїв для оцінювання ефективності, визначення перспективних напрямів розвитку технологічних систем, формулювання вимог до математичних моделей, що їх описують. За характером відображення ефективності показники технологічної системи можуть поділятися на три групи: технічні, економічні та техніко-економічні.

Економічні показники ефективності характеризують капітальні витрати на створення технологічної системи, витрати на її експлуатацію тощо. Економічні показники дають змогу створювати узагальнювальні характеристики, оскільки різні властивості технологічної системи задані у єдиній грошовій одиниці.

Найбільш часто використовуються як економічний показник наведені витрати. Застосування економічних показників для оцінювання якості технологічної системи є спокусливим, оскільки забезпечує глобальне оцінювання ефективності. Однак у процесі проектування нової технологічної системи [61; 62] до її оцінювання додаються суттєві похибки, особливо при визначенні фактичних капітальних витрат на реалізацію її можливих варіантів. Ця неточність є особливо великою на перших етапах проектування, тобто при функціональному проектуванні, коли приймаються найбільш важливі за наслідками рішення.

Техніко-економічні показники ефективності поєднують прозорість технічних показників із універсальністю економічних. Вони дають змогу оцінити технологічну систему у виробничих умовах. Зазвичай техніко-економічний показник є комплексним параметром, який оцінює як технічні, так і економічні складові технологічної системи. До них належать наведені витрати на річну програму, собівартість продукції чи експлуатації технологічної системи тощо.

Очевидно, що вибір тих чи інших критеріїв залежить від ступеня новизни технологічної системи, а також етапу її проектування. Якщо ефективність розуміти як ступінь пристосування технологічної системи до виконання свого основного призначення, а саме, випускати якісну продукцію у запланованій кількості в умовах заданої вартості продукції та обслуговування, то її можна зв'язати із поняттям надійності двома шляхами: визначається втрата ефективності внаслідок недостатньої надійності; задаються межі втрати ефективності, вихід за які розцінюється як відмова (відмова за якістю продукції – вихід параметра продукції за межі поля допуску; відмова за продуктивністю – зупинка функціонування для відновлення). Такий перехід може бути отриманий за допомогою визначення поняття працездатного стану технологічної системи.

Працездатний стан технологічної системи визначається як її здатність забезпечувати довготривалий випуск виробів необхідної якості із заданими продуктивністю та вартісними обмеженнями. За нормативними документами такий стан технологічної системи визначається як такий, при якому параметри та (чи) показники якості продукції, продуктивності, матеріальних і вартісних витрат на виготовлення продукції відповідають вимогам, встановленим у нормативно-

технічній та (чи) конструкторській і технологічній документації. Непрацездатний стан технологічної системи трапляється, коли значення хоча б одного з параметрів не відповідає вимогам, тобто розрізняються: непрацездатний стан за параметрами продукції; непрацездатний стан за продуктивністю; непрацездатний стан за витратами.

Технологія імітаційного моделювання використовується для розвитку методів діагностики станів технологічних процесів на основі оцінок безпеки. Застосування сучасних інформаційних технологій дозволило розробити спеціалізовані інформаційні системи, основними компонентами яких є математичні моделі, що використовуються в рішенні задач визначення вузьких місць, алгоритми пошуку джерел відхилень, методи прогнозу похибок виготовлення деталей з урахуванням невизначеності функціонування технологічного процесу.

1.3 Методи підвищення точності технологічних систем при автоматичному й адаптивному керуванні

Вимоги точності, що пред'являються машинобудуванням до верстатного обладнання [56; 58; 65; 72], підвищуються з кожним днем. На сьогодні питання досягнення необхідної точності [78; 89] цілком справедливо можна вважати найбільш важливим при проектуванні нових моделей верстатного обладнання, оскільки саме у цій сфері розробники стикаються з найбільшою кількістю проблем, які змушують шукати обхідні шляхи, йти на компроміси, що в кінцевому рахунку позначається на загальній якості та конкурентоспроможності нової продукції.

Фактор точності є домінуючим в інтегральному оцінюванні економічної ефективності і якості обладнання [34–37; 43; 65; 84]. Досить побіжного огляду ринку верстатного обладнання, щоб виявити ступінь впливу класу точності обладнання на його ціну. У принципі ціна верстата залежить від великої кількості факторів, але про вплив на ціну показників точності спрощено можна сказати, що вони знаходяться у статичній залежності [48]

$$C = K \cdot \left(\frac{1}{\delta} \right)^X, \quad (1.7)$$

де C – ціна;

K – коефіцієнт пропорційності, що залежить від типу верстата, маси, типу системи керування, спеціальних вимог, умов виробництва та ін.;

δ – абсолютна похибка оброблення на певному обладнанні;

X – показник ступеня.

Причому показник ступеня X завжди більше одиниці та приблизно пропорційний типорозміру верстата. Це говорить про те, що завдання досягнення необхідної точності при збереженні прийнятної ціни особливо ускладнюється для важкого верстатного обладнання.

Однак розглянута закономірність характерна тільки для класичного шляху досягнення точності. Цей шлях полягає у тому, що для отримання необхідної точності оброблення на верстаті доводиться підвищувати до необхідного рівня точність виготовлення вузлів і складання самого верстата, причому вона, як правило, має бути на порядок вище необхідної точності оброблення [48; 60; 82; 85]. Подібні вимоги належать і до жорсткості вузлів верстата, беруть участь у формоутворенні. Тут доводиться шукати компроміс між точністю, продуктивністю і ціною, тоді як кінцевою метою є гармонійне поліпшення цих показників.

Для випадку оброблення на важких токарних верстатах найбільшу проблему представляють похибки, викликані геометричними похибками напрямних поздовжнього переміщення, геометричними похибками опор шпинделя, а також пружними деформаціями шпиндельної групи, супорта і заготовки. Боротьба з пружними деформаціями заготовки представляє собою досить специфічне завдання, і якщо розглядати її окремо, то можна зробити висновок, що обов'язки системи адаптивного керування важкого токарного верстата полягають у забезпеченні точності траєкторій переміщення інструменту щодо настановних баз виробу та незалежності точності цих траєкторій від зовнішніх факторів, у тому числі від геометричних похибок виготовлення та збирання вузлів верстата і силових навантажень будь-якого характеру.

Методи зменшення похибок [10] у загальному випадку можна розділити на два істотно різних за своєю суттю класи: методи фіксованої зміни точності та методи динамічного керування процесом виробництва [96]. Перший шлях передбачає керування різними характеристиками процесу різання на основі даних, отриманих датчиками, що вимірюють деформацію у процесі оброблення, а другий – програмна зміна характеристик на основі заздалегідь розрахованих функціональних залежностей. Кожен з методів має свої переваги і недоліки. Так, керування на основі зворотного зв'язку припускає наявність у верстата або додаткового кріплення до нього датчиків, деякі з яких не тільки значно ускладнюють конструкцію, але і мають чималу вартість. Однак таке керування має адекватно реагувати на випадкові, непередбачені ситуації, що виникають при різанні. Керування ж на основі PLC-програмування [15; 99] передбачає вивчення статичних і динамічних характеристик всіх елементів технологічної системи, що існують, у тому числі характеристик жорсткості несучих систем.

У роботах [9; 34–37; 84] розглянуто можливості використання систем автоматизованого керування (САК) при обробленні на важких верстатах. Широке впровадження САК у промисловість спричинило ряд нових завдань і у першу чергу завдання розроблення методики створення систем адаптивного керування, що забезпечує найвищу ефективність їх застосування. Практика створення систем адаптивного керування у металорізальних верстатів різного типу показала, що розробка САК відрізняється великою трудомісткістю, вимагає участі працівників високої кваліфікації і триває один-два роки. Все це негативно позначається на ефективності застосування САК і гальмує їх широке і швидке впровадження у промисловість.

Розглянемо основні етапи розроблення систем адаптивного керування. Перший етап – формулювання технологічного завдання. Ефективність застосування системи адаптивного керування багато в чому залежить від того, наскільки правильно сформульовано технологічне завдання, яке буде вирішувати певна САК. Якщо рішення технологічного завдання за допомогою САК вплине на точність і продуктивність оброблення і ефект від застосування САК буде незначним, то можна вважати, що технологічна задача була неправильно

сформульована. Наприклад, підвищення точності розміру в партії деталей за допомогою САК, коли похибка геометричної форми змушує оброблення деталі вести на низьких режимах, не дає істотного ефекту. Якби в завдання САК включалося підвищення точності геометричної форми деталі, то ефект від застосування САК був би значно вищим. Таким чином, перш ніж проектувати систему адаптивного керування, необхідно правильно сформулювати технологічну задачу.

Труднощі у правильному формулюванні технологічного завдання полягають перш за все у їх великій різноманітності. Іншою причиною нечіткого формулювання технологічного завдання є те, що в силу новизни проблеми спочатку головна увага приділялася побудові самої адаптивної системи. Питанням же формулювання технологічного завдання не приділялося належної уваги, тобто спочатку проектували і виготовляли САК, а потім визначався ефект від її застосування. У результаті цього в деяких випадках виявлялося, що при гарній роботі САК ефективність її застосування була незначною.

Більшість систем адаптивного керування створювалася для стабілізації величини пружного переміщення або сили різання. Керування такого роду найбільш ефективно при обробленні деталей, заготовки яких відрізняються істотним розкидом припуску і твердості матеріалу, і коли спостерігається швидке затуплення різального інструменту [51]. Застосування такого типу САК на чистовій операції навряд чи дозволить отримати відчутний ефект. Можна навести ще один приклад, якщо застосовувати САК, що стабілізують потужність або силу різання на операціях, де частка машинного часу складає 10–15 % від штучно-калькуляційного часу, то ефект буде незначний. Навіть якби вдалося за допомогою САК скоротити витрати машинного часу на 80 %, це не викликало б помітного підвищення продуктивності оброблення. Напевно, у цьому випадку як технологічне завдання з метою підвищення продуктивності оброблення варто було б поставити завдання скорочення витрат допоміжного або підготовлювально-заключного часу. Рішення такого завдання дозволило б значно більший економічний ефект. Таким чином, етап постановки технологічного завдання у розробці САК є одним з найважливіших.

Другий етап – вибір способу адаптивного керування. Практика впровадження систем адаптивного керування показує, що вибір способу адаптивного керування впливає на ефективність її застосування. Якщо спосіб адаптивного керування обраний неправильно, то як би ідеально не працювала САК, технологічне завдання не буде вирішено повністю, а отже й ефективність її застосування виявиться невиправдано заниженою.

Крім того, аналіз балансу витрат часу і коштів на створення САК показує, що найбільший час і близько 30 % коштів, які витрачають на створення САК, витрачається на вибір способу адаптивного керування. На цьому ж етапі зайняті й виконавці вищої кваліфікації: інженери-дослідники, конструктори. Це свідчить про те, що вибір способу адаптивного керування є найбільш трудомістким етапом у створенні САК, що вимагає теоретичних та експериментальних досліджень.

Вирішення цього завдання ще більш ускладнюється, якщо врахувати, що у наш час розроблена величезна кількість різних алгоритмів адаптивного керування, що вирішують різноманітні технологічні завдання. Найчастіше за допомогою того ж способу адаптивного керування вирішуються різні технологічні завдання, наприклад, спосіб стабілізації потужності приводу головного руху регулюванням подачі застосовують і для підвищення точності оброблення, і для стабілізації силового режиму [59; 95; 102]. Однак дослідження показують, що підвищити істотно точність оброблення таким способом не вдається.

Пошук найкращого способу адаптивного керування на сьогодні здійснюється головним чином експериментальним шляхом. Такий надзвичайно трудомісткий шлях вимагає реалізації великої кількості варіантів САК, що, як правило, неможливо забезпечити через стислі терміни на розроблення САК, і супроводжується великими витратами. У результаті при розробленні САК обмежуються розглядом невеликої кількості (двох – трьох) варіантів, обраних на основі наявного досвіду й інтуїції, що не гарантує найкращого вирішення технологічного завдання.

Обраний спосіб адаптивного керування має забезпечувати найбільш повне рішення цього технологічного завдання, для вирішення якого створюється

система адаптивного керування. На цьому етапі мають бути обрані джерело інформації, спосіб внесення виправлення і закон керування.

Вибір джерел інформації, що характеризують процес оброблення, залежить від технологічного завдання, для вирішення якого створюється адаптивна система керування. Як правило, найбільш високі вимоги до інформації пред'являються у тих випадках, коли САК вирішує завдання підвищення точності оброблення. При цьому найбільшу складність викликає визначення відхилення розміру динамічного настроювання (як джерела інформації), безпосереднє зміна якого при обробленні була неможливою.

Вибір джерела інформації впливає на якість вирішення технологічного завдання. Вибір способу внесення виправлення теж впливає на якість процесу оброблення. Закон керування як вибір джерела інформації та способу внесення поправки впливає на ефективність вирішення технологічного завдання. Особливо яскраво це проявляється при внесенні виправлення регулюванням розміру статичного настроювання.

Слід підкреслити, що навіть при правильному виборі джерела інформації, але випадковому виборі способу внесення виправлення чи закону керування, ефект від застосування САК може виявитися значно нижче можливого, тому краще рішення технологічного завдання за допомогою адаптивного керування може бути знайдено тільки при спільному розгляді трьох його складових елементів.

Необхідно також відзначити, що на ефективність процесу оброблення з адаптивним керуванням впливає обраний режим роботи САК.

Отже, похибки у постановленні технологічного завдання, помилки у виборі способу адаптивного керування призводять до значного недовикористання резервів підвищення точності та продуктивності оброблення, закладених у самій ідеї адаптивного керування, і знижують ефективність застосування САК.

Таким чином, під час розроблення системи адаптивного керування перш за все мають бути ретельно вирішені питання постановки технологічного завдання і вибору повідомлення джерела інформації, способу внесення виправлення і закону керування, що найкраще вирішує поставлене технологічне завдання.

Третій етап – безпосереднє проектування системи адаптивного керування. У порівнянні з двома попередніми цей етап методично відпрацьований найбільш повно. Пояснюється це тим, що тут широко використовуються відомі з теорії керування методи побудови систем автоматичного керування [53]. До слабо опрацьованих питань третього етапу належить формулювання службового призначення САК і технічних вимог.

Як відомо, елементи технологічної системи, що володіють кінцевою жорсткістю, створюють ефект копіювання похибок форми заготовки на готовий виріб [48]. Похибки форми заготовки створюють зміни припуску, що спричиняє зміни сили різання, які, у свою чергу, викликають змінні деформації елементів технологічної системи, тобто відхилення взаємного положення заготовки й інструменту від заданого. У результаті похибки форми заготовки майже пропорційно копіюються на оброблений виріб. Очевидно, що для зменшення ефекту копіювання необхідно підвищувати жорсткість технологічної системи.

Ще однією значною перешкодою для досягнення високої точності форми виробу є зовнішні силові впливи, які збуджують, наприклад, вібрація від дисбалансу заготовки [105], від механізмів верстата, або обладнання, що стоїть поруч, а також теплові деформації заготовки, інструменту та вузлів верстата, викликані виділенням тепла у зоні різання [115], що створює нерівномірне, мінливе у часі температурне поле технологічної системи.

Зазначені проблеми особливо гостро є при розробленні й експлуатації важких верстатів для оброблення тіл обертання, які являють собою довгі нежорсткі або порожні вали, а також тонкі диски.

Розроблення структури системи адаптивного керування для вирішення завдань подібного роду не є проблемою, тут цілком достатньо простої стабілізуючої системи, що підтримує задане взаємне положення інструменту і заготовки. Складність полягає у розробленні способу отримання інформації про миттєве взаємне розташування інструменту та заготовки, а також у створенні приводу для внесення виправлення, який швидко діє.

Для реалізації системи адаптивного керування при точінні циліндричного валу необхідно вимірювати поточне значення оброблюваного діаметра, потім,

порівнюючи його з заданим значенням, вносити відповідну поправку в налаштування технологічної системи.

У теорії автоматичного керування є два способи вирішення цього завдання, що визначають структуру системи керування, за допомогою незамкненої і замкнутої системи автоматичного регулювання. Обидва способи мають недоліки, тому розглянемо їх докладніше.

Суть незамкненої системи регулювання полягає в тому, що до основного сигналу регулювання додаються сигнали від датчиків, які реєструють зовнішні впливи, перетворені за відповідним законом [48], у результаті чого ці додаткові сигнали надають на об'єкт регулювання дію, зворотної дії відповідного збуджувального фактора (рис. 1.6 [48]).

Теоретично цей метод досконалий, однак при практичній реалізації не можна врахувати всі можливі збуджувальні фактори, для деяких не розроблені прийнятні способи вимірювання, і дуже складно створити перетворювачі з адекватним законом перетворення. На практиці цей спосіб поширення не отримав через складність обладнання і не універсальність.

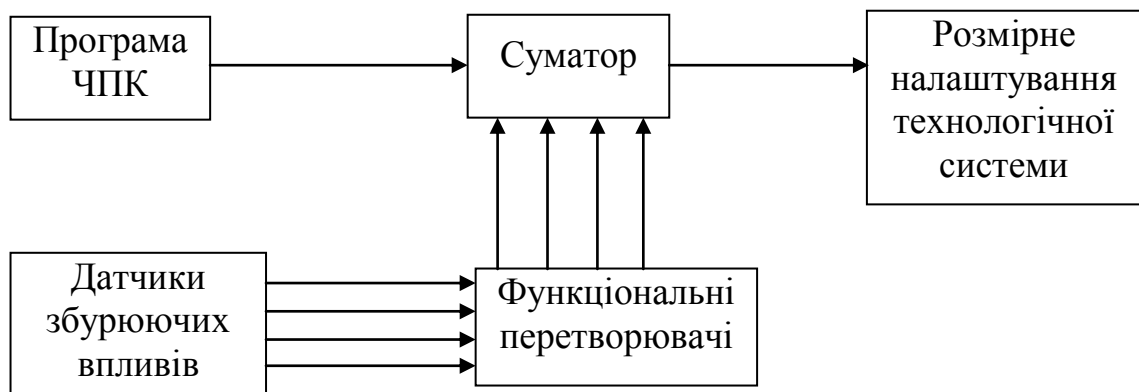


Рисунок 1.6 – Схема незамкненої системи адаптивного керування

У замкненій системі здійснюється вимір тільки вихідного параметру, порівняння його із заданим значенням і корекція керуючого впливу до досягнення рівності дійсного значення вихідного параметра із заданим (рис. 1.7 [48]).

Така система виявляється дуже простою при практичній реалізації, але її можливості обмежуються одним недоліком: у цій системі неминуче існує запізнювання сигналу корекції по відношенню до моменту зміни вихідного параметра, обумовлене часом проходження сигналу по тракту вимірювання – порівняння – регулювання.

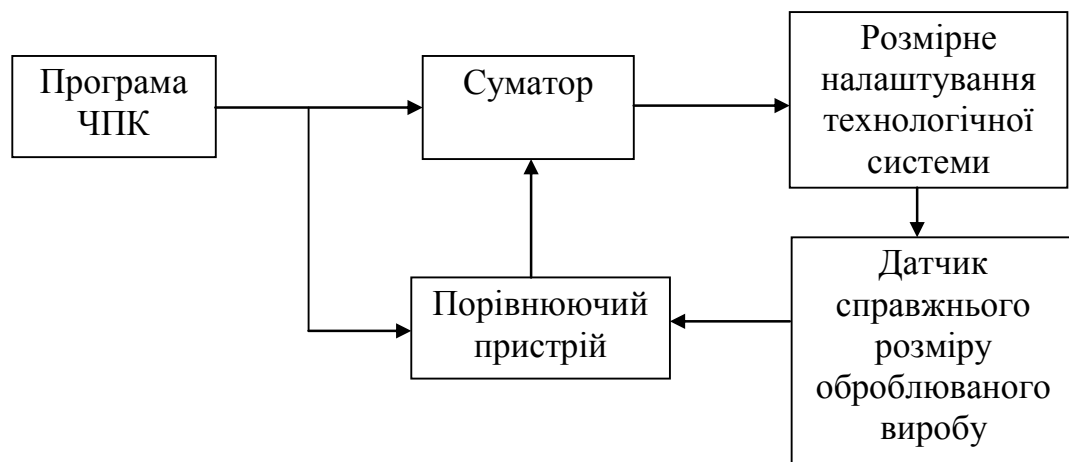


Рисунок 1.7 – Схема замкненої системи адаптивного керування

Адаптивні та самоорганізувальні системи керування [9; 23; 36; 90; 99; 106; 113] можна розглядати сьогодні як один із сучасних напрямків у синтезі систем керування. Увагу дослідників адаптивні системи набули ще у період класичної інженерної теорії керування, проте деякі базові роботи [1; 64] у цьому напрямку містять алгоритми надзвичайної складності. З іншого боку, у рамках цього напрямку пропонуються підходи, що поєднують у собі ряд інших методик [100; 108; 114]. Так, однією з найбільш перспективних методик на сьогоднішній день можна вважати поєднання координатного оцінювання в основному контурі з пошуковим оцінюванням у контурі параметричної адаптації у сукупності з урахуванням жорсткості технологічної системи верстата.

До більш простих методів підвищення точності за допомогою систем автоматичного керування належить компенсація геометричних похибок [10; 54].

Тепер з урахуванням обраного принципу керування можна остаточно сформулювати завдання і принцип системи адаптивного керування. Вона повинна підтримувати задане положення і траєкторію руху інструменту щодо деяких

вимірювальних баз, які вносять корективи у систему ЧПК, а також використання адаптивного керування гідростатикою напрямних важкого токарного верстата.

На підставі проведеного аналізу методів підвищення точності оброблення сформульована задача вибору групи параметрів або параметра несучої системи, автоматичне керування якими дозволило б компенсувати вплив великої групи факторів, що знижують точність оброблення.

Вибір таких параметрів необхідно провести у кілька етапів:

1. Визначити групу найбільш відповідальних параметрів точності у вимогах, пропонованих до деталей-представників, оброблюваних на важких токарних верстатах;

2. Визначити складність практичного досягнення точності кожного параметра класичними методами;

3. Визначити ступінь впливу різних параметрів несучої системи на точність оброблення;

4. На підставі цих досліджень вибрати один або кілька параметрів несучої системи, автоматичне керування якими дозволило б найбільш ефективно підвищити точність оброблення.

На основі обраного параметра наступними етапами роботи є

1. Розроблення системи адаптивного керування точністю на підставі обраних параметрів;

2. Теоретична й експериментальна перевірка характеристик системи та її ефективності.

Висновки до розділу1

1 Питання точності при обробленні великогабаритних деталей на важких верстатах є одним з найважливіших параметрів якості виробів важкого машинобудування.

2 Вагомий внесок до балансу точності робить похибка форми у повздожньому перетині.

3 Дослідження ступіню впливу різних параметрів несучої системи на точність оброблення показали, що автоматичне керування дозволить найбільш ефективно підвищити точність оброблення.

4 Елементи несучої системи, насамперед станини, мають найбільший вплив на точність і якість оброблення деталей. Вони є найбільш матеріаломісткими, тому потрібно раціоналізувати та оптимізувати конструкцію станин та методів їх виготовлення.

5 Проектування програм ЧПК треба здійснювати не за геометричними характеристиками ідеальної деталі, оскільки це спричинить необхідність компенсації деформацій, що виникають, а за характеристиками, що належить цій множині, яка враховує деформації вже на етапі його створення.

У зв'язку із цим у роботі поставлено такі завдання:

1 Проаналізувати методи підвищення точності несучої системи, структуру виникнення похибок під час оброблення великогабаритних деталей; методи моделювання несучих систем важких токарних верстатів; види автоматичного і адаптивного керування, що існують;

2 Розробити структурні та функціональні моделі керування точністю важкого верстата, математичні моделі роботи адаптивної системи на базі важкого токарного верстата для оброблення великогабаритних деталей;

3 Розробити методи створення конструкцій станин важких токарних верстатів, провести параметричний синтез і аналіз їх експлуатаційних характеристик;

4 Створити методи компенсації похибок і адаптивного керування точністю формотвірних рухів верстата;

5 Провести експериментальні дослідження розроблених систем керування точністю;

6 Впровадити у виробництво і провести натурні виробничі дослідження систем керування точністю на важких токарних верстатах.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКИХ ВЕРСТАТІВ

2.1 Загальна методика досліджень

У відповідності з поставленими завданнями досліджень вся робота була розбита на етапи, які представлені на рис. 2.1 у вигляді структурно-логічної схеми роботи. Окремі етапи досліджень проводились у відповідності з нижче перерахованими методиками.

Аналіз структури виникнення похибок при обробленні нежорстких деталей на важких верстатах проводився на основі методу експертного оцінювання із залученням висококваліфікованих операторів важких токарних верстатів з ЧПК у якості експертів.

Дослідження можливостей керування точністю важкого верстата для оброблення нежорстких деталей здійснювалося на основі використання методу кінцевих елементів.

Для розроблення системи керування точністю важкого верстата для оброблення нежорстких деталей розроблено методики моделювання пружної технологічної системи під впливом силових і температурних факторів на основі структурного і геометричного аналізу компоновальних схем важких токарних верстатів.

Для дослідження характеристик несучої системи важких токарних верстатів застосовано експериментальні дослідження в умовах активного експерименту, а для дослідження впливу теплових деформацій несучих систем верстата застосовувалися чисельні методи математичного моделювання.

Для розроблення структурних схем і побудови математичних моделей процесів, що відбуваються у запропонованій системі, використані відомості з теоретичної механіки, електротехніки й електроніки. Дослідження працездатності та характеристик технологічної системи проводилося експериментальним шляхом у лабораторних і виробничих умовах.



Рисунок 2.1 – Загальна методика роботи

2.2 Методи теоретичних досліджень і моделювання несучої системи

Базові деталі верстатів розраховують на жорсткість і температурні деформації з точки зору точності [2; 4–7; 12; 17].

Жорсткість базових деталей [29–31] багато в чому визначає похибки виробництва і характеризується величиною зміщення інструменту щодо заготовки

через вплив деформацій базових деталей. Вона визначає також працездатність механізмів верстата, яка залежить від розподілу тисків у сполученнях. Жорсткість окремих базових деталей визначається власною їх жорсткістю на вигинання, крутіння, зрушення і т. п., а жорсткість з'єднань елементів характеризується відношенням навантаження P до відповідного відносного переміщення δ у стику [48]:

$$j = P/\delta; \quad (2.1)$$

Згинальна і крутна жорсткість:

$$j_{\text{изг}} = P/f; \quad j_{\text{кр}} = M/\theta_1. \quad (2.2)$$

Розрахунок на жорсткість має наближений характер, у той же час все частіше застосовують складні, але більш точні розрахунки на основі методу кінцевих елементів.

Наближений технічний розрахунок на жорсткість [63] у своїй основі має такі припущення: всі силові фактори зводяться до зосереджених сил, тобто розподілені навантаження замінюють рівнодійними силами; базові деталі мають стінки постійного перетину; при розрахунку всі деталі розглядають як бруси, пластини або коробки відповідної наведеної жорсткості.

Вплив конструктивного оформлення елементів (вікон, ребер, змінності перетинів по довжині і т. п.) враховуються введенням деяких наведених параметрів: наведеної товщини стінок, наведеної жорсткості й т. д. Для розрахунку базових деталей [5–7; 30; 73] складають розрахункову схему (рис. 2.2) з силами, що діють.

Визначають деформації з використанням наближених формул. Наприклад, прогинання у середині прольоту двоопірної балки:

$$f = \frac{PL^3}{48(EJ)_{\text{пр}}} \quad (2.3)$$

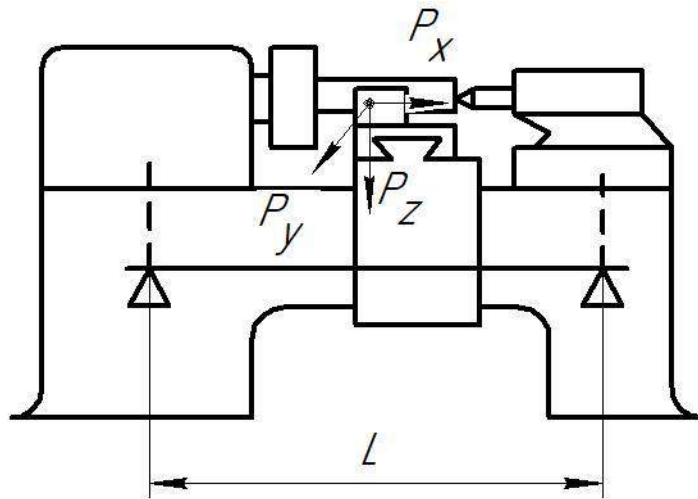


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема базової деталі токарного верстата

А прогинання вільного кінця балки з закладеним кінцем

$$f = \frac{PL^3}{3(EJ)_{\text{пр}}} \quad (2.4)$$

де P – поперечна сила, відповідно, усередині прольоту або на кінці закріпленої балки,

L – довжина робочої ділянки балки, см;

$(EJ)_{\text{пр}}$ – наведена жорсткість балки на вигинання.

Наведену жорсткість елемента на вигинання або кручення визначають з умови рівності переміщень елемента, що розглядається як брус або пластина і як просторова система, при обраному приватному вигляді навантаження тільки згинальними силами або тільки крутним моментом. Вона залежить від конструктивного оформлення базової деталі, розміщення перегородок, товщини стінок і т. п.

Наведена жорсткість станини (рис. 2.3), що складається з двох основних стінок і перпендикулярних сполучних перегородок у напрямку, перпендикулярному боковим стінкам [49]:

$$(EJ)_{\text{пр}} = k_1 EJ_{\text{ст}}; \quad (2.5)$$

А при діагональних перегородках

$$(EJ)_{\text{пр}} = k_2 E L^2 S_{\text{ст}} \quad (2.6)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти, що залежать від кількості та розташування перегородок;

$J_{\text{ст}}$ – момент інерції перерізу бічної стінки, см^4 ;

E – модуль пружності матеріалу станини, $\text{Н} / \text{см}^2$;

$S_{\text{ст}}$ – площа перетину бічної стінки, см .

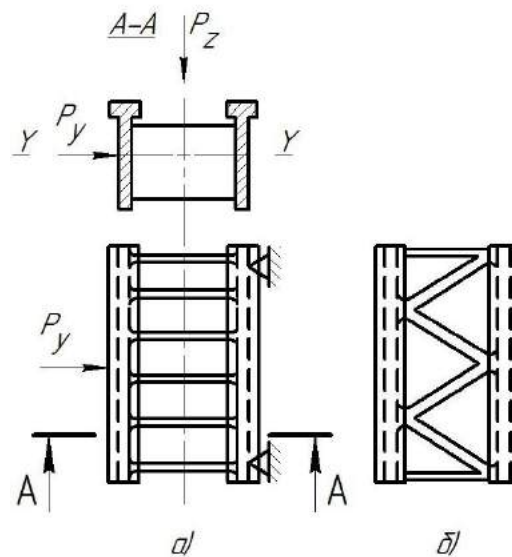


Рисунок 2.3 – Форми станини

Наведена крутильна жорсткість цієї ж базової деталі з перпендикулярними перегородками

$$(GL_p)_{\text{пр}} = \frac{B^2 E J'_{\text{ст}}}{L^2/6 + 2EJ_{\text{ст}}/GS_{\text{ст}}}; \quad (2.7)$$

де B – ширина деталі (відстань між бічними стінками), см ;

$J_{\text{ст}}$ – момент інерції перерізу бічної стінки на вигинання у вертикальній площині;

G – модуль зсуву матеріалу базової деталі, Н / см².

$$(GL_p)_{\text{пр}} = k_3 EJ'_{\text{ст}} \frac{B}{L^2}; \quad (2.8)$$

де k_3 – коефіцієнт, що враховує форму і кількість перегородок.

Для станини із замкнутим контуром перерізу наведену крутильну жорсткість визначають, як для порожніх труб:

$$(GJ_p)_{\text{пр}} = G \frac{4S^2 \delta}{L}; \quad (2.9)$$

де S – площа замкнутого перетину по осьовим лініям стінок, см²;

δ – товщина стінки, см;

L – периметр перетину, см.

Базові деталі типу пластин (підстави, плоскі столи, супорти, салазки) розраховуються на перекошування при вигинанні пластини під дією зовнішніх навантажень:

$$\theta = \theta_{q1} + \theta_{q2} + \theta_M. \quad (2.10)$$

Розглядаючи пластину як балку на пружній основі, кожен складову кута перекошу можна представити в такому вигляді:

$$\theta_{q1} = \frac{q_1 mb}{k} k_{q1}; \quad \theta_{q2} = \frac{q_2 mb}{k} k_{q2}; \quad \theta_M = \frac{Mm^3}{k} k_M, \quad (2.11)$$

де b – ширина плити, см;

$m = \sqrt[4]{\frac{k}{4EJ}}$ – коефіцієнт жорсткості плити;

k – коефіцієнт жорсткості пружної основи, приблизно $k = 125b$ Н/см²;

J – момент інерції поперечного перетину;

k_{q1}, k_{q2}, k_M – коефіцієнти, що визначаються залежно від геометричних параметрів плити і довжини прикладання розподіленого навантаження.

Розрахунок на жорсткість базових деталей типу коробок зводиться до визначення переміщення стінки у точках прикладання зовнішніх сил у напрямку, перпендикулярному до площини стінки,

$$f = n_1 n_2 n_3 n_4 \frac{P \alpha^2 (1 - \mu^2)}{E \delta^2}, \quad (2.12)$$

де n_1, n_2, n_3, n_4 – коефіцієнти, що враховують зв'язок робочої, стінки з іншим корпусом, вплив ребер, бобишки, отворів;

α – половина найбільшого габаритного розміру стінки;

μ – коефіцієнт Пуасона.

Товщина стінки істотно впливає на величину деформації, тому стінки шпindelьних бабок, що сприймають осьову силу, роблять потовщеними.

Отримані у результаті розрахунку базових деталей пружні переміщення перераховують на відповідні відносні переміщення інструмента й оброблюваної заготовки в напрямку, який визначає точність оброблення. Жорсткість нерухомих з'єднань базових деталей істотно впливає на похибки оброблення. Лінійна деформація і поворот у плоскому стику при навантаженні центральної силою P і моментом M визначають з виразів:

$$\delta = c \left(\frac{P}{S} \right)^m; \varphi = C_m \frac{M}{J}, \quad (2.13)$$

де C, C_m – коефіцієнти контактної піддатливості;

S, J – площа та момент інерції перетину контакту;

m – показник ступеню, $m = 0,5$ для поверхонь, оброблених чистовими методами.

Коефіцієнт контактної податливості пов'язан співвідношенням

$$C_m = c m \left(\frac{P}{S} \right)^{m-1}, \quad (2.14)$$

і залежить від матеріалу і якості оброблення сполучених поверхонь. Для деталей зі сталі та чавуну при чистовому обробленні (тонкому точінні, шліфуванні та ретельному шабруванні) $c = 0,15 \div 0,2$; при притиранні можна отримати $c = 0,07$, а при порівняно грубому обробленні (фрезеруванні, грубому шабруванні) $c = 0,8 \div 1,2$.

Нерухомі стики базових деталей (рис.2.4) мають, як правило, попередню затяжку силами, значно більшими, ніж сили різання [111]. Це дозволяє вважати жорсткість стику в наближених розрахунках близькою до постійного значення, а деформацію і кут повороту визначати за приблизними лінійними залежностями:

$$\delta = ctp_0^{m-1}p; \varphi = ctp^{m-1}M/J, \quad (2.15)$$

де p_0, p – попередній і поточний тиск у стику.

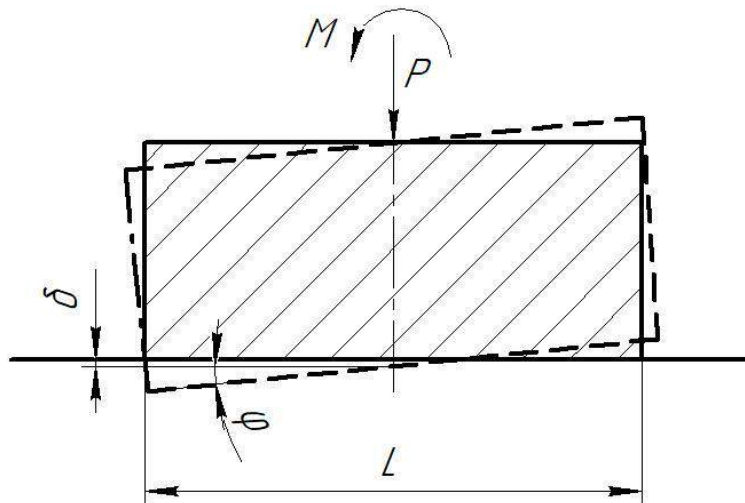


Рисунок 2.4 – Деформація плоского стику при навантаженні силою і моментом

Дотична жорсткість стиків враховується при розрахунку також на основі лінійної залежності

$$\delta_\tau = c_\tau \frac{T}{S}, \quad (2.16)$$

де c_τ – коефіцієнт контактної дотичної податливості;

T – дотична сила;

H ; S – площа стику, см^2 .

Точність наближених розрахунків оцінюється порівнянням результатів розрахунків і експериментів на реальних верстатах аналогічних конструкцій при статичному навантаженні, відповідному навантаженні при різанні. У багатьох випадках, коли базові деталі через складність форми не піддаються розрахунку, проводять дослідження жорсткості на моделях, геометрично подібних розглянутому елементу або всієї базової деталі. Обов'язковою умовою при цьому є рівність критеріїв подібності моделі та реальної базової деталі.

Вивчення впливу деформації заготовки на точність виготовлення є традиційним завданням, яке розглядається у технології машинобудування. При цьому існує ряд підходів. Оброблювана заготовка розглядається як абсолютно тверде тіло, закріплене на пружних опорах, при цьому накладаються зв'язки не тільки на поздовжні зсуви точок закріплення, але й на кут їх повороту. Є роботи, у яких пропонуються методики розрахунків пружної деформації заготовки як деякого стрижня, закріпленого в опорах, і при цьому точки закріплення моделюються деякими граничними умовами. У всіх випадках як при розгляді абсолютно твердого тіла, так і при вивченні пружного стрижня твердість моделюється скалярною величиною. Очевидно, тому у технічній літературі вводиться скалярна характеристика твердості металорізального верстата, яка розглядається як сумарна реакція деформації інструмента щодо оброблюваної деталі в радіальному напрямку (перпендикулярно осі обертання) на сили цього ж напрямку, й це значення є функцією координат переміщення супорта уздовж оброблюваної деталі та її зміна враховується особливо при обробленні маложорстких деталей [102].

Саме ця інформація насамперед використовується в адаптивних системах керування металорізальних верстатів (Ю. Соломенцев, Б. Балакшин). Однак необхідно враховувати таку обставину: точка контакту інструмента із заготовкою відхиляється від теоретичного положення у просторі, тому жорсткість має задаватися своїми матрицями жорсткості. У загальному випадку необхідно

враховувати, що матриця жорсткості як інструмента, так і заготовки є деякою функцією координат переміщення супорта.

Для того щоб враховувати деформації елементів у заготовок найрізноманітнішої номенклатури, потрібно залучати сучасні методи аналізу напружено-деформованих станів на основі уяв механіки суцільного середовища. Твердотільне моделювання – потужний і гнучкий засіб створення моделі [22; 24; 50; 91]. До переваг твердотільного моделювання можна віднести:

- можливість використання для складних моделей, у першу чергу для просторових;
- відносно малу кількість даних, з якими доводиться працювати;
- використання таких геометричних операцій, як переміщення і обертання, що неможливо при роботі з вузлами й елементами;
- використання «примітивів» – плоских багатокутних поверхонь і циліндричних обсягів, а також булевих операцій (перетинання, віднімання і т. д.) при побудові моделі «знизу – вгору»;
- можливість використання засобів оптимізації;
- можливість зміни кінцево-елементної сітки як додатка до моделі твердотільних навантажень;
- можливість вносити швидкі зміни у геометрію моделі;
- можливість змінювати розташування об'єктів, що дозволяє застосовувати різні типи аналізу.

Найбільш прийнятним для цього методом є метод кінцевих елементів (МКЕ) [3; 22; 24; 50; 93], який і буде прийнятий як основний для математичного моделювання й обчислення розподілених матриць жорсткості у точці контакту інструменту з оброблюваною заготовкою.

Зупинимося коротко на відомих особливостях МКЕ й адаптуємо метод стосовно до розглянутого класу завдань.

У першу чергу слід зазначити, що метод кінцевих елементів є потужним методом розв'язування найрізноманітніших завдань, що виникають перед інженером, від розрахунків твердості простих конструкцій до моделювання плину грузлих середовищ (наприклад, при відливанні пластмас).

Історично МКЕ розвивався у зв'язку з необхідністю розраховувати досить складні реальні конструкції (кузови автомобілів, літальні апарати й ін.) у завданнях механіки. Основна ідея МКЕ полягає у тому, що конструкцію, що розраховується, розбивають на малі кінцеві зони (кінцеві елементи), після чого невідомі функції апроксимують у кожному кінцевому елементі незалежно, вважаючи, що середовище, яке моделюють, є лінійним. У результаті реальна конструкція замінюється кінцево-елементною моделлю. Ідея МКЕ робить цей метод універсальним. Крім того, МКЕ допускає автоматизацію процесу побудови кінцево-елементної моделі. Можна назвати такі позитивні особливості МКЕ:

- 1) розв'язок завдань механіки, переносу тепла й багатьох інших у сферах зі складною геометрією й неоднорідністю матеріалу;
- 2) різноманітність вибору типу кінцевих елементів;
- 3) легко враховуються найрізноманітніші граничні умови;
- 4) можливість алгоритмізації розбивки області й складання ефективних пакетів програм.

Для того щоб більш детально зрозуміти аспекти МКЕ, використовувані у цій роботі, введемо деякі важливі поняття. У теорії пружності розглядаються такі поняття: переміщення точок, деформації й напруги твердого тіла як суцільного середовища. Кожну точку тіла будемо описувати вектором \vec{r} у локальній для кожного кінцевого елемента у декартовій системі координат XYZ: $\vec{r} = \{x, y, z\}$. Під впливом прикладених зовнішніх сил тверде тіло, загалом кажучи, якимось деформується, тому нове положення тієї ж точки тіла буде описуватися новим вектором: $\vec{r}' = \{x', y', z'\}$. Будемо називати вектором переміщення вектор \vec{u} , що дорівнює: $\vec{u} = \vec{r}' - \vec{r}$ (цей вектор також описується у системі координат конкретного кінцевого елемента).

У результаті в деформованому тілі виникає поле вектора переміщення: $\vec{u} = \vec{u}(\vec{r}), \vec{r} \in \Omega$ (Ω – область простору, охоплювана тілом), але описувати деформацію тіла таким полем не зовсім зручно, тому що при паралельному переносі або повороті тіла як твердого цілого у ньому не виникає ніяких деформацій, у той час як описане поле не дорівнює нулю. Для того щоб цього не відбувалося,

деформація тіла має описувати зміни відстаней між точками тіла. Очевидно, що для визначення переміщень у точці контакту треба розглядати всі сумарні зміни відстаней між локальними точками.

На рис. 2.5 [46] показано дві нескінченно близькі точки тіла до деформації: точка M_1 , описувана вектором $\bar{r}_1 = \{x_1, y_1, z_1\}$, і точка M_2 , описувана вектором $\bar{r}_2 = \{x_2, y_2, z_2\}$.

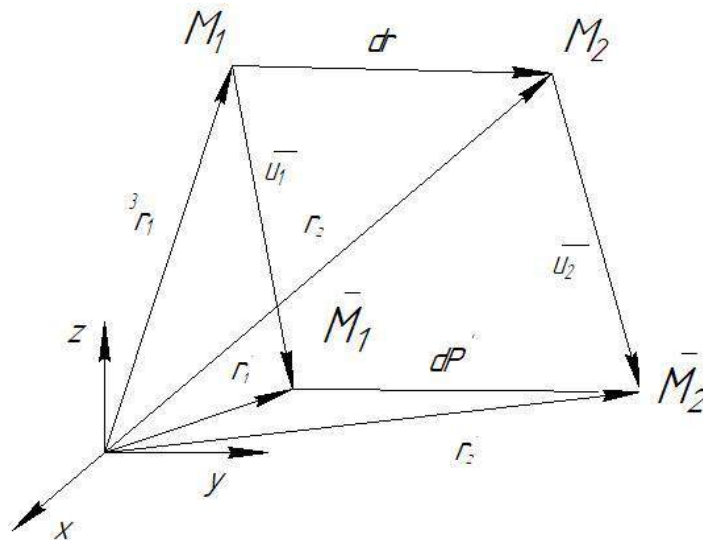


Рисунок 2.5 – Спосіб формування вектора переміщення

У результаті деформації тіла перша точка виявилася на новому положенні точки M_1' з вектором $\bar{r}'_1 = \{x'_1, y'_1, z'_1\}$, а друга точка M_2' з вектором $\bar{r}'_2 = \{x'_2, y'_2, z'_2\}$. Вектори переміщень для цих точок дорівнюють, відповідно, $\bar{u}_2 = \{x'_2 - x_2, y'_2 - y_2, z'_2 - z_2\}$ і $\bar{u}_1 = \{x'_1 - x_1, y'_1 - y_1, z'_1 - z_1\}$. Очевидно, що відстань dl між точками M_1 і M_2 до деформації дорівнювала довжині вектора $d\bar{r}'$, а відстань dl' між цими точками після деформації – довжині вектора $d\bar{r}'$, тому

$$dl' = \sqrt{((x_2 - x_1) + (u_{x2} - u_{x1}))^2 + ((y_2 - y_1) + (u_{y2} - u_{y1}))^2 + ((z_2 - z_1) + (u_{z2} - u_{z1}))^2} \quad (2.17)$$

Звідси випливає, що

$$dl'^2 = (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2 + 2 \left(\begin{aligned} &(x_2 - x_1) \cdot (u_{x2} - u_{x1}) + (y_2 - y_1) \cdot (u_{y2} - u_{y1}) + \\ &+ (z_2 - z_1) \cdot (u_{z2} - u_{z1}) + (u_{x2} - u_{x1})^2 + \\ &+ (u_{y2} - u_{y1})^2 + (u_{z2} - u_{z1})^2 \end{aligned} \right) \quad (2.18)$$

Враховуючи вираження для dl' і той факт, що у силу нескінченної близькості точок справедливі рівності

$$\begin{aligned} u_{x2} &= u_{x1} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \cdot (x_2 - x_1) + \frac{\partial u_y}{\partial y} \cdot (y_2 - y_1) + \frac{\partial u_z}{\partial z} (z_2 - z_1) \\ u_{y2} &= u_{y1} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \cdot (x_2 - x_1) + \frac{\partial u_y}{\partial y} \cdot (y_2 - y_1) + \frac{\partial u_z}{\partial z} (z_2 - z_1) \\ u_{z2} &= u_{z1} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \cdot (x_2 - x_1) + \frac{\partial u_y}{\partial y} \cdot (y_2 - y_1) + \frac{\partial u_z}{\partial z} (z_2 - z_1) \end{aligned} \quad (2.19)$$

одержимо без урахування доданків другого ступеня малості й, враховуючи, що у широкому класі завдань технічної механіки деформації тіла виявляються малими, формулу для dl'^2 :

$$\begin{aligned} dl'^2 &= dl^2 + 2 \cdot \left[\frac{\partial u_x}{\partial x} \cdot (x_2 - x_1)^2 + \frac{\partial u_y}{\partial y} \cdot (y_2 - y_1)^2 + \frac{\partial u_z}{\partial z} (z_2 - z_1)^2 + \right. \\ &+ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \cdot (x_2 - x_1) \cdot (y_2 - y_1) + \\ &+ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \cdot (x_2 - x_1) \cdot (z_2 - z_1) + \\ &\left. + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \cdot (y_2 - y_1) \cdot (z_2 - z_1) \right]. \end{aligned} \quad (2.20)$$

З наведеної формули видно, що зміна відстані між двома нескінченно близькими точками пружного тіла у результаті його деформації однозначно визначаються першими похідними від переміщень по координатах, а також відстанню між двома точками до деформації. Зазначені перші похідні від переміщень по координатах прийнято у теорії пружності записувати у вигляді симетричної матриці (3x3):

$$u_{\alpha\beta} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \\ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \frac{\partial u_y}{\partial y} \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \\ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \frac{\partial u_z}{\partial z} \end{bmatrix}, \quad (2.21)$$

що називається тензором деформацій.

Симетричний тензор другого рангу, яким є тензор деформації, у тривимірному просторі має всього 6 незалежних компонентів, тому у технічній механіці прийнято використовувати шестикомпонентну величину:

$$\bar{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \end{Bmatrix}, \text{ де} \quad \begin{aligned} \varepsilon_x &= u_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x} \\ \varepsilon_y &= u_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial y} \\ \varepsilon_z &= u_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z} \\ \gamma_{xy} &= 2 \cdot u_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \\ \gamma_{xz} &= 2 \cdot u_{xz} = \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \\ \gamma_{yz} &= 2 \cdot u_{yz} = \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \end{aligned} \quad (2.22)$$

Видно, що $\bar{\varepsilon}$ – це просто стовпець, що складається з компонентів $u_{\alpha\beta}$.

Перші три компоненти вектора являють собою відносні зміни довжин нескінченно малих відрізків, спочатку паралельних осям координат (x , y , z). Останні три компоненти вектора є деформаціями зрушення, що дорівнюють за величиною змінам кутів між елементарними відрізками, спочатку паралельними осям координат, зазначеним в індексах.

У результаті такої деформації у пружному тілі виникають сили, що прагнуть повернути тіло у недеформований стан. Ці внутрішні сили за своєю природою є поверхневими й називаються внутрішніми напруженнями.

У теорії пружності показується, що напруги можуть бути математично описані симетричним тензором другого рангу $\sigma_{\alpha\beta}$, ($\alpha, \beta = x, y, z$).

Як і тензор деформації, тензор напруг може бути представлений у вигляді симетричної матриці (3 x 3):

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix}, \text{ де } \begin{cases} \sigma_{xy} = \sigma_{yx} \\ \sigma_{xz} = \sigma_{zx} \\ \sigma_{yz} = \sigma_{zy} \end{cases} \quad (2.23)$$

У технічній механіці замість тензора напруг прийнято вводити символічний «вектор напруг» σ , що має 6 компонент. Перші три компоненти вектора є нормальними напругами (на майданчиках, перпендикулярних осям координат), а останні три компоненти – дотичними напруженнями.

Як відомо, при досить малих деформаціях твердого тіла зручний закон Гука. Для завдань розтягання стрижня він затверджує лінійний зв'язок між зовнішньою силою F і переміщенням U , що виникає. Однак у теорії пружності прийнятий узагальнений закон Гука, що встановлює лінійну залежність компонентів тензора (внутрішніх) напруг σ_{afi} від компонентів тензора деформації u_{afi} . Для однорідного ізотропного середовища ця залежність однозначно визначається такими пружними параметрами: E – модуль пружності; μ – коефіцієнт Пуассона ($0 < \mu < 0.5$).

Уведемо також: $G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)}$ – модуль зрушення.

Зазначена залежність $\sigma_{\alpha\beta}$ від $i_{\alpha\beta}$ у термінах компонентів ε і σ векторів дається такими формулами:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{(1+\mu) \cdot (1-2\cdot\mu)} ((1-\mu) \cdot (\varepsilon_x + \mu \cdot (\varepsilon_y + \varepsilon_z))); \\ \sigma_y &= \frac{E}{(1+\mu) \cdot (1-2\cdot\mu)} ((1-\mu) \cdot (\varepsilon_y + \mu \cdot (\varepsilon_x + \varepsilon_z))); \\ \sigma_z &= \frac{E}{(1+\mu) \cdot (1-2\cdot\mu)} ((1-\mu) \cdot (\varepsilon_z + \mu \cdot (\varepsilon_x + \varepsilon_y))); \\ \tau_{xy} &= G \cdot \gamma_{xy} \cdot \tau_{xz} = G \cdot \gamma_{xz} \cdot \tau_{yz} = G \cdot \gamma_{yz}. \end{aligned} \quad (2.24)$$

У матричному виді рівняння (2.24) мають вигляд:

$$\bar{\sigma} = [E] \cdot \bar{\varepsilon} \quad (2.25)$$

де $[E]$ – матриця пружності, що дорівнює

$$[E] = \frac{E}{(1+\mu) \cdot (1-2\mu)} \cdot \begin{bmatrix} (1-\mu) & \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & (1-\mu) & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \mu & (1-\mu) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2} \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

Для подальшого розгляду введемо поняття енергії деформації пружного тіла (дисипація енергії у цьому випадку зневажаємо) U . Відзначимо також, що відповідно до закону збереження енергії робота зовнішніх сил δA дорівнює збільшенню енергії деформації δU .

Нехай роботу деформації роблять об'ємні сили R . Як відомо з механіки, робота δA сили F на переміщення δu дорівнює $F \cdot \delta u$. В елементарному обсязі dV діє сила R dV , звідки елементарна робота об'ємних сил на переміщення дорівнює:

$$d\delta A = \bar{R} \cdot \delta \bar{u} \cdot dV = (R_x \cdot \delta u_x + R_y \cdot \delta u_y + R_z \cdot \delta u_z) \cdot dV \quad (2.27)$$

а для всього об'єму тіла: $\delta A = \int \bar{R} \cdot \delta \bar{u} \cdot dV$, де інтегрування ведеться по всьому об'єму тіла.

У теорії пружності показується, що рівняння рівноваги суцільного пружного середовища має вигляд: $\frac{\partial \sigma_{\alpha\beta}}{\partial x_\beta} + R_\alpha = 0$, ($\alpha, \beta = x, y, z$). Тому вираз для

елементарної роботи да прийме вид: $\delta A = - \int_V \frac{\partial \sigma_{\alpha\beta}}{\partial x_\beta} \cdot \delta u_\alpha \cdot dV$.

Тут і далі прийняте підсумовування пар однакових індексів. Неважко бачити, що у сумі, що є під знаком інтеграла, усього 9 доданків. Перетворимо підінтегральний вираз:

$$\frac{\partial \sigma_{\alpha\beta}}{\partial x_\beta} \cdot \delta u_\alpha = \frac{\partial}{\partial x_\beta} \cdot (\sigma_{\alpha\beta} \cdot \delta u_\alpha) - \sigma_{\alpha\beta} \cdot \frac{\partial \delta u_\alpha}{\partial x_\beta}. \quad (2.28)$$

За теорією Гауса інтеграл за об'ємом тіла $\int \frac{\partial}{\partial x_\beta} \cdot (\sigma_{\alpha\beta} \cdot \delta u_\alpha) dV$ дорівнює інтегралу за поверхнею тіла $\int_V \frac{\partial}{\partial x_\beta} \cdot (\sigma_{\alpha\beta} \cdot \delta u_\alpha) dV = \int_S \sigma_{\alpha\beta} \cdot \delta u_\alpha \cdot dS$.

Розглядаючи необмежене середовище, не деформовану на нескінченності, спрямуємо границі тіла у нескінченність; тоді можна вважати, що на поверхні тіла напруги дорівнюють нулю. Тому формула для δA прийме вигляд:

$$\int_V \sigma_{\alpha\beta} \cdot \frac{\partial \delta u_\alpha}{\partial x_\beta} \cdot dV = \frac{1}{2} \cdot \int_V \sigma_{\alpha\beta} \cdot \left(\frac{\partial \delta u_\alpha}{\partial x_\beta} + \frac{\partial \delta u_\beta}{\partial x_\alpha} \right) \cdot dV \quad (2.29)$$

Остання рівність зручна внаслідок симетрії тензора напруг $\sigma_{\alpha\beta}$. Перепишемо останню формулу у вигляді:

$$\delta A = \int_V \sigma_{\alpha\beta} \cdot \delta u_{\alpha\beta} \cdot dV. \quad (2.30)$$

Отримана формула зручна для деформації довільного суцільного пружного середовища і є тому самою загальною.

Одержимо тепер формулу для енергії деформації пружного середовища, що підкоряється закону Гука. У цьому випадку компоненти $\sigma_{\alpha\beta}$ залежать лінійно від компонентів $u_{\alpha\beta}$. Тоді після інтегрування від нульових деформацій до кінцевих деформацій з урахуванням рівняння $\int_0^1 x \cdot dx = \frac{u^2}{2}$ одержимо формулу для енергії довільно деформованого тіла, що підкоряється закону Гука:

$$U = \frac{1}{2} \cdot \int_V \sigma_{\alpha\beta} \cdot u_{\alpha\beta} \cdot dV, (\alpha, \beta = x, y, z), \quad (2.31)$$

або що те ж саме:

$$U = \frac{1}{2} \cdot \int_V \bar{\epsilon}^r \cdot [E] \cdot \bar{\epsilon} \cdot dV. \quad (2.32)$$

Для подальших розрахунків станів рівноваги елемента у випадку впливу зовнішніх деформувальних сил досить застосувати варіаційний принцип Лагранжа. Як відомо, цей принцип застосуємо для опису рівноваги пружного тіла під впливом зовнішніх сил. Принцип Лагранжа затверджує, що рівняння рівноваги виходять із функціонала $W = U - A$, де U – енергія деформації пружного тіла, A - робота зовнішніх сил. Система буде перебувати у рівновазі, коли нулю буде дорівнювати перша варіація, а отже і всі перші похідні. Підкреслимо, що саме цей принцип був покладений в основу обчислення точки рівноваги системи різання, описаний у попередній главі.

Коротко розглянемо тривимірну модель тіла. Нехай ми провели дискретизацію тіла на тривимірні кінцеві елементи. У межах кожного кінцевого елемента поле переміщень, записане як

$$u(x, y, z) = \begin{bmatrix} u_x(x, y, z) \\ u_y(x, y, z) \\ u_z(x, y, z) \end{bmatrix}. \quad (2.33)$$

апроксимується за своїми значеннями \bar{v}_r ($r = 1, 2, \dots, n$) у вузлах елемента за допомогою функцій форми елемента $\bar{\Psi}_r(x, y, z)$:

$$\bar{u}_r(x, y, z) = \sum_{r=1}^n \bar{\Psi}_r(x, y, z) \cdot \bar{v}_r. \quad (2.34)$$

Тоді вектор деформацій буде мати таку апроксимацію:

$$\bar{\varepsilon}(x, y, z) = \sum_{r=1}^n [\beta_r] \cdot \bar{v}_r = [\beta] \cdot \bar{U}^{(e)}$$

$$[\beta_r] = \begin{bmatrix} \frac{\partial \Psi}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial \Psi}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial \Psi}{\partial z} \\ \frac{\partial \Psi}{\partial y} & \frac{\partial \Psi}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial \Psi}{\partial z} & 0 & \frac{\partial \Psi}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial \Psi}{\partial z} & \frac{\partial \Psi}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

де $\bar{U}^{(e)}$ – вектор ступенів свободи елемента;

$[\beta]$ – матриця деформація елемента.

Отже, вектор деформації апроксимується у межах кінцевого елемента за допомогою матриці деформації й вектора ступенів свободи елемента. Тоді у силу адитивності інтеграла енергія деформації тіла дорівнює сумі енергій деформації елементів, на яке розбито тіло:

$$U = \sum_e U^{(e)} = \sum_e \frac{1}{2} \cdot \int_{v_e} \bar{\epsilon}^r \cdot [E] \cdot \bar{\epsilon} \cdot dV \quad (2.36)$$

а перетворюючи цей вираз за допомогою (2.35), одержуємо для енергії кінцевого елемента:

$$U^{(e)} = \frac{1}{2} \cdot \bar{U}^{(v)} \cdot [K^{(e)}] \cdot \bar{U}^{(e)}. \quad (2.37)$$

де $[K^{(e)}] = \int_{v_e} [\beta]^r \cdot [E] \cdot [\beta] \cdot dV$ – матриця твердості кінцевого елемента.

Ця матриця твердості елемента є одним з найважливіших понять у теорії МКЕ стосовно механіки. Така матриця твердості елемента має розмірність $(N \times N)$, де N – кількість ступенів волі кінцевого елемента. Власне кажучи, матриця твердості елемента і є основою, що описує кінцевий елемент. В остаточному підсумку принцип Лагранжа стосовно МКЕ у механіку прийме вигляд:

$$[K^{(e)}] = \bar{U}^{(e)} = \bar{F}^{(e)}. \quad (2.38)$$

Однак наше основне завдання полягає у знаходженні рівнянь рівноваги всієї оброблюваної заготовки, що моделюється кінцевими елементами.

Тому що вся конструкція описується у глобальній системі координат XYZ, а кожний кінцевий елемент у своїй локальній системі UVW, тому попередньо необхідно здійснити перехід від описів елемента в локальній системі координат до глобальної системи всієї конструкції.

Нехай $\{\bar{e}_x, \bar{e}_y, \bar{e}_z\}$ – одиничні напрямні вектори глобальної системи координат, а $\{\bar{e}_u, \bar{e}_v, \bar{e}_w\}$ – орти локальної системи координат. Тоді можна записати:

$$\begin{Bmatrix} \bar{e}_u \\ \bar{e}_v \\ \bar{e}_w \end{Bmatrix} = [\alpha] \cdot \begin{Bmatrix} \bar{e}_x \\ \bar{e}_y \\ \bar{e}_z \end{Bmatrix}. \quad (2.39)$$

де $[\alpha] = \begin{bmatrix} \alpha_{ux} & \alpha_{uy} & \alpha_{uz} \\ \alpha_{vx} & \alpha_{vy} & \alpha_{vz} \\ \alpha_{wx} & \alpha_{wy} & \alpha_{wz} \end{bmatrix}$ – матриця переходу від глобальної системи

координат до локальної системи координат або, що те ж саме:

$$\bar{e}_i = a_{ik} \cdot \tilde{e}_k. \quad (2.40)$$

Крім того, ми надалі будемо користуватися тією властивістю, що у матриць повороту транспонована матриця збігається зі зворотною матрицею, тобто $[a]^r = [a]^{-1}$. Аналогічно вектор $\bar{U}^{(e)}$ у л.с.к. може бути виражений через вектор $\tilde{U}^{(e)}$ у л.с.к.:

$$\bar{U}^{(e)} = [G] \cdot \tilde{U}^{(e)}, \quad (2.41)$$

де $[G] = \begin{bmatrix} [\alpha] & & \\ & [\alpha] & \\ & & [\alpha] \end{bmatrix}$ – стрічкова матриця переходу для вектора

ступенів волі елемента.

Для знаходження матриці твердості елемента у глобальній системі координат помітимо, що енергія деформації є величиною інваріантною щодо повороту системи координат величиною, тому

$$U^{(e)} = \frac{1}{2} \cdot \tilde{U}^{(e)r} \cdot [K^{(e)}] \cdot \bar{U}^{(e)} = \frac{1}{2} \cdot \tilde{\tilde{U}}^{(e)} \cdot [\tilde{K}^{(e)}] \cdot \tilde{\tilde{U}}^{(e)}, \quad (2.42)$$

Або, підставляючи вираз (2.40), одержимо:

$$U^{(e)} = \frac{1}{2} \cdot \tilde{\tilde{U}}^{(e)r} \cdot [G]^r \cdot [K^{(e)}] \cdot [G] \cdot \tilde{\tilde{U}}^{(e)}, \quad (2.43)$$

звідки:

$$[\tilde{K}^{(e)}] = [G]^r \cdot [K^{(e)}] \cdot [G]. \quad (2.44)$$

Температурні деформації базових деталей здійснюють вагомий вплив на точність оброблення, особливо у прецизійних верстатах при остаточних операціях [48]. Основними джерелами тепловиділення у верстатах є двигуни, елементи приводу та процес різання. Найближчі до джерела тепла стінки будуть нагріті вище, ніж віддалені, що викличе викривлення стійки, як наслідок порушення заданого кутового положення осі шпинделя щодо площині столу. Нерівномірність нагрівання окремих точок стійки порівняно невелика і знаходиться у межах 5–8 °С при середній надлишковій температурі корпусу шпиндельної бабки 12–15 °С.

Розрахунок і аналіз температурних деформацій несучої системи ускладнюється тим, що тепловий вплив змінюється у часі за випадковим законом, тому застосовують наближений метод розрахунку при наявності попередніх

даних про джерела тепловиділення і температурного поля. Температурне поле, тобто розподіл температури у різних точках несучої системи після деякого часу роботи верстата, визначають за експериментальними даними або наближеним розрахунком, наприклад методом елементарних балансів. При цьому всі базові деталі розбивають на елементарні геометричні фігури, у межах яких закон зміни температури вважається лінійним. Деталі типу прямокутних пластин і коробок розбивають на елементарні паралелепіпеди зі сторонами Δx , Δy , Δz , а деталі типу тіл обертання – на циліндри постійного діаметра. Для кожної елементарної фігури складають рівняння теплового балансу, за яким визначають приріст температури через деякий проміжок часу $\Delta\tau$. Наприклад, для елементарного паралелепіпеду, розташованого у кутку стійки, що містить джерело теплоти малого розміру, за умови рівномірного теплообміну з навколишнім середовищем рівняння теплового балансу матиме вигляд [48]:

$$Q\Delta\tau = c\gamma\Delta x\Delta y\Delta z(\theta_\tau - \theta) + \alpha\theta\Delta\tau[2\Delta x\Delta y + \Delta z(\Delta x + \Delta y)] + \lambda\frac{\theta - \theta_{x+\Delta x}}{\Delta x}\Delta y\Delta z\Delta\tau + \lambda\frac{\theta - \theta_{y+\Delta y}}{\Delta y}\Delta x\Delta z, \quad (2.45)$$

де Q – питома теплота, кДж/г;

c – питома теплоємність матеріалу, для чавуна $c = 50$ кДж/(кг·К);

γ – щільність матеріалу, кг/м³;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, для чавуна $\lambda = 474\text{--}58$ Вт/(м·К);

α – коефіцієнт теплопередачі у навколишнє середовище, за відсутності вентиляції $\alpha = 5\text{--}7$ Вт/(м²·К);

T – надлишкова температура у початковий момент і через деякий час $\Delta\tau$;

$\theta_{x+\Delta x}$, $\theta_{y+\Delta y}$, – надлишкова температура у початковий момент для центрів сусідніх елементів.

З рівняння (2.45) можна отримати вираз для надлишкової температури:

$$\theta_\tau = \frac{\theta\Delta\tau}{c\tau} + \alpha\Delta\tau \left[\frac{\theta_{x+\Delta x}}{(\Delta x)^2} + \frac{\theta_{y+\Delta y}}{(\Delta y)^2} \right] +$$

$$+\theta \left\{ 1 - \frac{\alpha \Delta \tau}{c\gamma} \left(\frac{2}{\Delta z} + \frac{1}{\Delta y} + \frac{1}{\Delta z} \right) - \alpha \Delta \tau \left[\frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta y)^2} \right] \right\}, \quad (2.46)$$

де $m = \gamma \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z$ – маса певного елемента;

$\alpha = \lambda / c\gamma$ температуропровідність матеріалу, для чавуна $\alpha = 60 \cdot 10^{-2}$ м²/ч.

Рівняння, подібні 2.46, складають для всіх елементарних фігур базових деталей. За ним можна простежити зміну надлишкової температури з плином часу. При великій кількості елементів розрахунок доцільно проводити на ЕОМ.

Температурні деформації окремих елементів і всієї деталі визначають при допущенні, що ці зміщення пропорційні середній температурі:

$$\delta_t = \varepsilon L_i \theta_{срт}, \quad (2.47)$$

де ε – коефіцієнт лінійного розширення.

Загальне температурне переміщення робочих органів верстата отримують підсумовуванням окремих температурних деформацій. Сумарні температурні зміщення необхідно обмежувати виходячи з допустимих похибок оброблення.

Розрахунок на жорсткість методом кінцевих елементів проілюструємо найпростішим прикладом. Для шарнірноз'єднаної системи необхідно визначити зміщення у вузлі 2, припускаючи, що кожен стрижень має довжину L , поперечний переріз S і модуль пружності E . На елемент e_1 діє поздовжня сила P і реакції у шарнірах F_1 і F_2 . Зсув вузлів елемента від початкового положення позначимо δ_1 і δ_2 , а їх проекції на осі координат відповідно δ_{x1} , δ_{y1} , δ_{x2} , δ_{y2} .

У матричній формі сили і зміщення описують виразами:

$$F^{e_1} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}^{e_1} = \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix}^{e_1}; \quad \delta^{e_1} = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \end{bmatrix}^{e_1} = \begin{bmatrix} \delta_{x1} \\ \delta_{y1} \\ \delta_{x2} \\ \delta_{y2} \end{bmatrix}^{e_1}, \quad (2.48)$$

де матричний індекс e_1 означає елемент, до якого належать розглядувані величини.

Проекції поздовжньої сили на осі координат можуть бути дорівненими реакціям у шарнірах:

$$\begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P \cos \gamma \\ -P \sin \gamma \\ -P \cos \gamma \\ P \sin \gamma \end{bmatrix}. \quad (2.49)$$

Поздовжню силу P можна визначити за подовженням стрижня:

$$P = \left(\frac{ES}{L}\right) [(\delta_{x2} - \delta_{x1}) \cos \gamma + (\delta_{y2} - \delta_{y1}) \sin \gamma]. \quad (2.50)$$

Підставляючи P з виразу у вираз для F_{x1} , отримаємо

$$\begin{aligned} F_{x1} &= \left(\frac{ES}{L}\right) [(\delta_{x2} - \delta_{x1}) \cos^2 \gamma + (\delta_{y2} - \delta_{y1}) \sin \gamma \cos \gamma] = \\ &= \left(\frac{ES}{L}\right) [-\delta_{x1} \cos^2 \gamma - \delta_{y1} \cos \gamma \sin \gamma + \delta_{x2} \cos^2 \gamma + \delta_{y2} \sin \gamma \cos \gamma]. \end{aligned} \quad (2.51)$$

У матричній формі вираз має вигляд

$$F_{x1} = \left(\frac{ES}{L}\right) [-\cos^2 \gamma, -\cos \gamma \sin \gamma, \cos^2 \gamma, +\sin \gamma \cos \gamma] \begin{bmatrix} \delta_{x1} \\ \delta_{y1} \\ \delta_{x2} \\ \delta_{y2} \end{bmatrix}. \quad (2.52)$$

Чотири рівняння типу (2.51) для $F_{x1}, F_{y1}, F_{x2}, F_{y2}$ у матричній формі записують таким чином:

$$F_{e1} \left(\frac{ES}{L}\right) \begin{bmatrix} -\cos^2 \gamma & -\sin \gamma \cos \gamma & \cos^2 \gamma & \sin \gamma \cos \gamma \\ \sin \gamma \cos \gamma & \sin^2 \gamma & -\sin \gamma \cos \gamma & -\sin^2 \gamma \\ \cos^2 \gamma & \sin \gamma \cos \gamma & -\cos^2 \gamma & -\sin \gamma \cos \gamma \\ -\sin \gamma \cos \gamma & -\sin^2 \gamma & \sin \gamma \cos \gamma & \sin^2 \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_{x1} \\ \delta_{y1} \\ \delta_{x2} \\ \delta_{y2} \end{bmatrix}. \quad (2.53)$$

Якщо множник $\frac{ES}{L}$ внести у квадратну матрицю, то (2.21) рівняння набуває вигляду:

$$F^{e_1} = \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{x1,x2} & k_{x1,y1} & k_{x1,x2} & k_{x1,y2} \\ k_{y1,x1} & k_{y1,y1} & k_{y1,x2} & k_{y1,y2} \\ k_{x2,x1} & k_{x2,y1} & k_{x2,x2} & k_{x2,y2} \\ k_{y2,x1} & k_{y2,y2} & k_{y2,x2} & k_{y2,y2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_{x1} \\ \delta_{y1} \\ \delta_{x2} \\ \delta_{y2} \end{bmatrix}. \quad (2.54)$$

Якщо квадратна матриця розбита, як показано, штриховими лініями, то рівняння (2.54) можна записати у такий спосіб:

$$F^{e_1} = \begin{bmatrix} k_{11}^{e_1} & k_{12}^{e_1} \\ k_{21}^{e_1} & k_{22}^{e_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \end{bmatrix}. \quad (2.55)$$

Рівняння (2.55) є рівнянням для елемента e_1 , і його квадратну матрицю коефіцієнтів називають матрицею жорсткості елемента. Подібні рівняння можуть бути отримані і для інших елементів.

Рівняння (2.55) може бути розширено так, щоб воно включало всі вузлові зміщення системи:

$$F^{e_1} = \begin{bmatrix} F_1^{e_1} & k_{11}^{e_1} & 0 & 0 \\ F_2^{e_1} & k_{21}^{e_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_{x1} \\ \delta_{y1} \\ \delta_{x2} \\ \delta_{y2} \end{bmatrix}. \quad (2.56)$$

Рівняння (2.56) являє собою розширене матричне рівняння для елемента e_1 і може бути записано як:

$$F^{e_1} = k^{e_1} \delta, \quad (2.57)$$

где k^{e_1} – розширена матриця жорсткості елемента e_1 ;

δ – вектор вузлових зміщень системи.

Зовнішня сила R_2 може бути виражена через проекції $R(x_2)$, $R(y_2)$, а умова рівноваги у точці 2 в напрямку осі X буде

$$R_{x_2} = F_{x_2}^{e_1} + F_{x_2}^{e_2} + F_{x_2}^{e_3}, \quad (2.58)$$

Або в матричній формі:

$$R_2 = \begin{bmatrix} R_{x_2} \\ R_{y_2} \end{bmatrix} = \sum_{e=1}^3 \begin{bmatrix} F_{x_2}^e \\ F_{xy_2}^e \end{bmatrix}. \quad (2.59)$$

Підстановка виразів типу 2.58 у рівняння 2.59 і узагальнення для всіх зовнішніх сил дає:

$$R = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ R_4 \end{bmatrix} = \sum_{e=1}^3 \begin{bmatrix} F_1^e \\ F_2^e \\ F_3^e \\ F_4^e \end{bmatrix} = \sum_{e=1}^3 F^e = \sum_{e=1}^3 k^e \delta \quad (2.60)$$

або

$$K\delta = R. \quad (2.61)$$

Рівняння (2.61) називають матричними рівняннями системи, а матрицю K , що задається рівнянням:

$$K = \sum_{e=1}^3 k_1 \quad (2.62)$$

називають матрицею жорсткості системи.

Процедура об'єднання матричних рівнянь елементів є по суті складанням розширених елементарних матриць жорсткості K і показує, що елементи k_{ij}^e матриці жорсткості K задаються рівнянням:

$$K_{ij} = \sum_{e=1}^3 k_{ij}^e. \quad (2.63)$$

Оскільки розміри і властивості стрижнів у цій системі відомі, то всі елементи k_{ij}^e можуть бути обчислені з використанням рівнянь 2.63. Якщо прикладена сила R_2 відома, то система лінійних алгебраїчних рівнянь 2.60 може бути вирішена різними методами і можуть бути визначені зміщення δ .

Значна частина кінцевих елементів допускає додаток необхідних тим або іншим видом аналізу навантажень, розподілених по елементу тисків, температур і т. д. До багатьох елементів можна прикладати інерційні навантаження (наприклад, силу тяжіння). Вузлові навантаження (сили, температури, переміщення і т. п. у залежності від призначення елемента) допустимі для всіх елементів. Додаток навантажень до елемента можливий також при використанні кінцевих елементів з поверхневим ефектом для особливих видів навантажень, таких як поверхневий натяг і жорсткість пружної основи. Кінцеві елементи призначені для двовимірних (2D) або тривимірних (3D) моделей і розглядаються як об'єкти, які приймають такі геометричні форми: точка, лінія, поверхня або об'єм.

Маючи математичний апарат для отримання матриць жорсткості кінцевих елементів, приведення навантажень, прикладених до поверхні або в об'ємі елемента до зусиль у вузлах, можна побудувати алгоритм МКЕ:

1. Проводиться дискретизація обсягу, який охоплює деталль або складання на елементи, або, іншими словами, будується сітка кінцевих елементів. Для об'ємного тіла зона розбивається (у рамках функціональності пакету COSMOSWorks 2012) на тетраедри з гранями, що апроксимується лінійними (лінійна залежність від координат) або параболічними функціями координат. Для поверхневих моделей – на плоскі (лінійна) або криволінійні (параболічна залежність) трикутники.

2. Для просторових кінцевих елементів ступенями свободи є переміщення у напрямку осей локальної системи координат елемента. Для кінцевих елементів оболонок до трьох переміщень у кожному вузлі додаються по три кута повороту нормалі до серединної поверхні області, що апроксимується елементом, щодо тих же осей.

3. Визначаються залежності для перетворення переміщень і кутів повороту у вузлах до глобальної системи координат.

4. Обчислюються матриці жорсткості кінцевих елементів. У формули для розрахунку компонентів матриць жорсткості кінцевих елементів, крім координат вузлів, входять модулі пружності та коефіцієнти Пуассона матеріалів, тобто якщо аналізується збирання, то у залежності від належності елемента деталі при

розрахунку матриць жорсткості елементів використовуються відповідні характеристики жорсткості матеріалу.

5. Отримані матриці жорсткості з використанням залежностей для переходу від локальних систем координат елемента у глобальні перетворюються у глобальну систему координат.

6. Матриці жорсткості, представлені у глобальних координатах, об'єднуються у глобальну матрицю жорсткості.

7. Призначені граничні умови, статичні та кінематичні, призводять до навантажень і переміщень у вузлах, виражених у глобальній системі координат, і включаються у стовпець зусиль $[F]$.








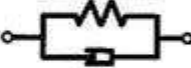








8. Отримана лінійна система рівнянь виду вирішується відносно стовпчика переміщень. Це найбільш трудомісткий етап розрахунку. Для вирішення використовуються ітераційні або прямі методи. Матриця жорсткості, як правило, зберігається у компактній формі, структура якої визначається до етапу її заповнення матрицями жорсткості елементів.

9. Для кожного кінцевого елемента, що має переміщення (кути повороту) у вузлах і аппроксимувальні функції, розраховуються деформації. Якщо елементи лінійні, деформації у межах елементів постійні, якщо елементи параболічні, деформації змінюються лінійно. На основі деформацій обчислюються напруги в елементах. За необхідності напруги у вузлах суміжних елементів усереднюються з наступним перерахунком напружень у межах кожного елемента.

















10. На основі компонентів напружено-деформованого стану і параметрів міцності матеріалу (матеріалів) проводиться обчислення еквівалентних напружень за якимось критерієм міцності.

У табл. 2.1 наведено деякі елементи, що використовуються при рішенні завдань інженерної механіки [24].

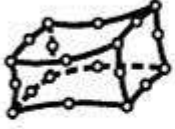
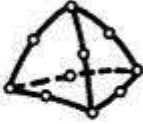




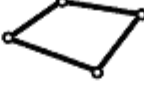









Таблиця 2.1 – Елементи, що використовуються при вирішенні завдань інженерної механіки

| | | | |
|--|---|---|---|
| <p>Structural Point</p> <p>Structural Mass</p>  <p>MASS21 1 node 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural 2D Line</p> <p>Spar</p>  <p>LINK1 2 nodes 2D space DOF: UX, UY</p> | <p>Structural 2D Beam</p> <p>Elastic Beam</p>  <p>BEAM3 2 nodes 2D space DOF: UX, UY, ROTZ</p> | <p>Structural 2D Beam</p> <p>Plastic Beam</p>  <p>BEAM23 2 nodes 2D space DOF: UX, UY, ROTZ</p> |
| <p>Structural 2D Beam</p> <p>Offset Tapered Unsymmetric Beam</p>  <p>BEAM54 2 nodes 2D space DOF: UX, UY, ROTZ</p> | <p>Structural 3D Line</p> <p>Spar</p>  <p>LINK8 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 3D Line</p> <p>Tension-Only Spar</p>  <p>LINK10 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 3D Line</p> <p>Linear Actuator</p>  <p>LINK11 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> |
| <p>Structural 3D Beam</p> <p>Elastic Beam</p>  <p>BEAM4 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural 3D Beam</p> <p>Thin Walled Plastic Beam</p>  <p>BEAM24 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural 3D Beam</p> <p>Offset Tapered Unsymmetric Beam</p>  <p>BEAM44 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural Pipe</p> <p>Elastic Straight Pipe</p>  <p>PIPE16 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> |
| <p>Structural Pipe</p> <p>Elastic Pipe Tee</p>  <p>PIPE17 4 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural Pipe</p> <p>Curved Pipe (Elbow)</p>  <p>PIPE18 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural Pipe</p> <p>Plastic Straight Pipe</p>  <p>PIPE20 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural Pipe</p> <p>Immersed Pipe</p>  <p>PIPE59 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> |

Продовження таблиці 2.1

| | | | |
|---|---|--|--|
| <p>Structural Pipe</p> <p>Plastic Curved Pipe</p>  <p>PIPE60 2 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural 2D Solid</p> <p>Triangular Solid</p>  <p>PLANE2 6 nodes 2D space DOF: UX, UY</p> | <p>Structural 2D Solid</p> <p>Axisymmetric Harmonic Structural Solid</p>  <p>PLANE25 4 nodes 2D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 2D Solid</p> <p>Structural Solid</p>  <p>PLANE42 4 nodes 2D space DOF: UX, UY</p> |
| <p>Structural 2D Solid</p> <p>Structural Solid</p>  <p>PLANE82 8 nodes 2D space DOF: UX, UY</p> | <p>Structural 2D Solid</p> <p>Axisymmetric Harmonic Structural Solid</p>  <p>PLANE83 8 nodes 2D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 2D Solid</p> <p>Structural Solid p-Element</p>  <p>PLANE145 8 nodes 2D space DOF: UX, UY</p> | <p>Structural 2D Solid</p> <p>Triangular Solid p-Element</p>  <p>PLANE146 6 nodes 2D space DOF: UX, UY</p> |
| <p>Structural 3D Solid</p> <p>Structural Solid</p>  <p>SOLID45 8 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 3D Solid</p> <p>Layered Solid</p>  <p>SOLID46 8 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 3D Solid</p> <p>Anisotropic Solid</p>  <p>SOLID64 8 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 3D Solid</p> <p>Reinforced Solid</p>  <p>SOLID65 8 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> |
| <p>Structural 3D Solid</p> <p>Solid with Rotations</p>  <p>SOLID72 4 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural 3D Solid</p> <p>Solid with Rotations</p>  <p>SOLID73 8 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural 3D Solid</p> <p>Tetrahedral Solid</p>  <p>SOLID92 10 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 3D Solid</p> <p>Structural Solid</p>  <p>SOLID95 20 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> |

Продовження таблиці 2.1

| | | | |
|--|--|---|---|
| <p>Structural 3D Solid</p> <p>Structural Solid p-Element</p>  <p>SOLID147 20 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 3D Solid</p> <p>Tetrahedral Solid p-Element</p>  <p>SOLID148 10 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Structural 2D Shell</p> <p>Plastic Axisymmetric Shell with Torsion</p>  <p>SHELL51 2 nodes 2D space DOF: UX, UY, UZ, ROTZ</p> | <p>Structural 2D Shell</p> <p>Axisymmetric Harmonic Structural Shell</p>  <p>SHELL61 2 nodes 2D space DOF: UX, UY, UZ, ROTZ</p> |
| <p>Structural 3D Shell</p> <p>Shear/Twist Panel</p>  <p>SHELL28 4 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ or ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Membrane Shell</p>  <p>SHELL41 4 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ</p> | <p>Plastic Large Strain Shell</p>  <p>SHELL43 4 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Elastic Shell</p>  <p>SHELL63 4 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> |
| <p>16-Layer Structural Shell</p>  <p>SHELL91 8 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Structural Shell</p>  <p>SHELL93 8 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>100-Layer Structural Shell</p>  <p>SHELL99 8 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Plastic Shell</p>  <p>SHELL143 4 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> |
| <p>Structural Shell p-Element</p>  <p>SHELL150 8 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Finite Strain Shell</p>  <p>SHELL181 4 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ</p> | <p>Explicit Dynamics</p> <p>Explicit Spar</p>  <p>LINK160 3 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, VX, VY, VZ, AX, AY, AZ</p> | <p>Explicit Beam</p>  <p>BEAM161 3 nodes 3D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, VX, VY, VZ, AX, AY, AZ</p> |

2.3 Методика експериментальних досліджень параметрів несучих систем

Під час випробування верстата іноді буває досить переконатися, чи не перевищують фактичні відхилення допустимі значення (наприклад при застосуванні граничних калібрів). Найчастіше для визначення фактичних відхилень від допустимих слід проводити вимірювання, пов'язані зі значними витратами часу.

Крім того, при проведенні вимірювань слід враховувати похибки, викликані неточністю засобів вимірювання або недосконалістю застосовуваних методів вимірювання. Методи і засоби вимірювання не мають привносити похибки, що перевищують певну частину допустимого відхилення вимірюваної величини. Оскільки точність застосовуваних засобів вимірювання у різних лабораторіях може бути різною, необхідно, щоб кожен засіб вимірювання мав градууювальну характеристику [21].

Дуже важливо, щоб контрольований верстат і засоби вимірювання були захищені від зовнішніх впливів: протягів, потоків світлового або теплового випромінювань (промені сонця, близько розташовані джерела світла, тепла і т. п.). До початку вимірювань має бути забезпечена стабільна температура приміщення, застосовуваних засобів вимірювання, контрольованого верстата [28; 30; 60].

Вплив похибок форми при визначенні похибок розташування. При вимірі похибок взаємного розташування двох поверхонь або двох ліній (рис. 2.6) вимірювальний прилад автоматично включає деякі похибки форми [64] та дає свідчення з їх урахуванням. Слід виходити з принципу, що контроль має охоплювати загальну похибку з урахуванням похибок форми двох поверхонь або двох ліній. Отже, загальний допуск має враховувати і допуски на форму контрольованих поверхонь (у разі необхідності до початку вимірювань слід попередньо визначити похибки).

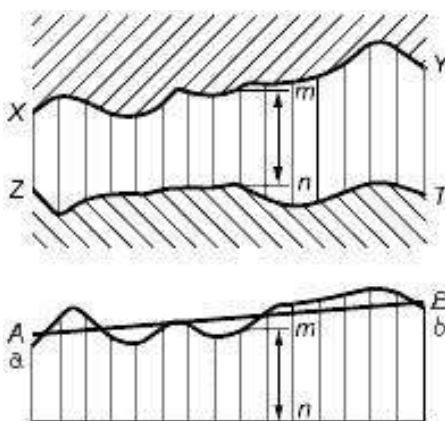


Рисунок 2.6 – Форми ліній і поверхонь, щодо розташування яких буде проводитися вимірювання

Засоби вимірювання точності металорізальних верстатів. Прилади й інструмент загального призначення, що застосовуються для більшості випробувань точності верстатів (контрольні лінійки і косинці, рівні, щупи, кінцеві міри, контрольні оправки, індикатори та мікрокатори і т. д.), досить прості й не вимагають спеціальних вказівок щодо їх застосування. Всі засоби вимірювання, які застосовуються для перевірки точності верстатів, мають бути відповідним чином перевірені й атестовані, а їх похибки враховані при проведенні вимірювань.

Відносно невелика кількість відповідальних перевірок, що характеризують точність верстата, вимагає застосування спеціальних вимірювальних приладів. Застосування цих приладів передбачає наявність кваліфікованого персоналу, що володіє навичками роботи з такими приладами.

До спеціальних вимірювальних приладів належать:

оптичні прилади для вимірювання прямолінійності напрямних - колімаційний і автоколімаційний прилади, візирні труби, що застосовуються також для перевірки співвісності та інших цілей;

- оптичні прилади для вимірювання кутів – теодоліти і коліматори, ділильні диски з відліковими мікроскопами, що застосовуються для перевірки ділильних кіл верстатів, ділильних механізмів й ін.;

- еталонні гвинти й спеціальні вимірювальні та самописні прилади для перевірки точності гвинторізних ланцюгів токарно-гвинторізних, різьбофрезерних і різьбошліфувальних верстатів;

- прецизійні штрихові заходи та відлікові мікроскопи для вимірювання точності переміщень координатних систем прецизійних координатно-розточувальних і деяких інших верстатів;

- прилади для безперервної перевірки ділительних кіл зуборізних верстатів.

Електронні вимірювальні системи. Електронні вимірювальні системи складаються з пов'язаної з підсилювачем вимірювальної головки (датчика) та пристрою індикації [21]. Пристрій індикації призначений для перетворення електричного сигналу датчика і відображення величини лінійних переміщень його вимірювального наконечника на дисплеї. Залежно від конструкції розрізняють датчики з вимірювальним наконечником осьової дії або наконечником бокової дії (рис 2.7 і 2.8).

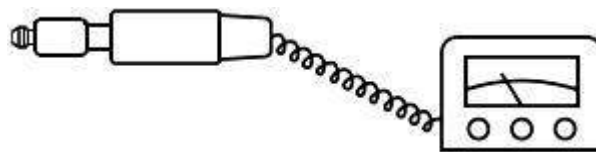


Рисунок 2.7 – Датчик з вимірювальним наконечником осьової дії

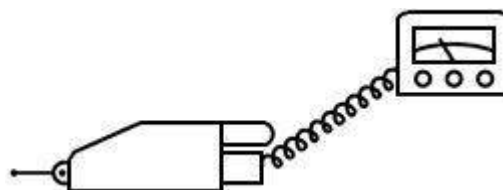
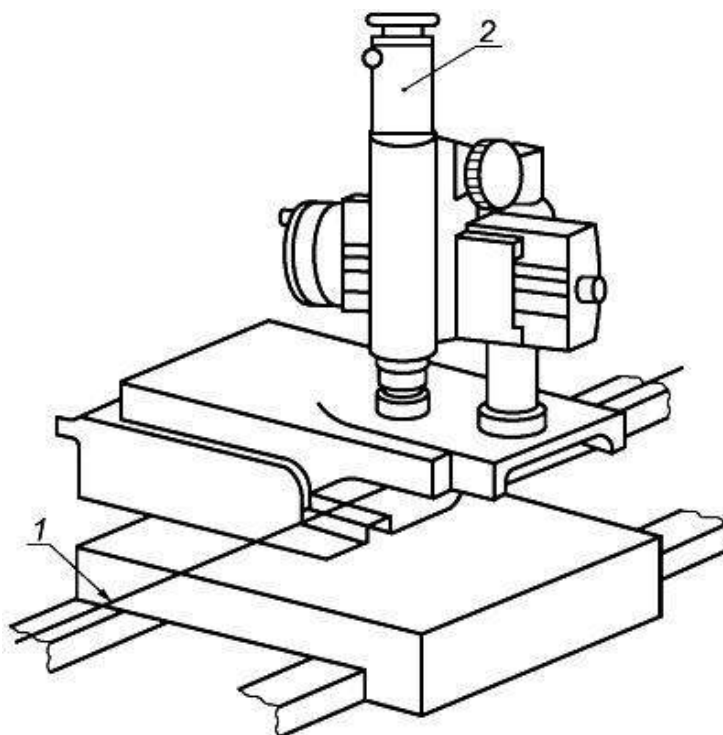


Рисунок 2.8 – Датчик з вимірювальним наконечником бокової дії

Мікроскопи і натягнута струна (рис. 2.9).



1 – натягнута струна; 2 – мікроскоп

Рисунок 2.9 – Мікроскоп з натягнутою струною

Цей засіб вимірювання являє собою мікроскоп з перехрестям візирних ліній. Положення мікроскопа регулюється за допомогою забезпеченого шкалою пристрою мікроподачі. За цією шкалою визначають положення мікроскопа щодо натягнутої струни.

Мікроскоп слід встановити на переміщуваний елемент верстата (наприклад стіл) горизонтально за допомогою рівня, вбудованого у корпус мікроскопа. Струна має бути закріплена на станині верстата так, щоб у крайніх положеннях переміщуваного елемента її зображення збігалося з перехрестям візирних ниток мікроскопа. Слід дотримуватися обережності у процесі роботи зі струною, яка має мати достатній натяг і не мати перегинів і перекручування відповідно до рекомендацій виробника. Діаметр струни має бути якомога меншим, у будь-якому випадку не більше 0,1 мм. Станини довжиною до 20 м можна вимірювати без

спеціальних запобіжних заходів. Для станин довжиною понад 20 м слід застосовувати спеціальні запобіжні заходи – демпфірування коливань струни.

Слід уникати застосування методу вимірювання, що використовує натягнуту струну, якщо необхідно враховувати провисання струни. Для випадку, зображеного на рис. 2.10, для вимірювання прямолінійності лінії у вертикальній площині необхідно встановити мікроскоп так, щоб його оптична вісь була розташована горизонтально, і виміряти провисання струни у кожній точці. Таке провисання важко визначити з достатньою точністю.

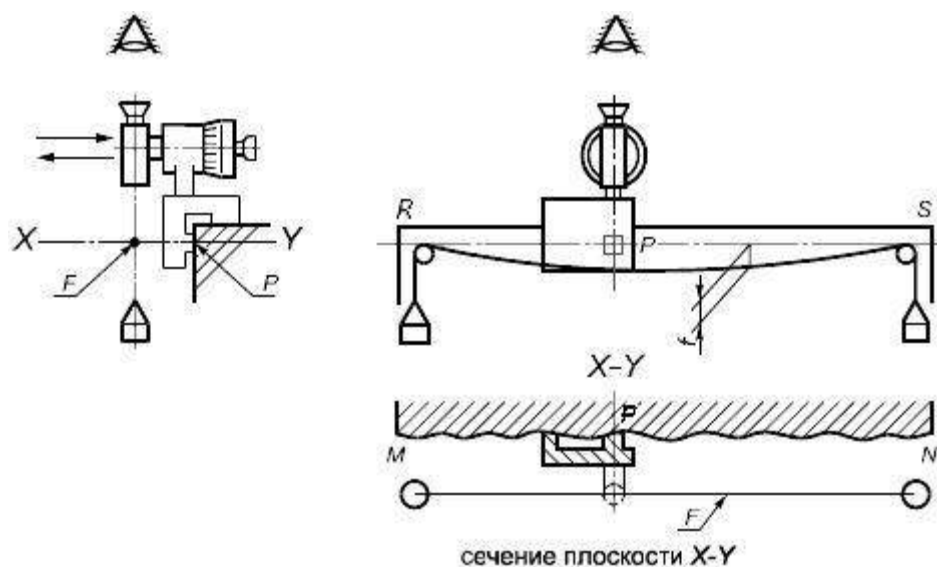


Рисунок 2.10 – Мікроскоп з натягнутою струною

Автоколіматор. Зображення світлого перехрестя візирних ліній на чорному тлі, що підсвічується лампою з конденсором, за допомогою нахиленого напівпрозорого дзеркала направляється через об'єктив уздовж осі автоколіматора на дзеркало, що відбиває, розташоване на вимірюваному об'єкті перпендикулярно до оптичної осі приладу.

Відбиті від цього дзеркала промені повертаються в об'єктив, проходять через напівпрозоре дзеркало, формують зображення перехрестя візирних ліній у площині вимірювальної сітки автоколіматора. Отримане відбите зображення спостерігають одночасно з самим перехрестям через окуляр з невеликим збільшенням. За допомогою окулярного мікроскопа вимірюють зсув зображення

перехрестя щодо самого перехрестя. Цей зсув пропорційно куту між нормаллю до поверхні, що відбиває на вимірюваному елементі й оптичною віссю автоколіматора (рис. 2.11).

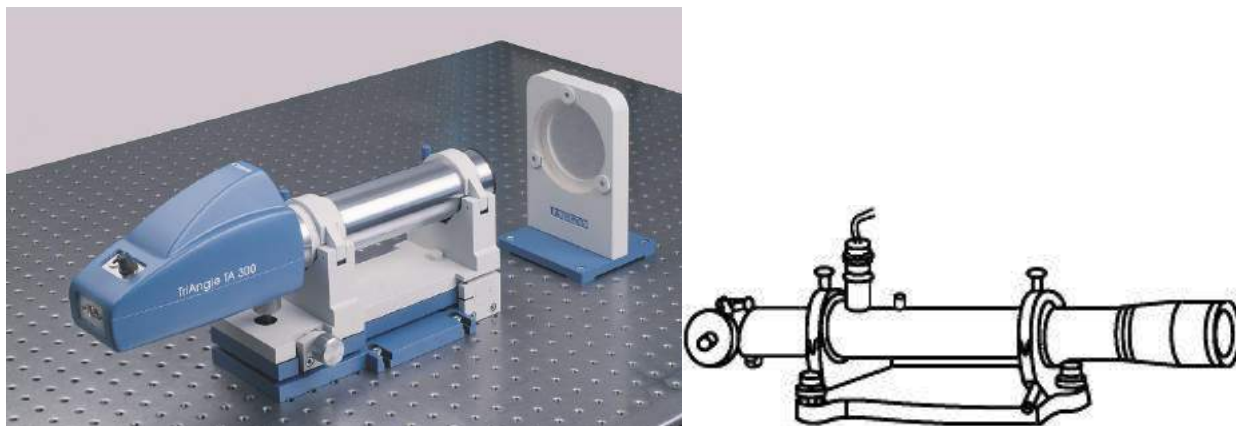


Рисунок 2.11 – Автоколіматор

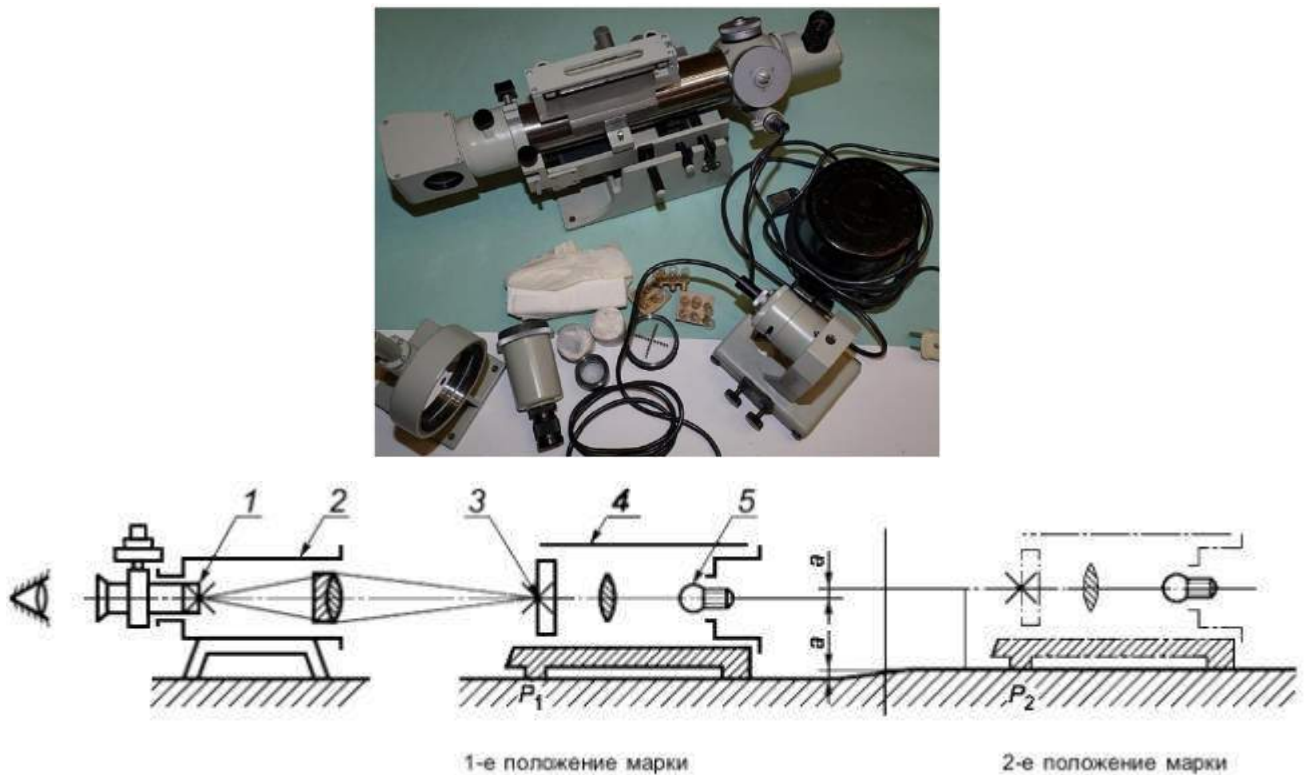
Під час вимірювань корпус автоколіматора має бути жорстко і надійно встановлений на лінії, уздовж якої будуть виконуватися вимірювання. Будь-які зміни кутового положення верстата у просторі під дією переміщуваних мас або інших чинників під час вимірювання будуть спотворювати їх результати. Важливо виключити вібрації та швидкі зміни температури.

Метод з використанням візирної труби. При використанні візирної труби (рис. 2.12) різниця рівнів, відповідна відстані між оптичною віссю візирної труби і центром візирної марки, слід зчитувати або безпосередньо за окулярною шкалою візирної труби, або за допомогою її окулярного мікрометра. Оптична вісь візирної труби приймається за вимірювальну базу. Поворот візирної труби разом з візирною маркою навколо оптичної осі дає можливість виміряти прямолінійність у будь-якій площині.

Стойка візирної марки, що встановлюється на поверхню, яка містить пряму лінію, уздовж якої треба перевіряти прямолінійність, повинна мати кількість опорних точок, необхідних для забезпечення її стійкості при вимірюванні. Одна з опорних точок має розташовуватися на прямій лінії, вздовж якої перевіряється прямолінійність. Центр візирної марки має бути розташований на лінії,

перпендикулярній до вимірюваної площині. Необхідно забезпечити переміщення стійки з візирної маркою по прямій паралельно оптичній осі візирної труби.

При великих довжинах вимірювання точність цього методу погіршується через просторову відмінність коефіцієнтів заломлення повітря, яке викликає викривлення світлового променя.



1 – окулярна сітка; 2 – візирна труба; 3 – марка; 4 – прилад наведення (видошукач); 5 – джерело світла

Рисунок 2.12 – Візирна труба

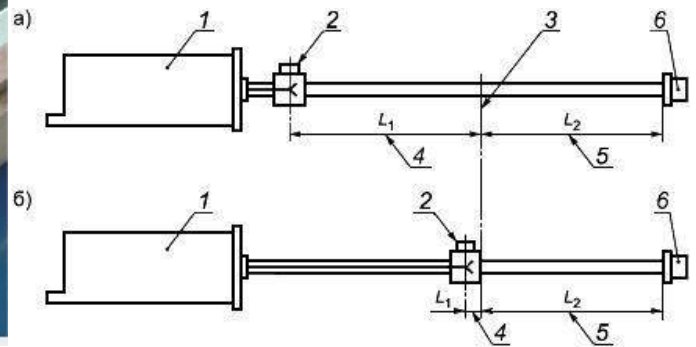
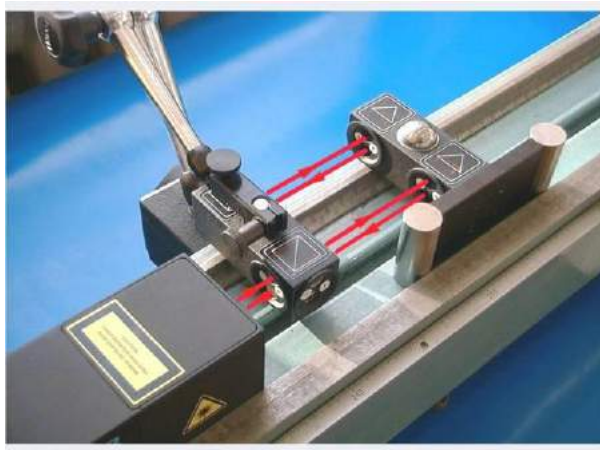
Лазерні інтерферометри. Розвиток лазерної інтерферометрії забезпечив верстатобудування високоточним засобом вимірювання, яке можна використовувати як еталон для контролю верстатів всіх типів і розмірів. Таким засобом вимірювання є інтерферометр зі стабілізованою гелій-неоновим лазером. У нас час він є загальноприйнятим засобом для лінійних і кутових вимірів.

Похибка інтерферометра визначається довжиною хвилі лазера і становить менше половини мільйонної частини від довжини вимірюваного переміщення.

За допомогою лазерного інтерферометра можна проводити вимірювання у напрямку п'яти з шести ступенів свободи: лінійне позиціонування, горизонтальну прямолінійність, вертикальну прямолінійність, тангажу і рискання по напрямку руху, а також перпендикулярність між осями. Всі шість ступенів свободи однаково важливі, оскільки для похибки позиціонування, що є результатом спільного впливу кутових зсувів або непрямолинейности переміщень, потенційно можуть перевершувати похибки власне лінійного позиціонування по координатній осі. Але перед початком вимірювань слід враховувати похибки, викликані навколишнім середовищем. При проведенні лінійних вимірювань необхідно знати, що абсолютна точність лазерного інтерферометра безпосередньо визначається станом навколишнього середовища, а на ділі тим, наскільки вона стабільна. Похибка приблизно в одну мільйонну частину вимірюваної довжини буде виникати при кожному з таких факторів: зміні температури навколишнього середовища на 1°C , зміні абсолютного тиску на 2,5 мм ртутного стовпчика, зміні відносної вологості на 30 %. Ці похибки можуть бути частково подолані за допомогою компенсації вручну або за допомогою одного з автоматичних компенсаторів, які можна приєднувати до відлікового пристрою лазерного інтерферометра.

Іншим значним джерелом похибки при інтерферометричному оцінюванні точності верстата є вплив температури самого верстата. Для верстатів, у яких використовується сталевий ходовий гвинт для переміщення елементів верстата, коефіцієнт лінійного розширення якого становить 0,0000108, при довжині ходового гвинта 1000 мм збільшення температури на 1°C призведе до зміни довжини ходового гвинта на 0,0108 мм, що вплине на точність переміщення;

Похибка «мертвої зони» – це похибка, викликана зміною умов навколишнього середовища під час проведення вимірювань і обумовлена наявністю некомпенсованої довжини ходу лазерного променя, яка виникає при атмосферних умовах у зоні поширення лазерного променя (викликає зміну довжини хвилі лазерного променя), а також при коливанні температури елементів, на яких закріплені інтерферометр і ретровідбивач (призводить до збільшення або зменшення відстані між інтерферометром і ретровідбивачем (рис. 2.13).



1 – джерело лазерного випромінювання; 2 – інтерферометр; 3 – нульова точка;
4 – «мертва зона»; 5 – довжина вимірювання; 6 – ретровідбивач

Рисунок 2.13 – Структура приладу, що забезпечує мінімізацію похибки «мертвої зони»

«Мертва зона» вимірювальної траси лазера – відстань між оптичним інтерферометром і положенням ретровідбивача, відповідним початку рахунку інтерференційних смуг (нульовою точкою), визначається по зсувах інтерференційних смуг, які відбулися після «обнуління». Однак навіть при нерухомих відносно один одного інтерферометра та ретровідбивача відбуваються зміщення інтерференційних смуг (і відповідно їх розрахунок), викликані зміною довжини хвилі на всій трасі. Таким чином, наявність «мертвої зони» призводить до некомпенсованої похибки, причому її величина пропорційна довжині цієї зони, тому інтерферометр необхідно встановлювати якомога ближче до точки початку відліку (нульовій точці).

Кожне окреме налагодження при вимірюванні має бути ретельно проаналізовано, маючи на увазі, що виявлені похибки верстата в кінцевому підсумку спричинять похибки оброблюваної на верстаті деталі. Вимірювання має максимально імітувати відносні переміщення різального інструменту й оброблюваної деталі. Лазерний інтерферометр слід розташовувати так, щоб здійснювати максимальну кількість вимірювань без його перестановлення. Незважаючи на надзвичайно високу точність вимірювань, одержуваних

за допомогою лазерних систем, необхідно мати на увазі, що їх достовірність залежить від ретельності налаштування засобів вимірювання перед вимірюванням і виключення можливих похибок.

Вимірювання температури. Існують два основних способи для вимірювання температур – контактні та безконтактні [21]. Контактні способи засновані на безпосередньому контакті вимірювального перетворювача температури з досліджуванним об'єктом, у результаті чого домагаються стану теплової рівноваги перетворювача й об'єкта. Цьому способу притаманні свої недоліки. Температурне поле об'єкта спотворюється при введенні в нього термоприймача. Температура перетворювача завжди відрізняється від істинної температури об'єкта. Верхня межа вимірювання температури обмежена властивостями матеріалів, з яких виготовлені температурні датчики. Крім того, ряд завдань вимірювання температури у недоступних об'єктах, що обертаються з великою швидкістю, не може бути вирішений контактним способом.

Безконтактний спосіб заснований на сприйнятті теплової енергії, переданої через радіаційний прилад, що знаходиться на деякій відстані від досліджуваного об'єкту. Цей спосіб менш чутливий, ніж контактний. Вимірювання температури у великій мірі залежать від відтворення умов градуювання при експлуатації, а в іншому випадку з'являються значні похибки. Пристрій, що служить для вимірювання температури шляхом перетворення її значень у сигнал чи показання, називається термометром.

За принципом дії всі термометри поділяються на такі групи, які використовуються для різних інтервалів температур:

- термометри розширення від -260 до $+700$ °С засновані на зміні обсягів рідин або твердих тіл при зміні температури;
- манометричні термометри від -200 до $+600$ °С, що вимірюють температуру за залежністю тиску рідини, пари або газу в замкнутому об'ємі від зміни температури;
- термометри електричного опору стандартні від -270 до $+750$ °С, що перетворюють зміну температури в зміну електричного опору провідників або напівпровідників;

- термоелектричні термометри (або пірометри) стандартні від -50 до $+1800$ °С, в основі перетворення яких лежить залежність значення електрорушійної сили від температури спаювання різнорідних провідників;
- пірометри (рис.2.14), які сприймають випромінювання від -50 до 3000 °С, принцип дії яких заснований на вимірюванні температури за значенням інтенсивності променистої енергії, що випускається нагрітим тілом;
- термометри, принцип дії яких заснований на електрофізичних явищах від -272 до $+1000$ °С (термошумові термоелектричні перетворювачі, об'ємні резонансні термоперетворювачі, ядерні резонансні).

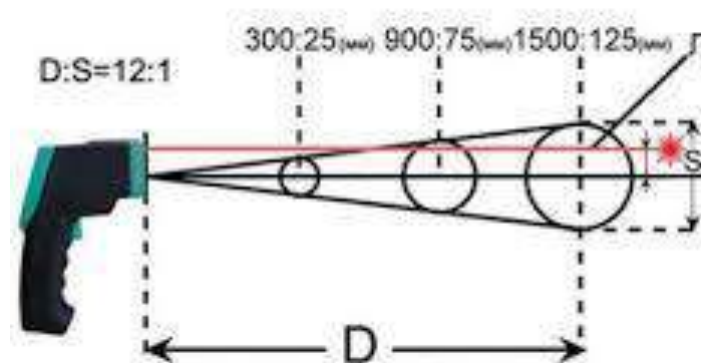


Рисунок 2.14 – Лазерний пірометр

Для визначення значення температури будь-якого тіла необхідно вибрати еталон температури, тобто тіло, яке при певних умовах, рівноважних і досить легко відтворюваних, мало б певне значення температури. Це значення температури є реперною точкою відповідної шкали температур – впорядкованої

послідовності значень температури, що дозволяє кількісно визначати температуру того чи іншого тіла. Температурна шкала дозволяє непрямим чином визначати температуру тіла шляхом прямого вимірювання якого-небудь його фізичного параметра, що залежить від температури.

У наш час основною реперною точкою як термодинамічної шкали, так і міжнародної практичної шкали температур є потрійна точка води. Ця точка відповідає виключно визначеним значенням температури і тиску, при яких вода може одночасно існувати у твердому, рідкому і газоподібному станах. Причому якщо стан термодинамічної системи визначається тільки значеннями температури і тиску, то потрійна точка може бути тільки одна. У системі СІ температура потрійної точки води прийнята дорівнюваною $273,16\text{ }^{\circ}\text{C}$ при тиску 609 Па .

Крім завдання реперних точок, що визначаються за допомогою еталона температури, необхідно вибрати термодинамічну властивість тіла, що описується фізичною величиною, зміна якої є ознакою зміни температури або термометричною ознакою. Ця властивість має бути достатньо легко відтворюваною, а фізична величина – легко вимірюваною. Вимірювання зазначеної фізичної величини дозволяє отримати набір температурних точок (і відповідних їм значень температури), проміжних по відношенню до реперних точок.

Тіло, за допомогою вимірювання термометричної ознаки якого здійснюється вимірювання температури, називається термометричним тілом.

Інший метод вимірювання температури реалізований у пірометрах – приладах для вимірювання яскравісної температури тіл за інтенсивністю їх теплового випромінювання. При цьому досягається рівноважний стан термодинамічної системи, що складається з самого пірометра і теплового випромінювання, прийнятого їм.

Опис принципу безконтактного методу вимірювання температури – це термоелементи, включені послідовно, які використовують відомий Seebeck-ефект. Термоелемент складається з двох електропровідних матеріалів, які розташовані у вигляді провідних доріжок і які в одній точці (так званої hot junction) контактують один з одним. Якщо за рахунок зовнішнього впливу виникне різниця температур між точкою контакту (hot junction) і обома відкритими кінцями (cold junction), то на обох кінцях термоелементів з'явиться напруга у кілька мілівольт.

При безконтактному способі вимірювання температури підвищення температури точки «hot junction» викликається за рахунок абсорбування, що потрапляє в цю точку інфрачервоного випромінювання. Кожен об'єкт випромінює інфрачервоне світло, причому енергія цього світла підвищується з підвищенням температури об'єкта. Базуючись на цьому ефекті Thermopile-модулі вимірюють випромінювану потужність і таким чином з високою точністю визначають температуру об'єкта.

Люмінесцентний метод вимірювання температури. В основі люмінесцентних методів вимірювання температури є температурна залежність інтенсивності люмінесцентного випромінювання деяких люмінофорів, яке знаходить застосування у різних датчиках вимірювання температури та термопокриття.

Сучасні волоконно-оптичні датчики дозволяють вимірювати багато характеристик лабораторних і промислових об'єктів, зокрема температуру. Не дивлячись на те, що їх використання є досить трудомістким, воно дає ряд переваг щодо використання подібних датчиків на практиці: безіндукційність (тобто неохильність впливу електромагнітної індукції); малі розміри датчиків, еластичність, механічна міцність, висока корозійна стійкість й ін.

Датчик на основі теплового випромінювання. У якості пристроїв для вимірювання температури можуть бути використані волоконно-оптичні датчики на основі теплового випромінювання, сутність яких полягає у такому. Досліджувана речовина при температурі більшій 0 К внаслідок теплових коливань атомів і молекул випускає теплове випромінювання. Енергія випромінювання збільшується у міру підвищення температури, а довжина хвилі, на якій випромінювання максимальне, зменшується. Відповідно для визначення температури можна використовувати формулу Планка для енергії теплового випромінювання чорного тіла на фіксованій довжині хвилі або у діапазоні хвиль.

Основною перевагою цього способу є можливість безконтактного вимірювання високих температур. Залежно від діапазону вимірюваних температур вибирають світлові детектори й оптичні волокна. Зона вимірювання температур для волоконно-оптичних датчиків випромінювання знаходиться у межах від 400 до 2000 °С. При використанні оптичних волокон, прозорих для

інфрачервоних променів з довжиною хвилі 2 мкм і більше, можна здійснювати вимірювання і більш низьких температур.

Датчик на основі поглинання світла напівпровідником. Відомі також волоконно-оптичні датчики, робота яких заснована на оптичних властивостях деяких напівпровідників. Використовуваний напівпровідник має граничну довжину хвилі спектру оптичного поглинання. Для світла з коротшою довжиною хвилі, ніж у провідника, поглинання посилюється, причому в міру зростання температури гранична довжина хвилі відсовується у бік більш довгих хвиль (близько 3 Нм/К). При подачі на напівпровідниковий кристал промінь від джерела світла, що має спектр випромінювання навколо зазначеної границі спектра поглинання, інтенсивність світла, що проходить через світлочутливу частину датчика, з підвищенням температури буде падати. За вихідним сигналом детектора зазначеним методом можна реєструвати температуру.

Використовуючи цей метод можна міряти температуру в інтервалі від 30 до 300 °С з похибкою $\pm 0,5$ °С.

Датчик на основі флуоресценції. Цей датчик влаштований таким чином: на торець оптичного волокна світлочутливої частини нанесено флуоресцентну речовину. Флуоресцентне випромінювання, що виникає під впливом ультрафіолетових променів, що проводяться оптичним волокном, приймаються цим же волокном. Температурний сигнал виявляється шляхом обчислення відношення відповідних значень інтенсивності флуоресцентного випромінювання для сигналу з довжиною хвилі, що безпосередньо залежить від температури до інтенсивності сигналу з іншою довжиною хвилі, що незначною мірою залежить від температури.

Область вимірюваних температур таким датчиком знаходиться в межах від -50 до 200 °С з похибкою $\pm 0,1$ °С.

Використання волоконно-оптичних датчиків за всю свою привабливість дозволяє робити вимірювання температури тільки в локальній точці об'єкта, що дещо звужує сферу їх застосування.

Температура є одним з основних параметрів, що підлягають контролю з боку систем автоматичного керування металорізальними процесами. В умовах мінливих температур у залежності від навколишнього середовища та нагрівання робочих органів важких верстатів найбільш прийнятними для використання є

радіаційні пірометри. Вони дозволяють контролювати температуру від 100 до 6000 °С і вище. Одним з головних переваг цих пристроїв є відсутність впливу температурного поля нагрітого тіла на вимірювач, оскільки у процесі вимірювання вони безпосередньо не контактують один з одним. Так само фотоелектричні пірометри забезпечують безперервне автоматичне вимірювання та реєстрацію температури, що дозволяє використовувати їх у системах автоматичного керування процесами без додаткових витрат на придбання та обслуговування пристроїв сполучення.

Висновки до розділу 2

1. Для реалізації мети, яку поставлено у роботі, необхідно:

- проаналізувати структуру виникнення похибок при обробленні на важких токарних верстатах, методи підвищення точності технологічних систем та методи їх моделювання;

- дослідити можливості керування точністю важкого токарного верстата для оброблення великогабаритних деталей;

- розробити методи проектування несучої системи важкого токарного верстата підвищеної точності за умови зниження металоємності;

- розробити методи автоматичного компенсування деформацій оброблюваної поверхні виробу;

- провести натурні випробування у виробничих умовах.

2 Одним з найбільш прийнятних методів урахування деформацій елементів несучої системи є метод кінцевих елементів (МКЕ), який і буде прийнятий як основний для математичного моделювання й обчислення їх у балансі точності при компенсуванні похибок оброблюваної поверхні.

3 Для визначення точності важкого токарного верстата було використано цілий спектр приладів вимірювання точності переміщень, деформацій, відхилень: лазерні інтерферометри, пірометри, автоколіматори й ін.

4 При моделюванні станини важких токарних верстатів дуже суттєвим є реальний розподіл навантажень, що діють, від ваги деталі та вузлів верстата, сил різання й ін., а також врахування температурних деформацій.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ

3.1 Методи зменшення похибок при обробленні на важких токарних верстатах

Силові впливи, що виникають у процесі різання, будучи, з одного боку, не тільки корисними, а й необхідною умовою здійснення самого процесу різання, можуть грати також і «негативну» роль, сприяючи появі шкідливих для процесу виробництва чинників, які деформують спочатку запроєктовану форму готової деталі. Для отримання правильної геометричної форми оброблюваної заготовки [49] необхідно компенсувати не тільки коливання зусилля різання, викликані мінливістю припуску і твердості заготовки, але і пружні віджимання по довжині оброблюваної заготовки, пов'язані зі зміною податливості технологічної системи. Ідеальним способом вирішення цього завдання було б створення абсолютно жорсткої верстатної системи і точне прогнозування коливань твердості заготовки та силових характеристик у процесі виробництва.

Таким чином, природним виходом у цьому випадку є спроба якщо не повністю усунути, то хоча б частково компенсувати похибки, що виникають у процесі оброблення. Методи зменшення похибок у загальному випадку можна розділити на два істотно різних за своєю суттю класи: методи фіксованої зміни точності та методи динамічного керування процесом виробництва.

До першого класу можна віднести вже згадані методи збільшення точності виготовлення шляхом підвищення характеристик жорсткості верстатних вузлів, методи збільшення точностних параметрів верстата, правильної установки опор верстата на несучій поверхні та ряд інших. Такі роботи у першу чергу спрямовані на збільшення точності позиціонування заготовки у базах металорізальних верстатів, точності позиціонування різального інструменту щодо встановленої заготовки, точності розташування поверхонь відносно один одного й інші. Таким чином, ці методики зачіпають в основному способи зменшення похибок

установлення заготовок у базах металорізальних верстатів і похибок первісного статичного настроювання технологічної системи, а також загальні систематичні похибки, які виникають під впливом силових факторів. Так, для досягнення точності відстаней між поверхнями деталі у кінематичні та розмірні ланцюги технологічної системи пропонується вводити [1] різного роду компенсувальні пристрої, що дозволяють виробляти зміни положення кромки інструменту й оброблюваної заготовки щодо один до одного.

У таких методах компенсація можлива, наприклад, шляхом посилення окремих верстатних конструкцій. Створений таким чином додатковий пружний зв'язок у місцях, найбільшим чином відповідальних за формування якісних характеристик деталі, може у певних випадках істотно підвищити точність виготовлення. Такий підхід є досить традиційним методом досягнення якості, особливо якщо підвищення жорсткості йде у першу чергу за рахунок найслабшої ланки технологічної системи. Однак і він має свої обмеження, основне з яких полягає у недоцільності подальшого збільшення жорсткості конструкцій верстата у разі, коли найбільша складова похибки формується за рахунок недостатньої пружності оброблюваної заготовки або при досить високих вимогах до точності виготовлених деталей. До того ж значне збільшення жорсткості обладнання зазвичай призводить до його різкого подорожчання і нерентабельності при виготовленні деталей [1; 46].

Ще один аналогічний метод ґрунтується на тому, що підсумкова сумарна похибка складається з похибок всіх передавальних ланок, що беруть участь у процесі оброблення. Отже, поряд зі збільшенням жорсткості таких ланок можна виробляти зменшення їх кількості без зміни їх параметрів і як наслідок домагатися скорочення кількості доданків у формулі, що визначає похибку. Виправдовуючи себе, з одного боку, такий підхід, проте, має наслідком спрощення оброблюваного обладнання і в деяких випадках зниження кількості ступенів свободи, що, з одного боку, призводить до більшої точності, а з іншого – о більш вузької спеціалізації верстата і, відповідно, до подорожчання всього технологічного процесу. До того ж цей метод має ті ж недоліки, що і раніше розглянутий.

Іншою можливістю зменшення похибок є збільшення точності початкового позиціонування кромки різального інструменту щодо оброблюваної поверхні. Така настройка здійснюється або робочим, або спеціальним вимірювальним пристроєм, вбудовуваним в конструкцію верстата. При цьому використовуються пристрої можуть відрізнятися один від одного і залежати від критеріїв, які висуваються до точності позиціонування. У різних випадках можуть використовуватися механічні, оптико-механічні, оптичні, електричні та ряд інших пристроїв. Крім того, при початковому статичному налаштуванні можлива компенсація систематичних пружних деформацій, що виникають у системі «верстат – заготовка», для партій оброблених заготовок на заздалегідь визначену величину. Важливу роль при статичному налаштуванні слід також приділяти проблемі компенсації контактних переміщень різних вузлів, які для консолей і супортів металорізальних верстатів, за даними З. М. Левіной [31], можуть досягати 80–90 % від загальної величини деформації.

Однак такі методи не можуть повністю компенсувати похибки, що виникають, а лише дозволяють зменшити їх величину, не змінюючи, мабуть, якісного характеру процесу. Статичним налаштуванням можна у зв'язку з деформаціями у пружній системі, температурними відхиленнями і рядом інших факторів домогтися оброблення деталей з точністю вище класу 4. Був необхідний зовсім інший підхід до проблеми збільшення точності оброблення. Такий підхід, з огляду на всі розглянуті способи підвищення якості, має базуватися у першу чергу на розумінні процесів, що протікають у технологічній системі й обліку впливу цих процесів на формування геометричного профілю готової деталі. Методи, отримані на основі такого підходу, можна віднести до методів динамічного управління процесом оброблення.

Для забезпечення необхідної точності оброблення партії заготовок недостатньо правильно розрахувати та здійснити настроювання верстата. Під впливом змінних систематичних похибок, пов'язаних із зношуванням і затупленням різального інструменту, у процесі оброблення відбувається зміщення поля розсіювання, і через певний проміжок часу необхідно проводити налаштування верстата. Налаштування можна вважати одним з найпростіших

способів динамічного настроювання. Визначенню часу налагодження у тій чи іншій мірі було присвячено безліч наукових досліджень.

Крім того, цілий ряд фундаментальних праць присвячений керуванню статичним і динамічним налаштуванням безпосередньо у процесі різання. У роботах, присвячених цьому напрямку, пропонуються в основному два шляхи для реалізації такого керування. Перший шлях передбачає керування різними характеристиками процесу різання на основі даних, отриманих датчиками у процесі виготовлення деталі, а другий – програмну зміну характеристик на основі заздалегідь розрахованих функціональних залежностей. Кожен з методів має свої переваги і недоліки. Так, керування на основі зворотного зв'язку припускає наявність у верстата або додаткового кріплення до нього датчиків, деякі з яких не тільки значно ускладнюють конструкцію, але і мають чималу вартість, але таке керування у стані адекватно реагувати на випадкові, непередбачені ситуації, що виникають у процесі різання. Керування ж на основі програмно заданої функціональної залежності передбачає точне знання параметрів оброблюваної заготовки, характеристик верстата і цілого ряду інших факторів. Крім того, ця методика вимагає участі у процесі виготовлення мікроЕОМ або на стадії підготовки програми ЧПК, або безпосередньо у процесі оброблення, що теж збільшує вартість процесу виготовлення. Позитивним цієї методики є можливість її застосування фактично без модернізації парку верстатів з ЧПК.

Розглянемо кілька можливих методів керування на основі зазначених методик [1; 49; 69; 70]:

- 1) керування на основі зміни величини статичного настроювання. Таке керування полягає у зміні статичного настроювання на величину протилежну за знаком значення динамічного настроювання. Для внесення таких змін необхідно здійснювати переміщення різального інструменту або оброблюваної заготовки на досить малі відстані. Для цього у технологічну систему необхідно вбудувати спеціальні виконавчі механізми малих переміщень. Зміна розміру статичного настроювання у процесі різання тягне за собою зміну глибини різання, і як наслідок зміну вектора сили різання як за величиною, так і за напрямком, що у разі керування на основі зворотного зв'язку призведе до додаткової

перенастроювання, формуючи коливання змін керованого параметра. Такий спосіб керування дозволяє підвищити як точність діаметральних розмірів, так і точність у поздовжньому і поперечному напрямках деталі;

2) керування на основі варіювання величини поздовжнього подавання. Варіювання поздовжнього подавання відбувається при русі інструмента уздовж оброблюваної заготовки відповідно до зміни її жорсткості. Можливість такого керування ґрунтується на прямій залежності сили різання, що виникає у зоні оброблення, від величини поздовжнього подавання. Вибір величини поздовжнього подавання у якості об'єкта керування пов'язаний також з безпосереднім впливом цієї величини на основний технологічний час, тому таке керування не тільки може збільшити точність виготовлення, а й позначиться на продуктивності. Так, у роботі [46] показано, що дискретна зміна величини подавання на основі заздалегідь заданої програми дозволяє при обробленні довгого нежорсткого валу збільшити точність виготовлення у чотири рази, а час оброблення при цьому зменшити приблизно на 30 %. З іншого боку, у роботі Б. С. Балакшина [1] формули залежності сил різання залежать від величини поздовжнього подавання у різному ступені, на підставі чого можна зробити висновок про зміну напряму еквівалентної сили при зміні величини подачі;

3) внесення поправки шляхом зміни геометрії різання. Ця методика ґрунтується на залежності сил різання від геометричних параметрів процесу, таких як переднього кута, кута різання, головного кута й інших. Найбільш чутливими до зміни геометрії різання, є радіальна і осьові складові сили різання, а найбільш впливовим з параметрів – кут різання. Керування при цьому здійснюється на основі повороту різця навколо поздовжньої осі, що проходить через вершину різця, і перпендикулярній оброблюваної поверхні;

4) зміна величини динамічного настроювання шляхом накладення високочастотних коливань. Його сутність полягає у зміні величини пружних відхилень при накладенні високочастотних коливань різної частоти і амплітуди. До переваг такого підходу належить можливість керування величиною похибки у поперечному перерізуванні на одному обороті деталі, проте можливості цього методу за параметром свери впливу дуже обмежені;

5) зміна величин пружних деформацій шляхом варіювання жорсткості різального інструменту (у загальному випадку технологічної системи).

Слід також зазначити, що одним з необхідних і абсолютно природних напрямків на шляху розвитку підходу керування на основі зміни програми ЧПК є вивчення статичних і динамічних характеристик всіх елементів технологічної системи, що існують, у тому числі характеристик жорсткості використовуваних вузлів. У цьому напрямку існує величезна кількість наукових праць, виконаних на різному рівні та на основі різних підходів. Крім того, слід також відзначити, що з'явилися останнім часом роботи зі звичайно-елементного моделювання і розрахунку верстатів та окремих вузлів, ці роботи, на наш погляд, дозволяють проводити розрахунок характеристик технологічної системи на основі єдиного математичного апарату, що дозволяє враховувати у рамках однієї моделі не тільки пружні деформації, а й поширення тепла, що виділяється у процесі різання [2; 17; 68].

Всі перераховані вище методи керування так чи інакше спрямовані на коригування траєкторії руху інструмента щодо оброблюваних деталей. Різноманітність методів свідчить про те, що метод керування є векторним, наприклад, заснованим на одночасній зміні координат різального інструменту у просторових координатах металорізальних верстатів і одночасній зміні швидкості подачі. Методи ж введення цих корекцій швидше засновані на інтуїтивних уявленнях або на проведенні пробних випробувань.

Для подальшого викладу наведений огляд має значення і в зв'язку з тим, що він фактично вказує на існування таких траєкторій, які забезпечують задані показники якості. Іншими словами, побічно підтверджується наявність деякого інваріантного різноманіття формотвірних рухів, рух по яких гарантує задані показники якості.

Крім цього, зазначені можливості керування траєкторіями за допомогою високочастотних коливань підтверджують те, що зв'язок, який формується процесом різання, є нелінійний. Тільки за рахунок нелінійних ефектів високочастотні коливання можуть зміщувати траєкторію формотвірних рухів. Іншими словами, при визначенні траєкторії формотвірних рухів інструменту принцип суперпозиції не справедливий.

Аналізуючи характер похибок, необхідно відзначити, що вихідний параметр, тобто форма і розмір оброблюваної поверхні, є складною величиною. Для циліндричної поверхні він характеризується трьома величинами: постійністю діаметру у поздовжньому перетині, відхиленням середнього діаметра від заданої величини, відхиленням від круглості (рис. 1.3).

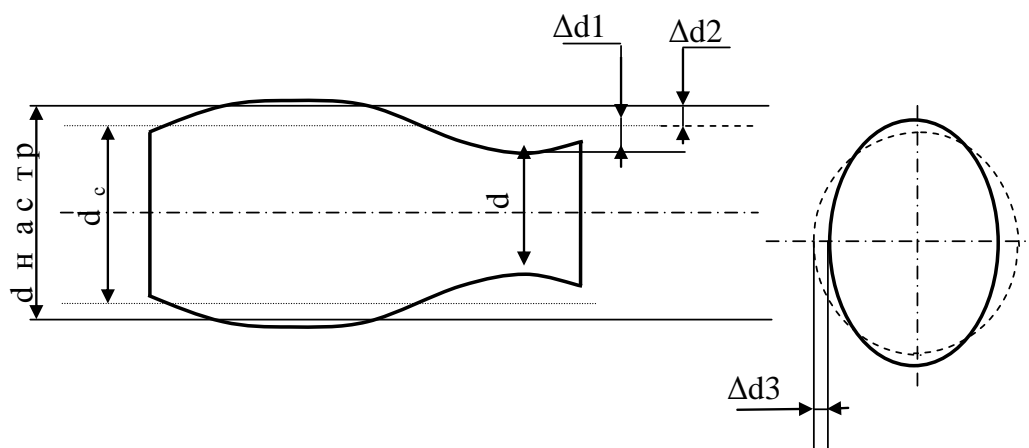


Рисунок 3.1 – Складові похибки деталі

При аналізі компоувальної схеми токарного верстата можна виділити те, що на кожен складову похибки ($\Delta d_1 \dots \Delta d_3$) впливають свої елементи або групи елементів. Величина Δd_1 визначається відхиленням від прямолінейності напрямних станини, пружними деформаціями при зусиллі різання, що повільно змінюється (протягом часу одного проходу), змінами температурного поля у процесі оброблення. Величина Δd_2 може бути обумовлена похибками відлікового пристрою і пружними деформаціями, викликаними постійної складової сили різання. Відхилення від круглості Δd_3 визначається биттям шпинделя, а також пружними деформаціями при швидко мінливому (у межах одного обороту заготовки) зусиллі різання, наприклад при змінному припуску.

З проведеного аналізу можна зробити такий висновок: функцією системи адаптивного керування, призначеної для підвищення точності виробництва на токарних верстатах, є стабілізація відносного положення інструменту і заготовки відповідного налаштування.

Найбільш складне питання при практичній реалізації систем адаптивного управління – це конструкція датчика, його розміщення та зв'язку. Для того щоб визначити, що саме має вимірювати датчик, розглянемо приклад оброблення на токарному верстаті довжиною нежорсткого вала. До деталі пред'являють вимоги точності діаметру і точності форми у подовжньому і в поперечному перетині. При цьому заготовка може мати значні відхилення форми.

При обробленні на готову деталь копіюються геометричні похибки напрямних станини (впливають на похибки форми в подовжньому перетині), а також похибки форми заготовки (визначають обидва види похибки форми). Копіювання похибок заготовки визначається пружними деформаціями технологічної системи, причому при чорновому обробленні домінують пружні деформації заготовки, яка має меншу твердість у порівнянні з елементами верстата. Вплив пружних деформацій на діаметр деталі показано на рис 3.2.

Як видно з рисунка, збільшення діаметра від переміщення по осі Z зневажливо мало у порівнянні зі зміною діаметра від переміщення по осі Y. Таким чином можна записати:

$$\Delta d = \Delta Y_z + \Delta Y_u, \quad (3.1)$$

де Δd – збільшення діаметру обробленого виробу у порівнянні з налаштуванням;

ΔY_u – переміщення вершини інструмента по осі Y;

ΔY_z – переміщення осі заготовки по осі Y.

У процесі оброблення величина Δd може змінюватися при зміні сил різання, викликаних коливаннями припуску, а також при зміні положення різця.

Отже, система адаптивного керування має стабілізувати відносне положення осі виробу та вершини інструмента, а датчик зворотного зв'язку має вимірювати відстань від бази інструмента до осі виробу.

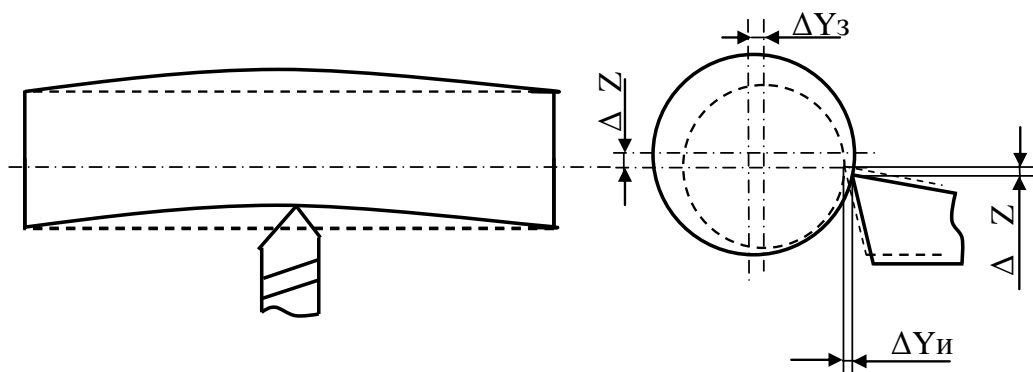


Рисунок 3.2 – Вплив пружних деформацій на діаметр деталі

На практиці здійснювати такий вимір безпосередньо не є можливим. Визначити положення осі виробу можна за допомогою двох датчиків, розташованих діаметрально протилежно по відношенню до виробу. При цьому по вихідним сигналам датчиків можна визначити діаметр поверхні та положення осі виробу, але при цьому на точність вимірювання буде впливати радіальне биття заготовки і похибки форми. Такий метод вимірювання придатний при чистовому оброблюванні, коли заготовка має незначне биття і похибки форми, а основною вимогою є точність діаметра.

Розберемо докладніше характер похибок при обробленні на металорізальних верстатах. Прийнято розрізняти дві групи похибок: похибки розміру (діаметра і поздовжніх розмірів) і похибки форми поверхні. Похибку розміру слід розуміти як середньоарифметичне відхилення положень точок поверхні в напрямку розглянутого розміру від положення заданого кресленням. Наприклад, відхилення діаметра можна змалювати у таку картину:

$$\Delta d = \frac{2 \int_0^l \int_0^\varphi (r - r_0) dl d\varphi}{l\varphi}, \quad (3.2)$$

де l – поздовжня координата циліндра;

φ – кутова координата;

r – радіальна координата точки поверхні;

r_0 – радіус, заданий кресленням.

Похибка форми і розташування у загальному випадку являє собою різницю координат точок з мінімальним і максимальним відхиленням з урахуванням знаку

$$\Delta r = r_{\max} - r_{\min}. \quad (3.3)$$

Зі сказаного легко зрозуміти, що похибки розміру за своїми властивостями ідентичні налаштуванню технологічної системи на розмір, викликаний її зміною, і відповідно можуть бути компенсовані її ж зміною, у той час як похибки форми поверхні можуть абсолютно не залежати від розмірного налаштування технологічної системи.

З цієї причини похибки форми поверхні представляють набагато більш серйозну проблему, ніж похибки розміру, особливо для важких верстатів. Це ствердження підтверджено також аналізом досвіду експлуатації важкого верстатного обладнання у виробничих умовах.

Проведено аналіз факторів впливу різних видів похибок при обробленні на важких токарних верстатах [48]:

1 фактор впливу геометричних похибок (похибки виготовлення) $\Delta_{\text{геом}}$: поздовжніх напрямних, поперечних напрямних, радіальне биття шпинделя, торцеве биття шпинделя;

2 фактор впливу похибок збирання $\Delta_{\text{сб}}$: непаралельність осі центрів і поздовжніх напрямних, неперпендикулярність поздовжніх і поперечних напрямних, похибки збирання складових станин, непаралельність осі шпинделя і поздовжніх напрямних;

3 фактор впливу пружних деформацій $\Delta_{\text{упр}}$: вироби, деталей супорта, шпиндельного вузла, задньої бабки, інструменту, станини, фундаменту, кінематичного ланцюга приводу поперечного подавання, кінематичного ланцюга приводу поздовжнього подавання;

4 фактор впливу теплових деформацій $\Delta (t^\circ)$: вироби, деталей супорта, шпиндельного вузла, задньої бабки, інструменту, станини, фундаменту, кінематичного ланцюга приводу поперечного подавання, кінематичного ланцюга приводу поздовжнього подавання;

5 фактор впливу кінематичних похибок $\Delta_{\text{кін}}$: приводу головного руху, приводу поперечного подавання, приводу поздовжнього подавання;

6 фактор впливу похибок вимірювальної системи ЧПК Дізм: координати Z , координати X , кутової координати шпинделя C ;

7 фактор впливу зношування і похибок установаження різального інструменту $\Delta_{\text{інстр}}$.

Сумарна похибка визначається як векторна сума від переміщень, зумовлених перерахованими факторами у заданій точці:

$$\bar{\Delta}_{\Sigma m} = \sum_{i=1}^n \bar{\Delta}_{i m}, \quad (3.4)$$

m – точка, в якій відбувається переміщення;

n – кількість факторів, що викликають виникнення похибок;

i – номер фактора.

Виходячи з того, що величина похибки певного виду є проекцією на напрям розглянутого розміру векторної суми взаємних переміщень інструменту і заготовки, викликаних всією сукупністю факторів, що діють, переміщення по K -му параметру точності:

$$\Delta_k = \sum \Delta_i \cos \alpha_{ik} \quad (3.5)$$

де Δ_k – величина похибки за k -м параметром точності;

Δ_i – відносне переміщення інструмента і деталі, викликане i -м фактором;

α_{ik} – кут між напрямом вимірювання k -го параметру точності та вектором переміщення, викликаним i -м фактором.

Вплив кожного окремого фактора на точність оброблення визначається відносним переміщенням інструмента і виробу, викликаним цим фактором, таким чином, спираючись на компоувальну схему верстата, можна однозначно визначити, які чинники і якою мірою будуть впливати на кожен окремий показник точності виробу[20].

Отже, кількісне оцінювання частки впливу кожного фактора у загальному значенні похибки певного виду:

$$\rho_{ik} = \frac{\Delta_i \cdot \cos \alpha_{ik}}{\Delta_k} \cdot 100\% \quad (3.6)$$

де ρ_{ik} – частка похибки за k -м параметром точності, викликана i -м фактором;

Δ_k – величина похибки за k -м параметром точності;

Δ_i – відносне переміщення інструмента и деталі, викликане i -м фактором;

α_{ik} – кут між напрямом вимірювання k -го параметра точності та вектором переміщення, викликаним i -м фактором.

Недоліком такого розрахунку є те, що, по-перше, шукана характеристика є випадковою величиною і може змінюватися у залежності від умов і виду оброблення, а по-друге – неможливість у більшості випадків практичного вимірювання частки переміщення, викликаної чинником, що розглядається. Рішення поставленого завдання може бути отримано шляхом комплексного застосування різних методів дослідження.

Найбільш складне питання при практичній реалізації систем адаптивного керування – це конструкція датчика, його розміщення та зв'язку. Для того щоб визначити, що саме має вимірювати датчик, розглянемо приклад оброблення на токарному верстаті довжиною нежорсткого вала. До деталі пред'являють вимоги точності діаметру і точності форми у подовжньому і поперечному перетинанні. При цьому заготовка може мати значні відхилення форми.

3.2 Структура проектування несучої системи важкого верстата

Збої настроювання верстатів на розмір пов'язані зі зняттям сил тертя від поштовхів і вібрацій. Несучі системи верстатів, як правило, є статично невизначеними. Складові сил різання, зокрема, нормальна до поверхні обробки, що найбільш впливає на точність оброблювання, сприймаються силами тертя у напрямних й інших елементах, приводом подачі, а іноді та додатково упорами. При знятті сил тертя жорсткість і віджимання, відповідно, змінюються.

На основі розробок [65] було досліджено та класифіковано найбільш несприятливі фактори впливу на вихідну точність при обробленні на важкому токарному верстаті (табл.3.1). Було проведено за методикою [48] ранжування та надано рекомендації щодо можливості вирішення проблеми у виробничих умовах.

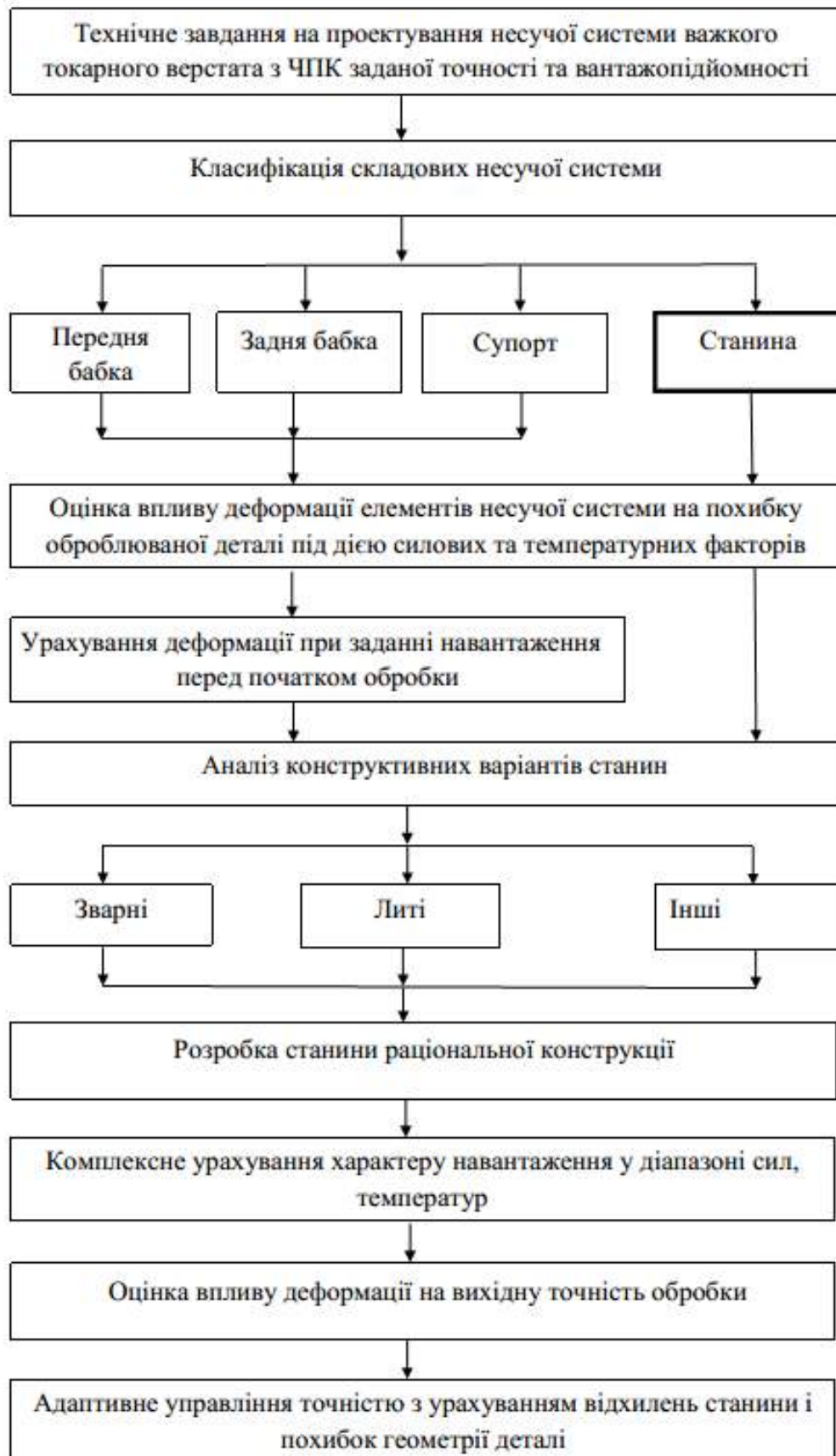


Рисунок 3.3 – Теоретичне моделювання несучої системи важкого токарного верстата

Таблиця 3.1 – Аналіз найбільш несприятливих факторів впливу на вихідну точність важкого верстата

| N з/п | Найбільш несприятливі фактори впливу на точність важкого токарного верстата | Розрахунок | Оцінка впливу за 10-бальною шкалою | Вирішення проблеми у виробничих умовах |
|----------|---|---|------------------------------------|---|
| 1 | Зсув супорту за наявності сил тертя у напрямних | $F = F_1 + F_2 = A\Delta/k_\tau + \Delta/k$ $\Delta = \frac{kF}{1 + kA/k_\tau}$ | 6 | Враховується у програмі ЧПК |
| 2 | Зсув станини по відношенню до фундаменту під впливом нерівномірного температурного поля | $\Delta = l[\alpha_{ст}(t_{ст} - t_{0 ст}) - \alpha_\phi(t_\phi - t_{0 \phi})]$ | 8 | Розроблення станини раціональної конструкції |
| 3 | Перекошування станини у результаті вильоту супорту: - по напрямних у поперчній площині | - | 10 | Розроблення станини раціональної конструкції, використання гідростатичних напрямних |
| | - по напрямних у поздовжній площині | $\alpha = \delta_0/l$ | | |
| 4 | Прогинання станини при вижиманні башмаками | $\delta = k_\tau \tau_1 + k_\tau \tau_2,$ $\Delta = Ml^2/(8EI)$ | 9 | Розроблення станини раціональної конструкції |
| 5 | Зсув пінолі задньої бабки при затисканні | $\delta = kp = 16kN/(\pi dl)$ $\delta = kp \left(1 + \frac{l_1}{L}\right) = \frac{8kN}{\pi db} \left(1 + \frac{l_1}{L}\right)$ $\delta = kp[1 + (l + c)/L]$ | 8 | Враховується у програмі ЧПК |
| 6 | Кут пружнього обертання стиків станини під впливом моменту | $\varphi = \frac{2k\sigma}{D} = kM/l$ $l_\varphi = \frac{M}{\varphi}$ | 7 | Розроблення станини раціональної конструкції |
| 7 | Зсув передньої бабки внаслідок нагріву від приводу | - | 6 | Попереднє налаштування та пуск верстата заздалегідь до процесу оброблення для рівномірного нагрівання |

На основі аналізу факторів впливу на вихідну точність можна скласти алгоритм мінімізації похибок готового виробу (рис.3.4).

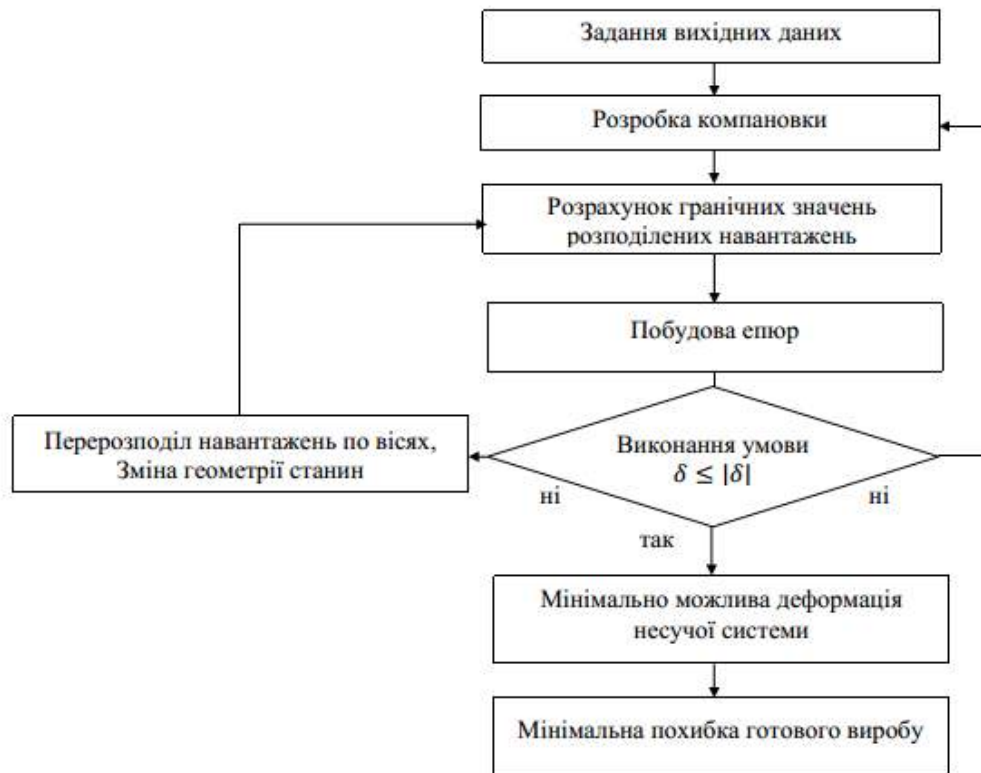


Рисунок 3.4 – Алгоритм мінімізації похибок готового виробу

3.3 Методи автоматичного керування

Найбільш перспективним у наш час є створення адаптивних систем автоматичного керування точністю. Принцип адаптивності полягає в отриманні інформації про вихідні параметри технологічного процесу за допомогою сукупності датчиків і подальшому застосуванні цієї інформації для адекватного втручання у хід технологічного процесу з метою підтримки значень певних параметрів продукту в межах допуску. Цей напрямок має потужну теоретичну підтримку у вигляді теорії автоматичного керування і стосовно питань точності має практично необмежені можливості. Це стало можливим з появою систем ЧПК і у силу розвитку і здешевлення засобів електронної обчислювальної техніки, автоматики та вимірювання. На сьогодні адаптивне керування має бути ефективним і економічно доцільним шляхом досягнення точності. Єдиною істотною проблемою для цього напрямку залишається питання раціонального вибору мінімально необхідного набору керованих параметрів і джерел

діагностичної інформації. У роботі запропоновано адаптивну комплексну систему для керування точністю важких токарних верстатів з ЧПК:

1) вимір відхилень готової деталі й ітераційна корекція траєкторій переміщення. При виконанні умови перевірки точності ($\Delta \leq | \Delta |$) робимо висновок про придатність деталі та працюємо на тому ж налаштуванні, у разі невиконання перевірки повертаємося до початку блок-схеми (рис. 3.5, а);

2) попереднє математичне моделювання деформації деталі під силами різання, ваговими навантаженнями з визначенням проєкцій відхилень по координатних керованих осях і корекція траєкторій переміщення (рис. 3.5, б). При виконанні умови перевірки точності ($\Delta \leq | \Delta |$) робимо висновок про придатність деталі та працюємо на тому ж налаштуванні, у разі невиконання перевірки повертаємося до початку блок-схеми і проводимо математичне моделювання та визначення відхилень доти, поки умову не буде виконано;

3) моделювання відхилень елементів технологічної системи: виконавчих органів верстата, інструменту, оснащення, деталі ($1_1 \dots 1_N$), підсумовування їх проєкцій на осі координат з урахуванням знака ($\sum \pm$), корекція траєкторій і, за умови виконання перевірки ($\Delta \leq | \Delta |$), вимір відхилень обробленої деталі та остаточна ітераційна корекція. У разі невиконання – повторення циклу (рис. 3.5, в).

4) адаптивна комплексна система, що містить:

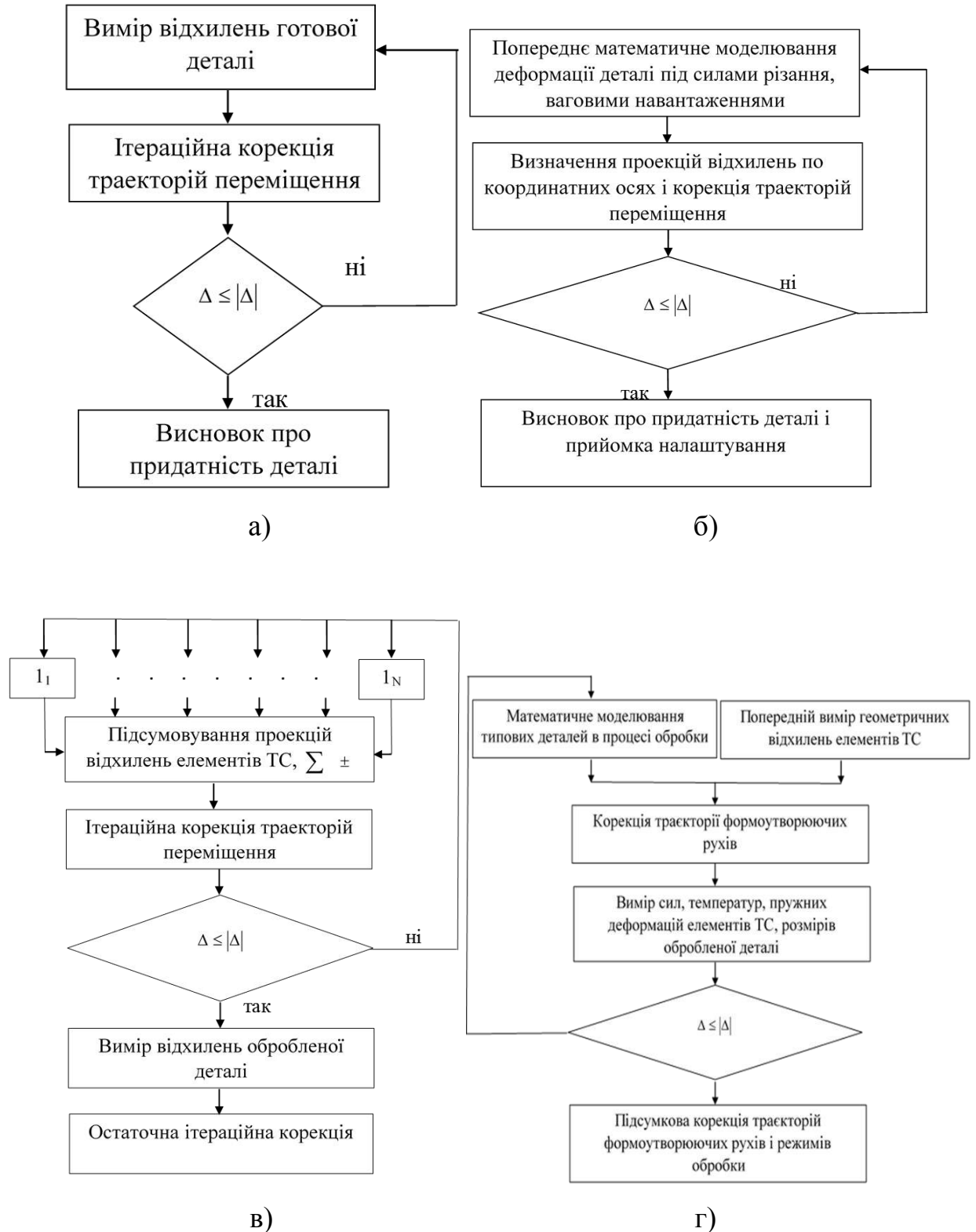
- попереднє математичне моделювання типових деталей і технологічної системи у процесі оброблення;

- попередній вимір геометричних відхилень елементів технологічної системи від похибок, зношування та ін.;

- корекція траєкторії формотвірних рухів;

- вимір сил, моментів, температур, зношування інструменту, пружних деформацій елементів технологічної системи, розмірів обробленої деталі та у разі виконання умови ($\Delta \leq | \Delta |$) підсумкова корекція траєкторій формотвірних рухів і режимів оброблення з метою забезпечення максимальної точності, якості, продуктивності згідно з алгоритмами граничного і оптимального керування. При невиконанні – назад до початку циклу (рис. 2.6, г).

Розроблений підхід спирається на використанні динамічних характеристик верстата і врахуванні їх зміни у процесі оброблення на перетворення траєкторій формотвірних рухів, які враховують динаміку параметрів технологічної системи.



а) методом вимірювання похибок деталі; б) за рахунок моделювання деформації деталі; в) за рахунок моделювання похибок технологічної системи; г) із застосуванням адаптивної комплексної системи

Рисунок 3.5 – Методи моделювання важких токарних верстатів

3.4 Оцінювання точності результатів тривимірного моделювання у порівнянні з експериментальними результатами

Проектні рішення не слід засновувати виключно на даних сучасних пакетах моделювання. Необхідно використовувати цю інформацію сумісно із експериментальними даними і практичним досвідом. Отже, необхідно провести порівняльний аналіз експериментальних даних, отриманих при комп'ютерному моделюванні, та даних, отриманих при дослідженні станини верстата у виробничих умовах.

Для перевірки точності результатів моделювання були проведені випробування повнорозмірної секції зварної станини верстата моделі 1K670 «врозпір». При цьому розтискна сила була прикладена по поперечним зв'язкам і між поперечними зв'язками для станини супортів. Секція станини навантажувалась силами, що дорівнюють 50 і 100 кН. Деформація полиць вимірювалась індикатором (ціна поділки 0,01 мм) з кутовим штативом від вертикальної бази третьої полиці. При цьому попередньо було перевірено відсутність деформації третьої полиці за допомогою індикатора від фундаменту.

Проведено оцінювання результатів комп'ютерного моделювання та результатів натурних випробувань зварної станини при розтисканні полиць (рис. 3.6)

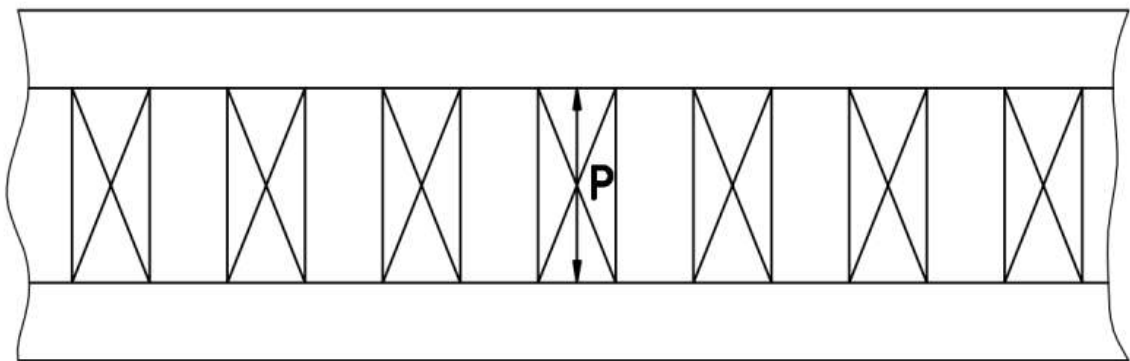
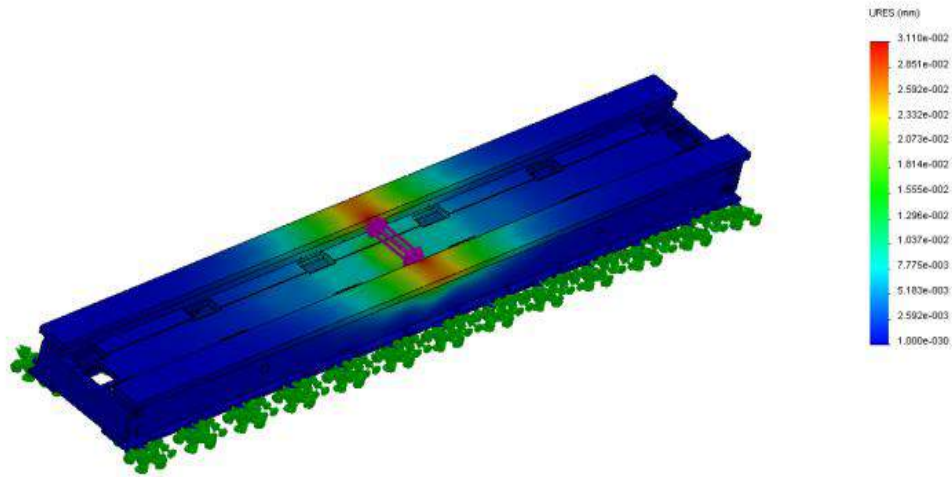
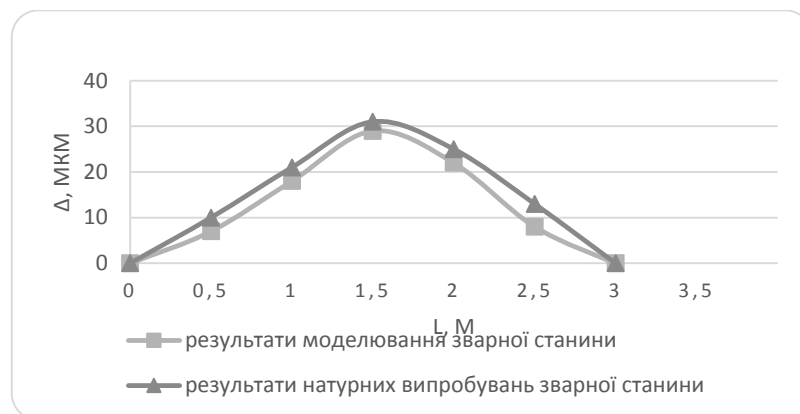


Рисунок 3.6 – Схема розтискання полиць зварної станини супортів верстата 1K670 по поперечних зв'язках ($P = 50$ кН)

Криві результатів моделювання і результатів натурних досліджень показали (рис. 3.7), що деформації зварної станини мають однаковий характер, розбіжність максимальних деформацій становить 5 %.



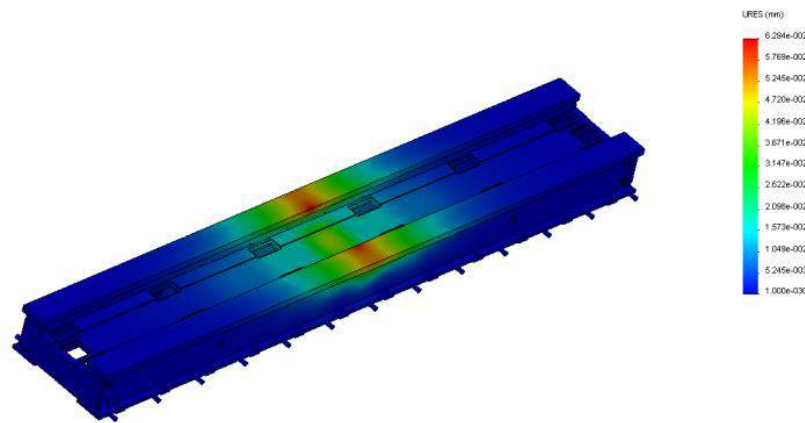
а)



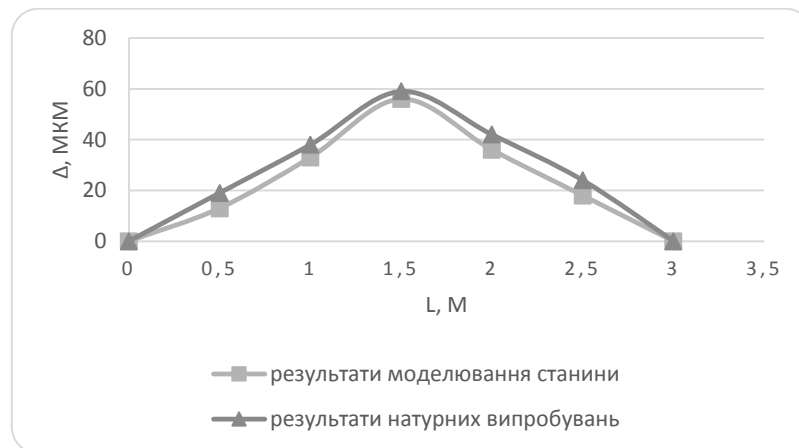
б)

Рисунок 3.7– Епюра переміщень зварної спроектованої станини (а) (розтискання полиць по поперечних зв'язках $P = 50$ кН) та графік порівняння (б) результатів натурних досліджень і комп'ютерного моделювання

Криві результатів моделювання і результатів натурних випробувань показали (рис. 3.8), що деформації зварної станини мають однаковий характер, розбіжність максимальних деформацій становить 4,5%.



а)



б)

Рисунок 3.8 – Епюра переміщень зварної спроектованої станини (а) (розтискання полиць по поперечних зв'язках $P = 100$ кН) і графік порівняння (б) результатів натурних досліджень і комп'ютерного моделювання

Розтискання полиць зварної станини між поперечними зв'язками. Розтискання полиць проводилося між поперечними зв'язками. Вимірювання деформації полиць здійснювалося по струні. Прикладалось навантаження 50 і 100 кН.

Схема розтискання полиць зварної станини супортів верстата між поперечними зв'язками показана на рис. 3.9. Криві результатів моделювання і результатів натурних випробувань показали (рис. 3.10), що деформації зварної станини мають однаковий характер, розбіжність максимальних деформацій становить 8 %.

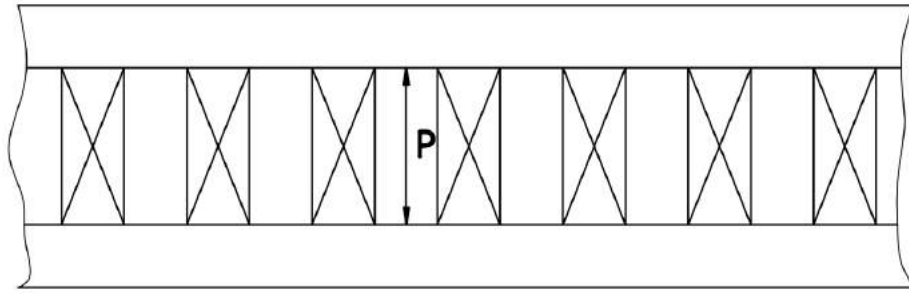
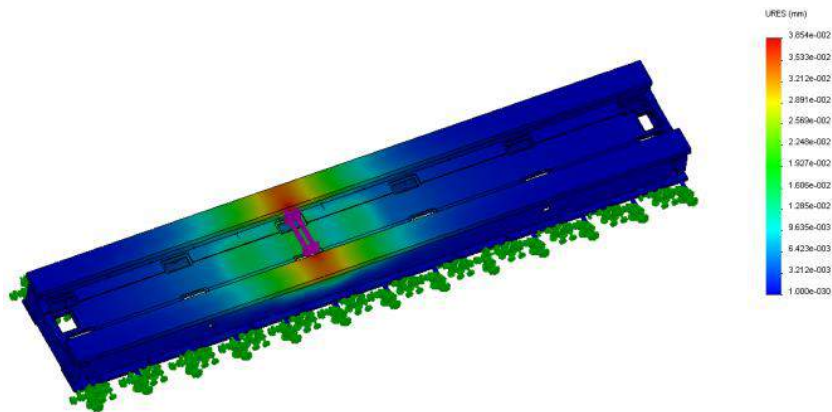
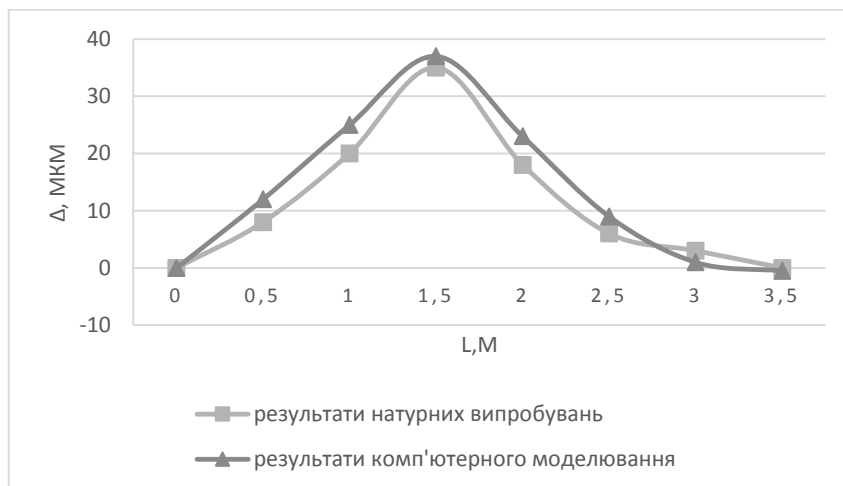


Рисунок 3.9 – Схема розтискання полиць зварної станини супортів верстата 1К670 між поперечними зв'язками



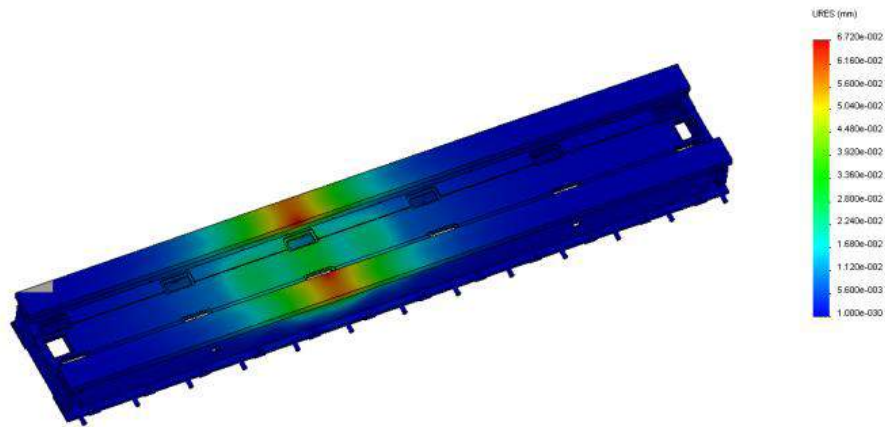
а)



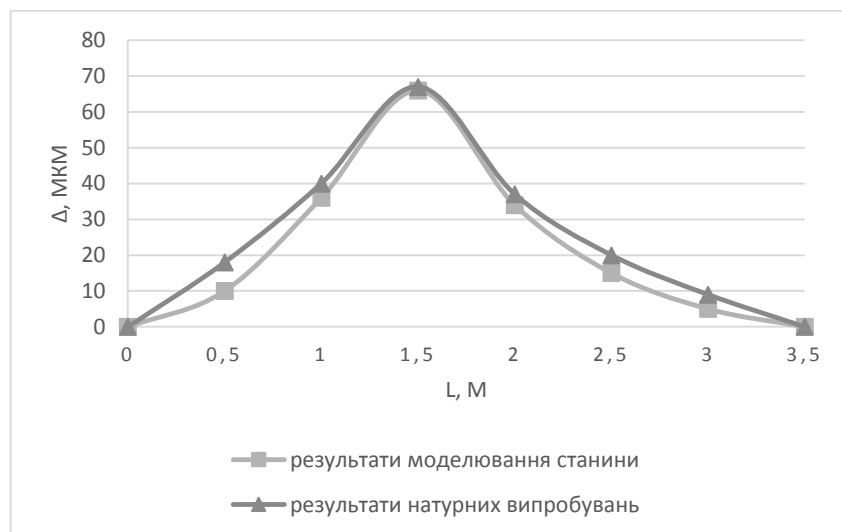
б)

Рисунок 3.10 –.Епюра переміщень зварної спроектованої станини (а) (розтискання полиць між поперечними зв'язками $P = 50$ кН) та графік порівняння (б) результатів натурних досліджень і комп'ютерного моделювання

Криві результатів моделювання і результатів натурних випробувань показали (рис. 3.11), що деформації зварної станини мають однаковий характер, розбіжність максимальних деформацій становить 5%. Використання цієї методики доцільне для дослідження і випробування станин важких токарних верстатів.



а)



б)

Рисунок 3.11 – Епюра переміщень зварної спроектованої станини (а) (розтискання полиць між поперечними зв'язками $P = 100$ кН) і графік порівняння (б) результатів натурних досліджень і комп'ютерного моделювання

Висновки до розділу 3

1 Для підвищення точності важких токарних верстатів моделювання несучої системи необхідно проводити при комплексному обліку характеру навантаження у заданому діапазоні сил і температур. Подальше підвищення точності можливо із застосуванням адаптивних елементів з корекцією початкової геометричної інформації програми керування на основі вимірювання поточних факторів оброблення.

2 Створені методи керування точністю важкого верстата зі зворотними зв'язками: методом вимірювання похибок деталі; за рахунок моделювання деформації деталі; за рахунок моделювання похибок технологічної системи; із застосуванням адаптивної комплексної системи. Розроблено математичні моделі великогабаритних несучих систем з урахуванням граничних силових і температурних навантажень.

3 Застосування зварної конструкції станин дозволяє істотно зменшити металоємність і витрати часу на виробництво для станин однакової жорсткості.

4 Результати тривимірного твердотілого моделювання дають задовільні розбіжності з результатами натурних досліджень, тому цей метод доцільно використовувати для розроблення несучих систем важких токарних верстатів.

5 Керування пружними переміщеннями станин дозволяє практично виключити складову сумарної похибки, обумовлену деформаціями згинання станин (близько 60 % втрати точності) результатів, що дозволяє використовувати розроблену методику для дослідження і реального проектування верстатів нового покоління.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ

Для проектування станини важкого токарного верстата вантажопідйомністю 100 т був проведений порівняльний аналіз результатів комп'ютерного моделювання зварної станини і натурних досліджень литої станини важкого токарного верстата [71].

Випробування литої станини були проведені у лабораторії на ПрАТ «КЗВВ» на секції станини натурних розмірів.

Випробування і моделювання проводилося у найбільш доцільних напрямках: деформація станин при розтисканні «врозпір», визначення прогинання станини при її навантаженні, визначення крутної жорсткості станин важких токарних верстатів.

4.1 Експериментальні дослідження станини важкого токарного верстата при розтисканні «врозпір»

При обробленні виробу на токарному верстаті на вертикальні полки напрямних станин діє радіальна складова сили різання.

Для перевірки жорсткості секції литої станини у цьому напрямку до двох сусідніх вертикальних полиць напрямних станини верстата 1А665 прикладалася розтискне навантаження, як показано на рис. 4.1. Деформація полиць вимірювалась індикатором (ціна поділки 0,01 мм) з кутовим штативом від вертикальної бази третьої полиці. При цьому попередньо було перевірено відсутність деформації третьої полиці за допомогою індикатора від фундаменту.

Вимірювання деформації полиць секції станини щодо її кінців здійснювалося також за допомогою струни і кутового штатива з мікроскопом з 10-кратним збільшенням. При цьому в обох методах деформація полиць обчислювалась як різниця відхилень від прямолінійності у відповідних точках вертикальних полиць до додатка навантаження та після застосування навантаження.

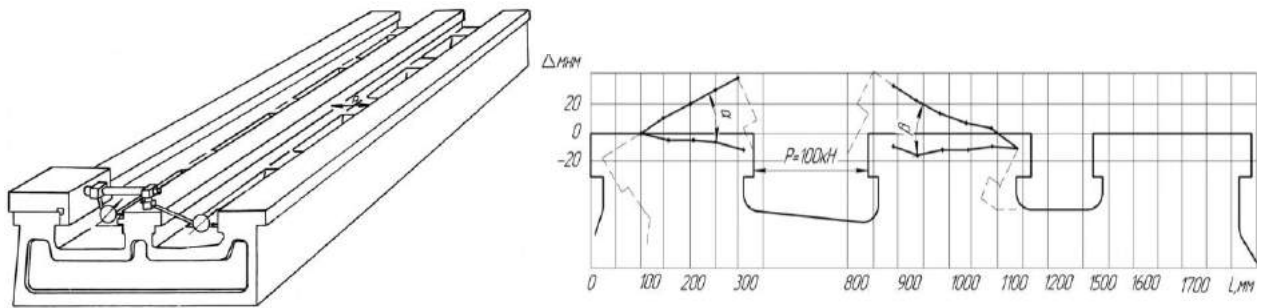


Рисунок 4.1 – Схема вимірювання деформації при розтисканні полиць станини верстата 1А665 за допомогою індикатора

Розтиск полиць литої станини виробу верстата 1А665 проводився по поперечним зв'язкам, як показано на рис. 4.2.

Вимірювання деформації полиць по струні.

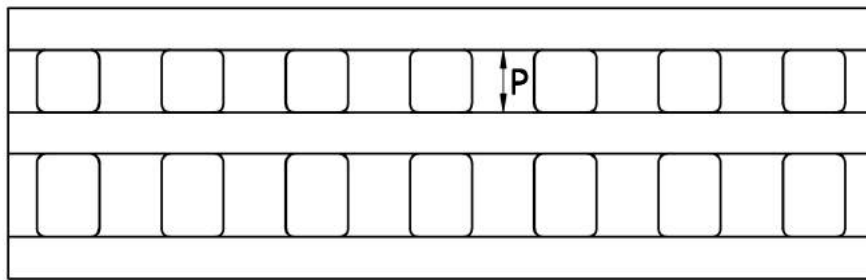


Рисунок 4.2 – Схема розтискання литої станини виробу верстата 1А665

На рис. 4.3 представлена 3D-модель секції зварної станини виробу. На рис.4.4 представлено епюру переміщень полиць станини.

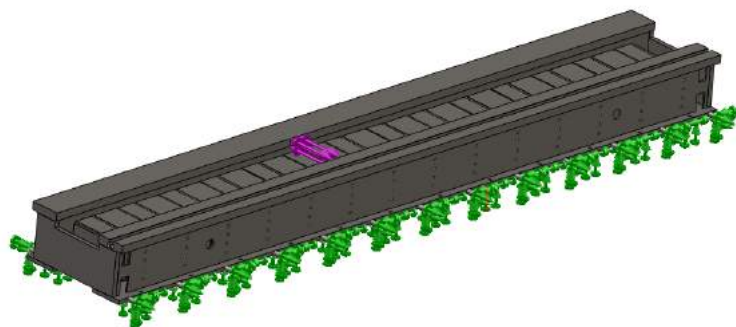


Рисунок 4.3 – Твердотільна модель секції зварної станини виробу

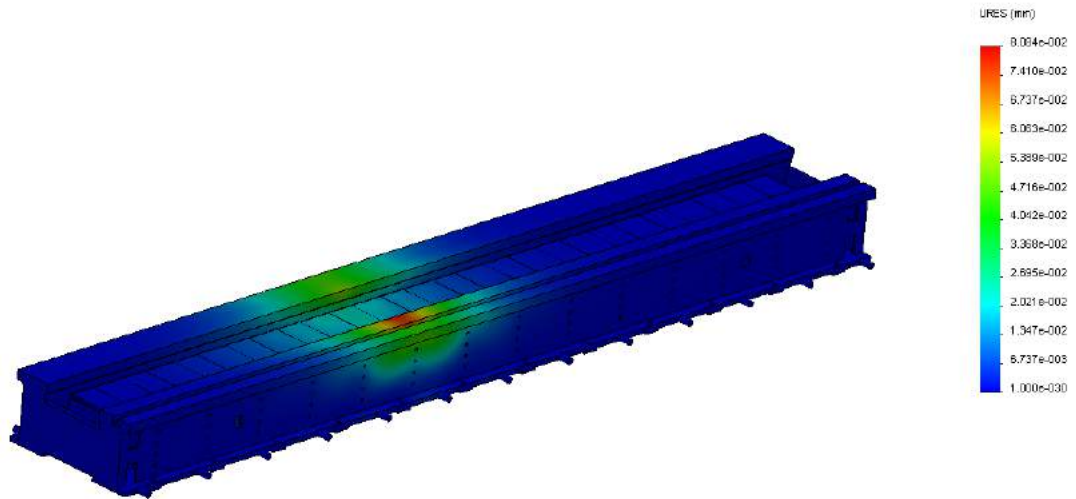


Рисунок 4.4 – Епюра переміщень

На рисунку 4.5 представлено порівняльний графік деформацій секцій станин виробу.

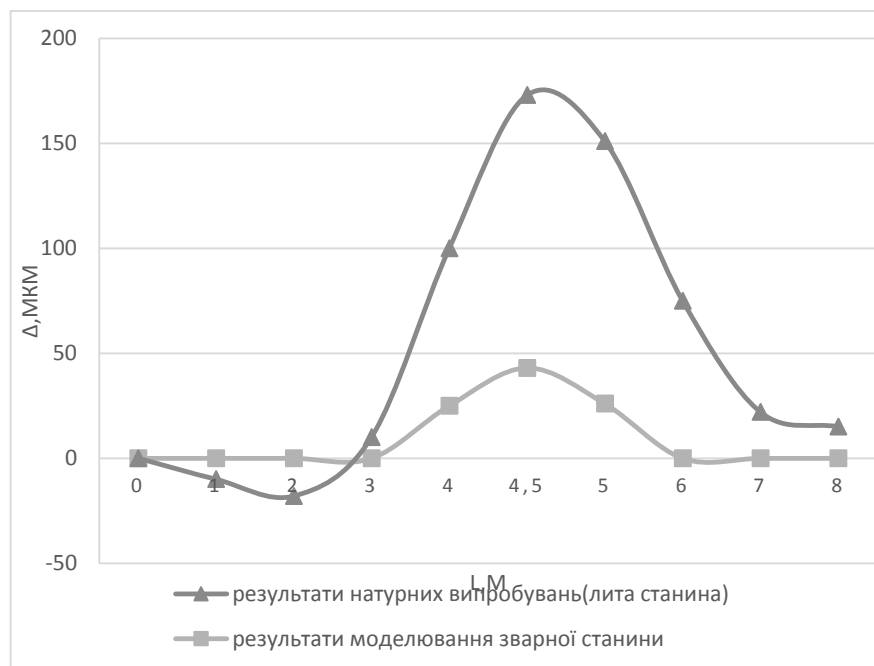


Рисунок 4.5 – Деформація полки секції литої станини виробу і полки секції станини виробу проектованої зварної станини.

Як видно з графіка (рис. 4.5), спроектована зварна станина піддається меншим деформаціям при розтисканні полиць «врозпір» у 3,25 разу. Жорсткість зварної станини виробу вище.

Розтиск супортних полиць секції литої станини верстата 1А665 проводився по поперечним зв'язкам, як показано на рис. 4.6.

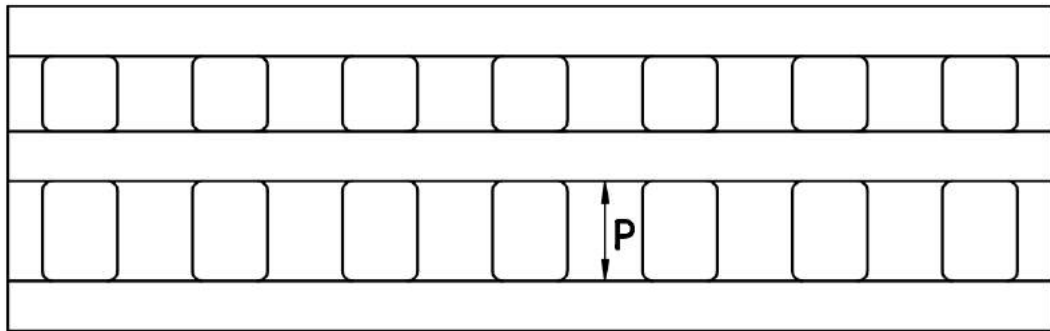


Рисунок 4.6 – Схема розтискання супортних полиць станини верстата 1А665

На рис. 4.7 представлена 3D-модель секції зварної станини під супорт. Епюру переміщень надано на рисунку 4.8.

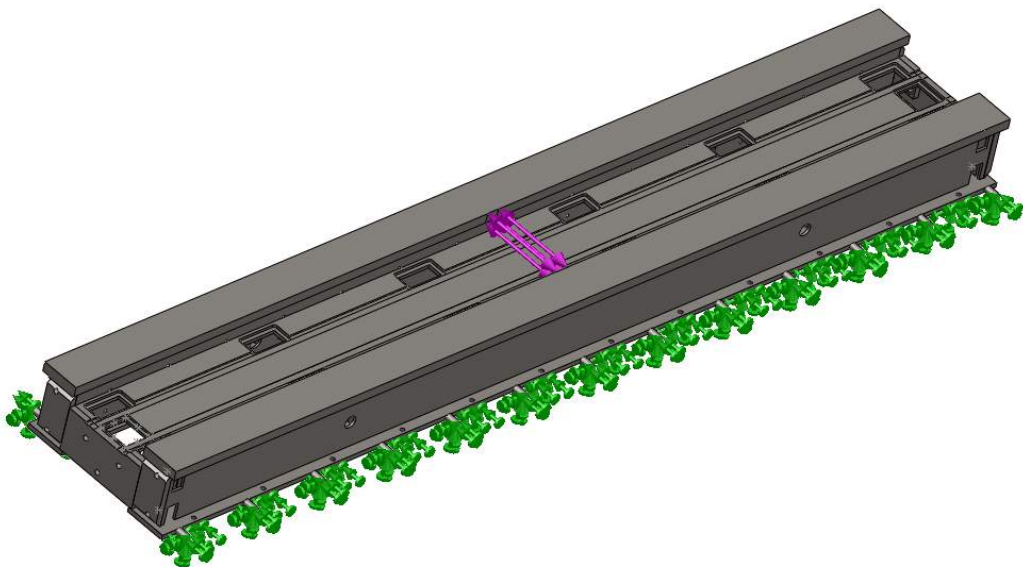


Рисунок 4.7 – Твердотільна модель зварної станини під супорт

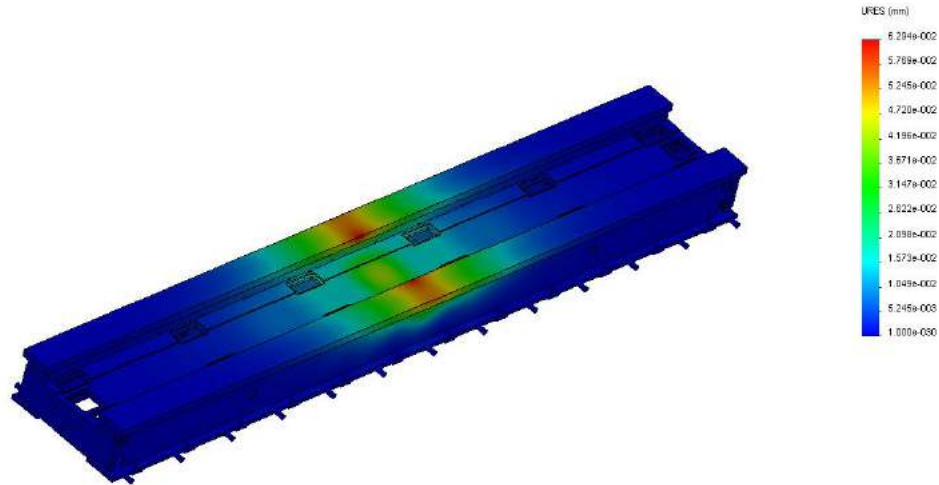


Рисунок 4.8 – Епюра переміщень

Як видно з графіка (рис. 4.9), спроектована зварна станина піддається меншим деформаціям при розтисканні полиць «врозпір». Деформації литої станини мають негативний напрямок. Жорсткість зварної станини під супорт вище.

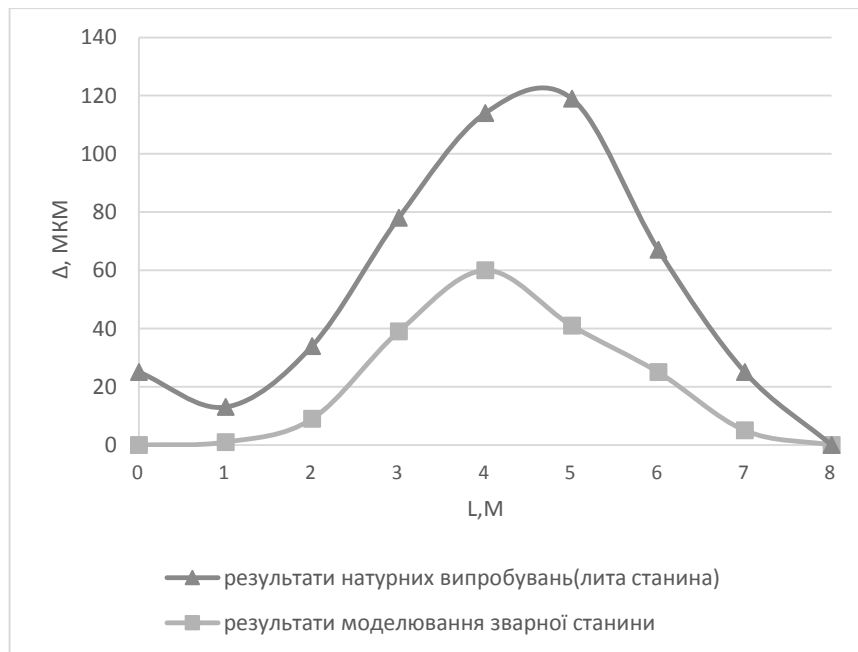


Рисунок 4.9 – Деформація супортної полки секції литої станини і супортної полки секції спроектованої зварної станини

4.2 Експериментальні дослідження прогинання станини важкого токарного верстата при її навантаженні

На рис. 4.10 представлені графіки прогинів литої станини верстата 1А665 довжиною 4,66м при її навантаженні вантажем масою 3,1 тонни. Станина вільно встановлена на чотири крайніх (по два з кожного краю) башмаках. Для обтиснення стиків в опорах спочатку на станину був встановлений і тягар масою 7,2 тонни. Подальше навантаження проводилося вантажем масою 3,1 тонни. Профіль дзеркала станини записувався на осциллограмму приладом контролю прямолінійності ПКП-1 М. Твердотільна модель станини та епюра переміщень експериментальної станини представлені відповідно на рис. 4.11 та рис. 4.12.

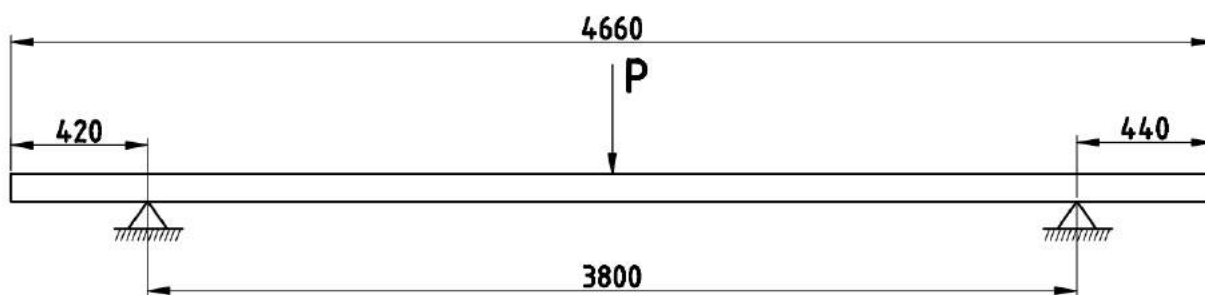


Рисунок 4.10 – Схема навантаження полиць литої станини верстата 1А665

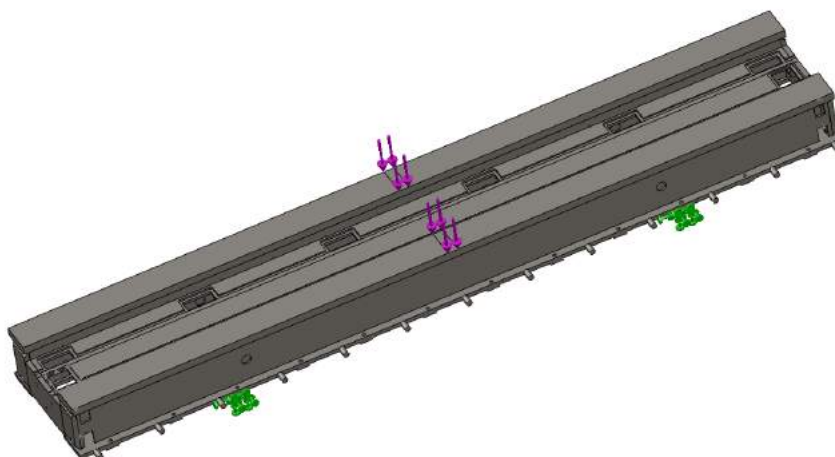


Рисунок 4.11 – Твердотільна модель зварної станини під супорт

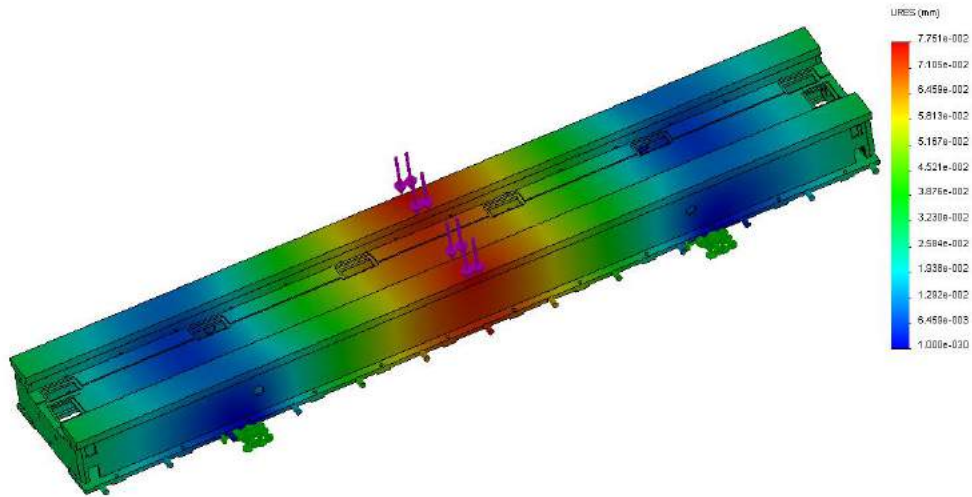


Рисунок 4.12 – Епюра переміщень

На підставі результатів графіків (рис. 4.13) можна зробити висновки про те, що зварна станина має більш високу жорсткість, тому зазнає деформації у 1,4 разу менше, ніж лита станина при одній силі навантаження.

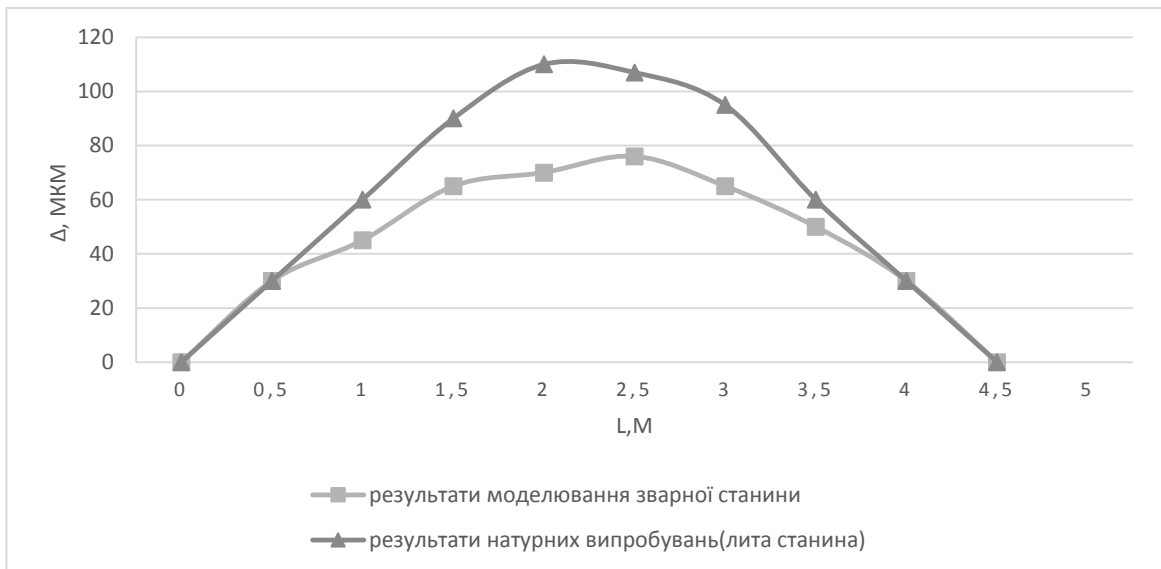
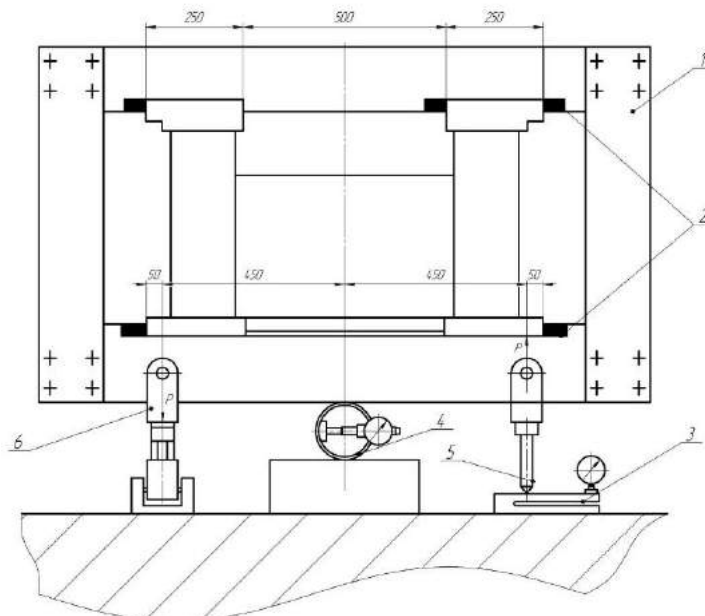


Рисунок 4.13 – Деформація литої станини і зварної станини при її навантаженні

4.3 Експериментальні дослідження крутної жорсткості станини важких токарних верстатів

Одним із основних засобів підвищення точності є підвищення крутної жорсткості елементів верстатних систем. У зв'язку із цим було проведено дослідження крутної жорсткості станин важких токарних верстатів на натурних зразках. Об'єкти досліджень – литі чугунні станини важких токарних верстатів 1А665, 1А670, зварні сталеві станини глибокорозточувального верстата КЖ1910 з товщиною вертикальних стінок $\delta = 12, 16, 18$ мм, зварна експериментальна станина важкого токарного верстата. Отримано результати питомої крутної податливості досліджуваних стани.

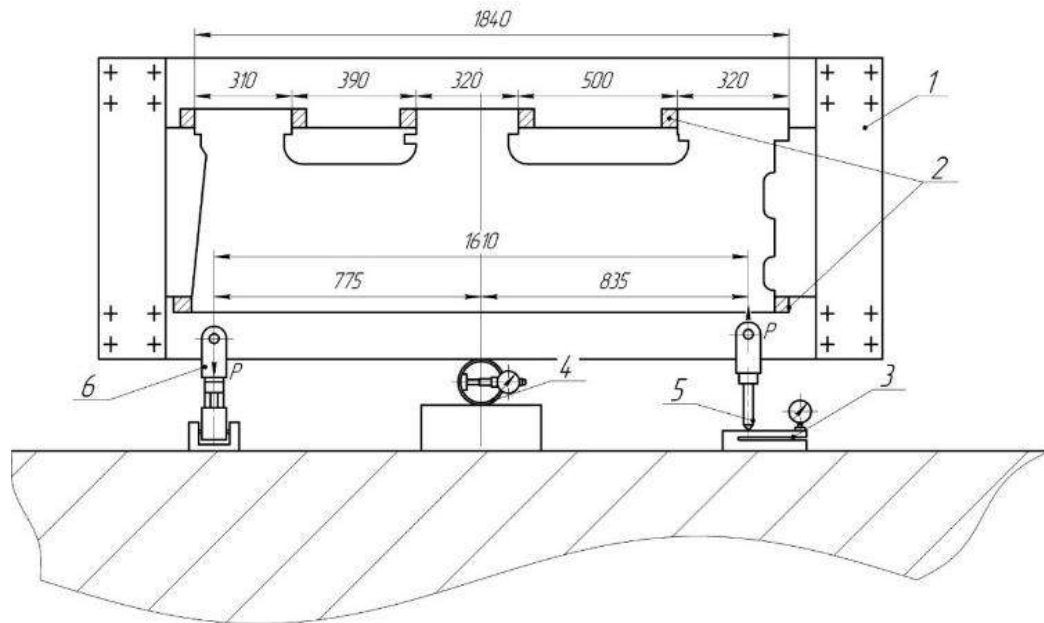
Випробування проводилися на ПрАТ «КЗВВ» у механоскладальних цехах № 5, № 6. У ході роботи було виміряно кути закруглення секцій станин при прикладанні до торця обертального моменту. Для прикладення до торця секції станини крутного моменту була виготовлена навантажувальна рама (рис. 4.14, 4.15).



1 – навантажувальна рама; 2 – компенсатори; 3, 4 – динамометри;

5 – домкрат; 6 – стяжка

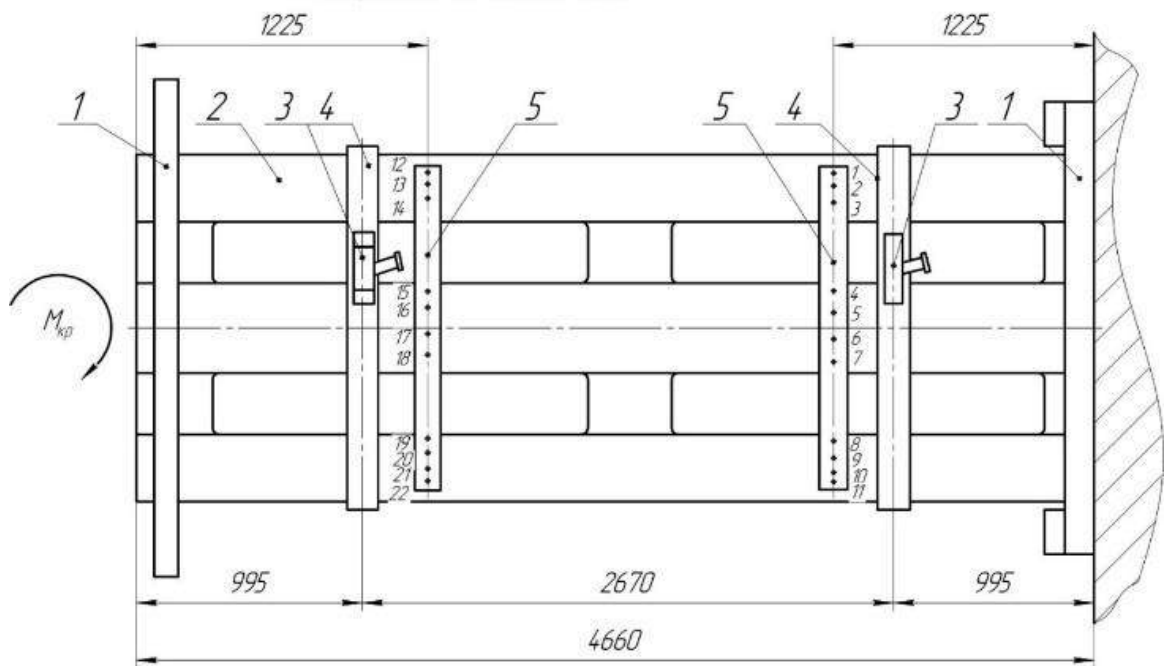
Рисунок 4.14 – Схема навантаження зварної станини крутним моментом



1 – навантажувальна рама; 2 – компенсатори; 3, 4 – динамометри;
5 – домкрат; 6 – стяжка

Рисунок 4.15– Схема навантаження станини верстата 1А665
крутним моментом

Для запобігання спотворення навантажувального перетину станини на другому кінці застосовувалася аналогічна за конструкцією рама. Рами за допомогою компенсаторів 2 щільно замикали полки напрямних і підшву станини. Навантажувальна рама спиралася на кільцевий динамометр 4. Другий кінець станини закріплювався фундаментними болтами до тумби, а тумба – до фундаменту. Навантаження станини крутним моментом за допомогою домкрата 5 і стяжки 6 одночасно проводилося таким чином, що показники індикатора на кільцевому динамометрі 4 залишалися незмінним. Величина навантаження визначалася динамометром 3. Кут закручування секції станини визначався за допомогою високопрецизійного клінометра 3 (ТВ-90), встановленого на контрольній лінійці 4 (рис. 4.16).



- 1 – навантажувальна рама; 2 – секція станини;
 3 – високопрецизійний клінометр ТВ – 90; 4 – контрольна лінійка $L = 2$ м;
 5 – оптична лінійка ІС-36М

Рисунок 4.16 – Вимірювання кута закручування і спотворення дзеркала напрямних секції станини верстата 1А665

Для визначення зміни профілю дзеркала напрямних у вертикальній площині у поперечному напрямку поруч з клінометром встановлювалася оптична лінійка 5 (ІС-36М), за допомогою якої вимірювався профіль напрямних до і після прикладення навантаження. Заміри номерів точок за схемою вимірювання (рис. 4.16) показали, що зміни профілю при закручуванні практично не відбувалися. Кут закручування визначався як різниця кутів повороту перетину II і перетину I при кожному ступені навантажування (табл. 4.1). Максимальне відхилення положення полиць по відношенню до початкового склало 7,5 мкм.

Таблиця 4.1 – Зміна положень полук секції станини верстата 1А665 у розрізі І–І при її закручуванні у замірах оптичною лінійкою ІС-36М

| | | | | | | | | | | | |
|--|-----|------|------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|
| Відлік координати заміру за шкалою ІС-36М | 0 | 50 | 100 | 600 | 650 | 705 | 760 | 1420 | 1470 | 1520 | 1540 |
| Номер точки за схемою вимірювання | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| Навантаження на станину $M_{кр} = 0$ | | | | | | | | | | | |
| Середній (із 3 вимірювань) показник ІС-36М, у мкм | 7 | 7 | 3,5 | -6 | -6 | -8 | -10 | 2 | 3 | 5,5 | 7 |
| Відхилення від прямолінійності, мкм | 0 | 0 | -3,5 | -13 | -13 | -15 | -17 | -5 | -4 | -1,5 | 0 |
| Навантаження на станину $M_{кр} = 805 \text{ Нм}$ | | | | | | | | | | | |
| Середній (із 3 вимірювань) показник ІС-36М, у мкм | 8 | 8 | 8 | - | -6,5 | -8,5 | -11 | 2 | 5 | 5 | 8 |
| Відхилення від прямолінійності, мкм | 0 | 0 | 0 | -2 | -14,5 | -16,5 | -9 | -6 | -3 | -3 | 0 |
| Зміна положень полиць по відношенню до початкового | 0 | 0 | 3,5 | 1 | -1,5 | -1,5 | -2 | -1 | 1 | -1,5 | 0 |
| Навантаження на станину $M_{кр} = 5220 \text{ Нм}$ | | | | | | | | | | | |
| Середній (із 3 вимірювань) показник ІС-36М, у мкм | 4,5 | 3 | 1,5 | -9 | -11 | -13,5 | -14,5 | 2,5 | 4 | 4 | 4,5 |
| Відхилення від прямолінійності, мкм | 0 | -1,5 | -3 | -13,5 | -15,5 | -18 | -19 | -2 | -0,5 | -0,5 | 0 |
| Зміна положень полиць по відношенню до початкового | 0 | -1,5 | 0,5 | -0,5 | 2,5 | -3 | -2 | 3 | 3,5 | 1 | 0 |
| Навантаження на станину $M_{кр} = 8850 \text{ Нм}$ | | | | | | | | | | | |
| Середній (із 3 вимірювань) показник ІС-36М, у мкм | 4,5 | 4 | 0,5 | -11 | -13 | -15,5 | -17,5 | 5 | 5 | 5 | 4,5 |
| Відхилення від прямолінійності, мкм | 0 | -0,5 | -4 | -15,5 | -17,5 | -20 | -22 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0 |
| Зміна положень полиць по відношенню до початкового | 0 | 0,5 | -0,5 | -2,5 | -4,5 | -5 | -5 | 5,5 | 4,5 | 2 | 0 |

На рис. 4.17 представлена питома крутна податливість секції литої станини верстата 1А665.

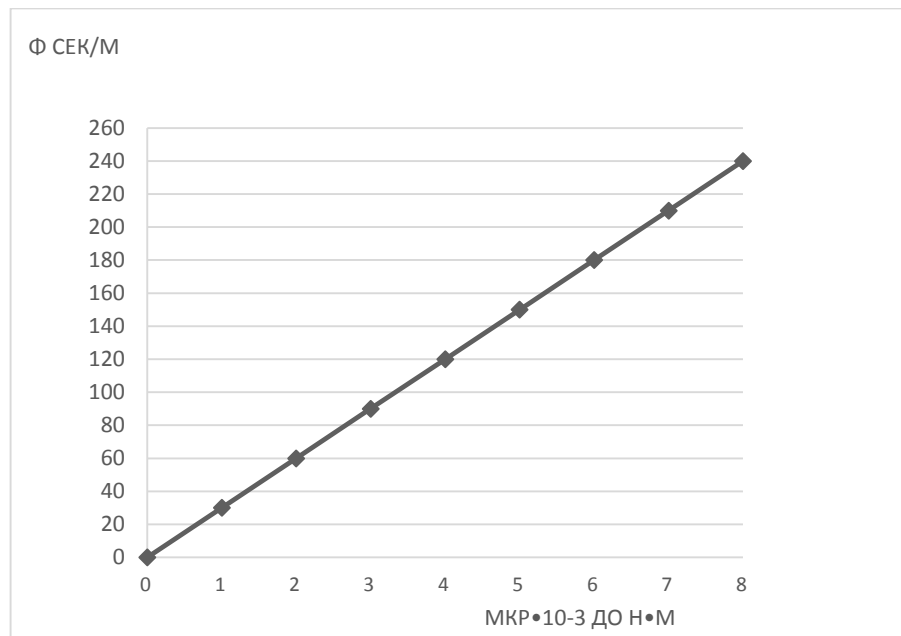


Рисунок 4.17 – Питома крутна податливість секції станини верстата 1А665

Рисунок 4.18 відображає характер крутної податливості гами станин важких верстатів.

Проаналізовано питому крутну податливість тотожних за формою литої та зварної станин. Виявлено, що жорсткість на кручення зварної станини у 3–3,5 разу вище, що позитивно впливає на продуктивність різання і точність оброблення, але ступінь демпфування у порівнянні із литою нижче.

Для оцінювання точності вимірювання деформацій станини у вертикальній площині було вироблено вимір прямолінійності дзеркала напрямної однієї секції станини верстата 1А665 довжиною 4,66 м двома методами оптичною лінійкою ІС-36М кроковим методом і приладом контролю прямолінійності ПКП-1М. Ціна ділення вимірювальної шкали обох приладів – 2 мкм. Отримані результати вимірювання зображені на рис. 4.18. Максимальна розбіжність величин відхилення від прямолінійності склала 16 %.

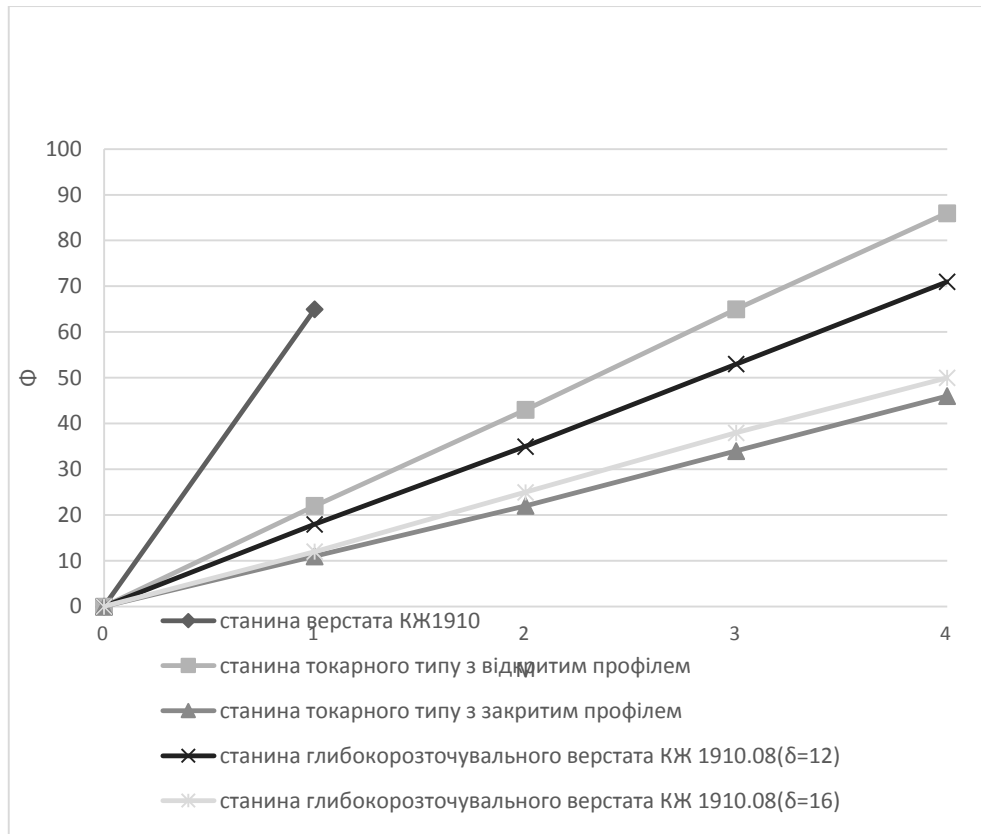


Рисунок 4.18 – Питома крутна податливість станин важких верстатів

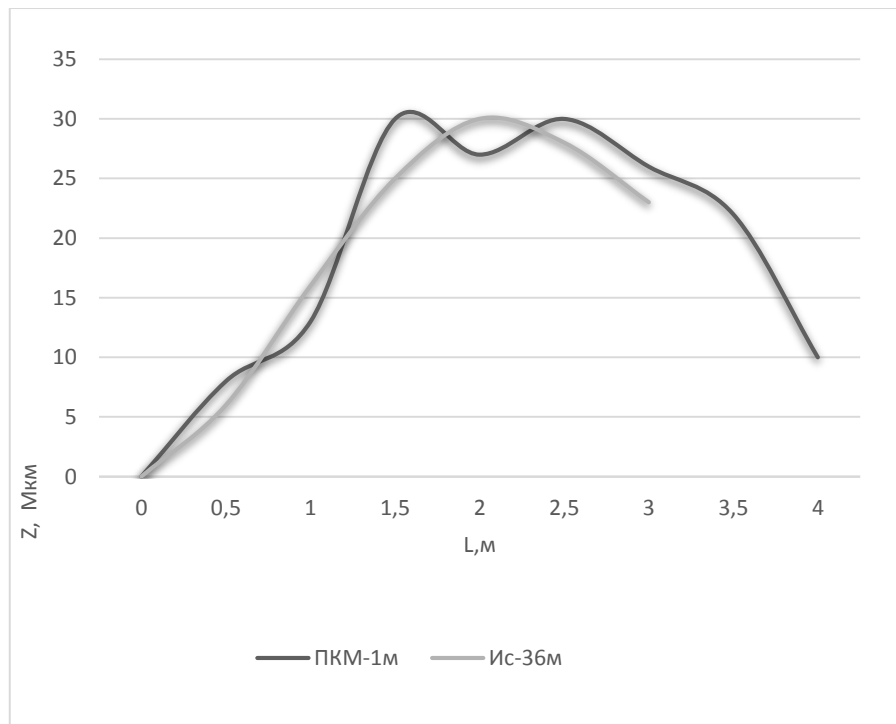


Рисунок 4.19 – Порівняння точності методів вимірювання прямолінійності поздовжнього профілю напрямних станини

4.4 Експериментальне порівняння характеристик станин зварної та литої конструкцій

При проектуванні, експлуатації і модернізації металорізального обладнання виникає необхідність підвищення їх точностних характеристик. Особливо актуальним це питання є для важких токарних верстатів, у яких силові деформації несучої системи призводять до значного зниження точності оброблення та вимагають розроблення спеціальних методів її забезпечення.

При виробництві базових деталей верстатів, основними з яких є станини, використовується ливарний чугун, наприклад СЧ-21 для виготовлення станин литих конструкцій, і для зварних конструкцій сталь конструкційна, наприклад Ст3. Основними технологічними умовами виробництва таких конструкцій є простота виготовлення моделей, простота формовання, але для виготовлення великогабаритних станин важких токарних верстатів ми стикаємось із рядом труднощів, таких як складність отримання відливки зі збереженням постійності властивостей матеріалу по всьому обсязі відливки; складність отримання тонкостінних перегородок, що значно знижує металоємність, висока складність виправлення дефектів виробництва. На відміну від литих, застосування зварних конструкцій особливо ефективно для деталей, розміри яких значною мірою визначаються допустимими прогинами під власною вагою.

До переваг зварних конструкцій у порівнянні з литими чавунними належать:

- а) менша вага унаслідок великого модуля пружності сталі, ніж чавуну, і можливості застосування досконаліших з погляду жорсткості форм;
- б) менша трудомісткість механічного оброблення;
- в) можливість виправлення дефектів конструкції;
- г) прискорення процесу виробництва.

При однакових формах і габаритах зварних і литих станин однакова загальна жорсткість забезпечується при товщині стінок зварних станин приблизно у 2 рази менше, ніж литих. Місцева жорсткість пропорційна третій ступені товщини стінок, тому відносно місцевої жорсткості зварна станина буде

еквівалентна литій у тому випадку, якщо товщина стінок (без ребер) зварної станини буде менша, ніж литої, у 1,2–1,3 разу. Зварні станини, у яких товщина стінок відрізняється від товщини стінок відповідних литих станин менше ніж у 1,5 разу, належать до товстостінних. Товстостінні станини верстатів середніх розмірів зазвичай мають товщину стінок близько 10 мм. Такі станини найбільш прості у виготовленні, але відносно економії металу менш ефективні. Конструктивні форми товстостінних зварних станин принципово тотожні формам литих. До тонкостінних зварних станин відносять станини, у яких товщина стінок відрізняється від товщини стінок відповідних литих більш ніж у 1,5–2 рази. Тонкостінні станини верстатів середніх розмірів мають товщину стінок 3–6 мм. Вони технологічно складніше, ніж товстостінні, але дозволяють отримати максимальну економію металу. Технологічні можливості виготовлення зварних станин із замкнутим контуром перетину елементів і великою кількістю суцільних перегородок зазвичай значно ширше, ніж литих. При конструюванні зварних станин особлива увага приділяється забезпеченню достатньої місцевої жорсткості. Підвищення місцевої жорсткості зварних станин забезпечується введенням перегородок, ребер, косинок, тобто елементів, що зменшують довжину стінок, що деформуються, і що збільшують їх приведену товщину. При виборі товщини стінок існує небезпека втрати стійкості та збільшення шуму (у результаті коливань стінок, як діафрагм) можна не враховувати, оскільки напруга у стінках порівняно незначна, а підвищений шум раціональніше усувати ні збільшенням товщини стінок, а шляхом приварювання ребер, введення рифлень на стінках, зв'язків між серединами стінок та ін. заходами. Демпфувальна здатність зварних станин зазвичай близька до демпфувальної здатності чавунних за рахунок підвищеного розсіювання енергії у місцях контакту зварених елементів. У ряді випадків передбачають спеціальні елементи, що збільшують демпфування, наприклад спеціально приварювані паралельні стінкам листи. Було проведено порівняння конструктивних виконань станин важких токарних верстатів методом накладання перетинів (рис. 4.19).

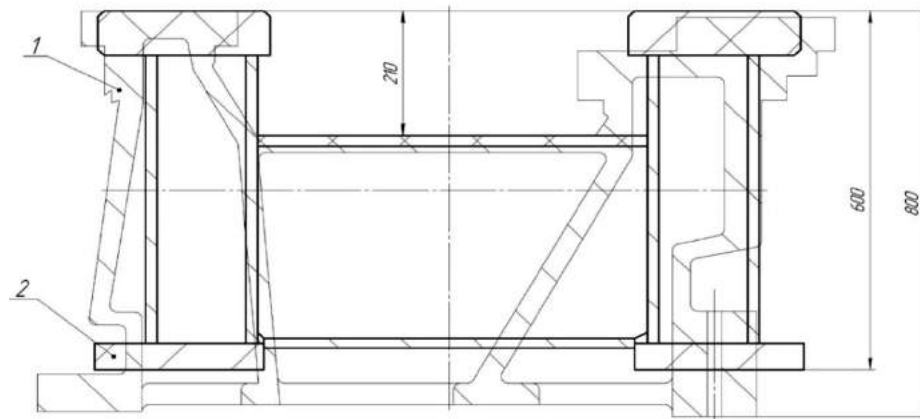


Рисунок 4.19 – Порівняння накладанням перетинів станин верстата 1A665:

1 – литої ; 2 – зварної

Важливим при конструюванні та виготовленні зварних станин є зменшення зварювальних деформацій, яке досягається зокрема загальним підвищенням жорсткості конструкції. У цьому відношенні надійнішими, що забезпечують жорсткість зварної конструкції, приблизно еквівалентну жорсткості цілісної, є стикові, або двосторонні кутові шви. Односторонні шви застосовують тільки у малонавантажених з'єднаннях, що не визначають жорсткості системи. Товщину швів слід призначати мінімально можливою.

Загальними вихідними даними для розрахунку пружних і теплових деформацій є форма й розміри вузлів верстата, модуль пружності матеріалу цих вузлів. Крім того, для моделювання пружних деформацій необхідно визначені значення й напрямки силових навантажень на вузли верстата, а для моделювання теплових деформацій – температурні коефіцієнти лінійного й об'ємного розширення матеріалу цих вузлів і розподілу температурних полів в обсязі деталей верстата. Для того щоб мінімізувати похибки взаємного розташування вузлів, необхідно створити станину раціональної конструкції, що надає мінімальні відхилення поверхонь.

Було спроектовано зварну станину важкого токарного верстата. Несуча система верстата складається з двох станин. Одна двополкова станина для базування і закріплення оброблюваного виробу. Друга двополкова станина

служить для переміщення супорта. Кожна з станин складається з двох секцій, з'єднаних між собою шпильками. Довжина кожної секції становить 7,8 м.

Твердотільну модель спроектованої станини було виконано у програмному пакеті SolidWorks 2012 (рис. 4.20).



Рисунок 4.20 – 3D-моделі секції станин (а) під супорт; (б) під виріб

За допомогою прикладної програми CosmosWorks 2012 було зроблено розрахунки станини, для визначення жорсткості системи.

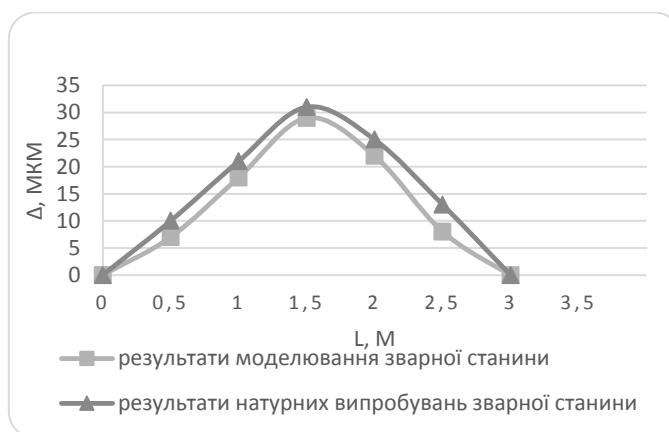


Рисунок 4.21 – Порівняння результатів натурних випробувань і комп'ютерного моделювання зварної станини

Оцінювання результатів комп'ютерного моделювання та результатів натурних випробувань зварної станини показало (рис. 4.21), що деформації зварної станини мають однаковий характер, розбіг максимальних деформацій складає 6,25 %.

Аналізуючи вплив окремих параметрів на податливість несучої системи важкого токарного верстата, можна встановити з точки зору жорсткості, ваги, форми і конструкції оптимальну компоновку. Раціональні сфери застосування литих і зварних базових деталей у важких верстатах визначаються залежно від їх маси, обсягу виробництва, трудомісткості виготовлення.

4.5 Дослідження натурних зразків станин важких токарних верстатів

Несучі системи верстатів мають забезпечувати і зберігати протягом необхідного терміну служби правильне розташування і можливість точних і плавних взаємних переміщень інструменту і виробів вхолосту і при різанні. Для забезпечення цих вимог конструювання станин і корпусних деталей у наш час підпорядковується критеріям жорсткості деталей і зносостійкості напрямних, а також умовам технологічності. Вплив жорсткості станин та корпусних деталей на роботу механізмів верстата визначається перерозподілом тисків у сполученнях і порушенням умов правильного контакту в результаті пружних деформацій елементів системи.

З метою визначення оптимальної конструкції станини проведено дослідження на натурних зразках. Об'єктом досліджень були: литі чавунні станини важких токарних верстатів 1А665, 1А670, зварні сталеві станини глибокорозточувального верстата КЖ1910 з товщиною вертикальних стінок $\delta = 12, 16, 18$ мм, зварна експериментальна станина верстата токарного типу.

Випробування проводилися на ПрАТ «КЗВВ» у механоскладальних цехах № 5, № 6. У ході роботи було виміряно кути закруглення секцій станин при прикладанні до торця обертального моменту. Для прикладення до торця секції станини крутного моменту була виготовлена навантажувальна рама (рис. 4.14 і 4.15).

Було проведено випробування станини з поступово збільшуваним навантаженням і одночасно фіксувальним переміщенням. Розвантаження виробляють при тих же значеннях ступенів у зворотному порядку, реєструючи переміщення станин.

На рис. 4.21 представлені результати деформації полук зварних сталевих станин верстата КЖ 1910, у яких товщини вертикальних стінок блоків різняться: 16 мм і 18 мм.

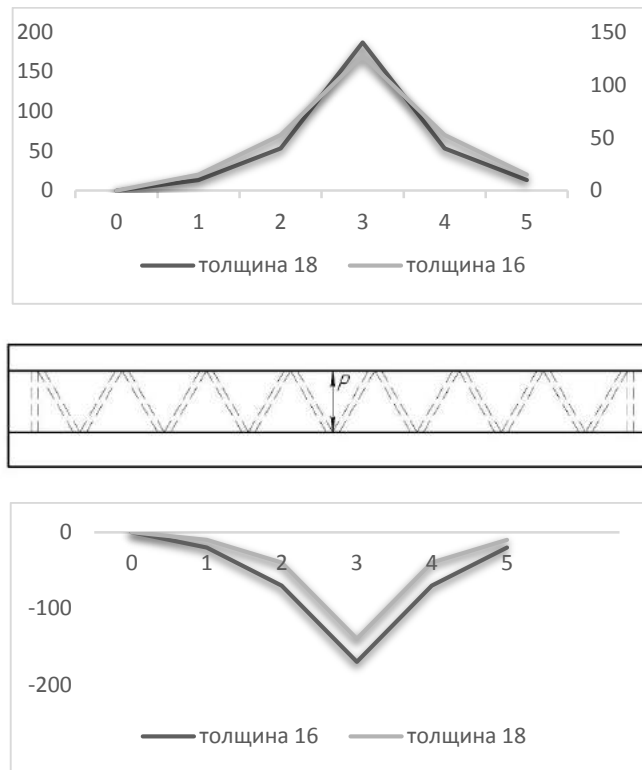


Рисунок 4.21 – Розтискання полиць зварної станини верстата КЖ1910.

Вимірювання деформації полиць по струні

На рис 4.22 і 4.23 – деформація полиць зварної станини токарного типу при прикладенні розтискної сили по зв'язку і між поперечними зв'язками. Блоки зварної станини токарного типу виконані згідно з кресленнями блоків станини верстата КЖ 1910 з товщиною поздовжніх вертикальних стінок $\delta = 18$ мм. Поперечні зв'язки між блоками виконані за типом токарних станин коробчастої форми з відкритим низом.

Індикатор 1 реєстрував деформацію внутрішньої половини полиці за рахунок ослаблення її Т-подібним пазом. Індикатор 2 – деформацію всієї полиці.

Також було досліджено деформації полиць литої чавунної секції станини верстата 1А670 (рис. 4.24–4.27).

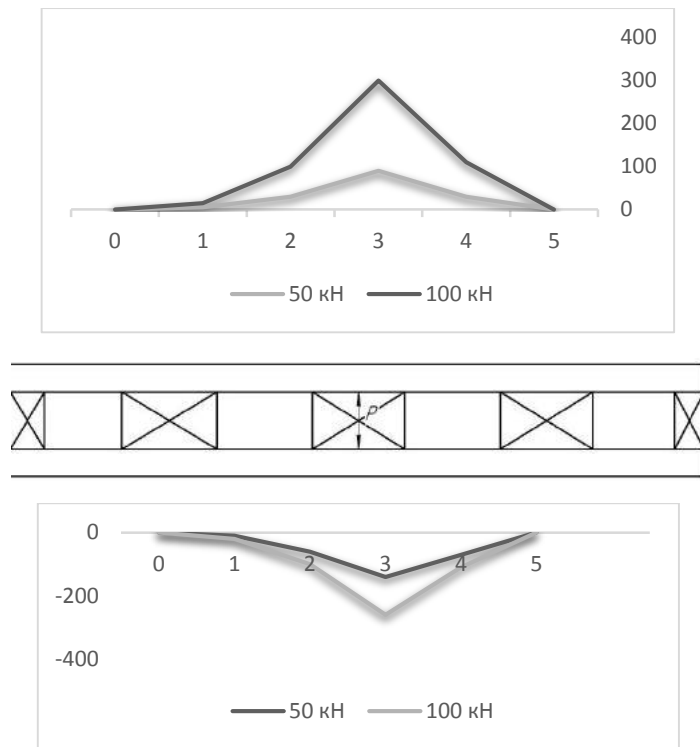


Рисунок 4.22 – Розтискання полиць зварної станини токарного типу за середнім зв'язком. Зусилля розтискання: 1–50 кН; 2–100 кН

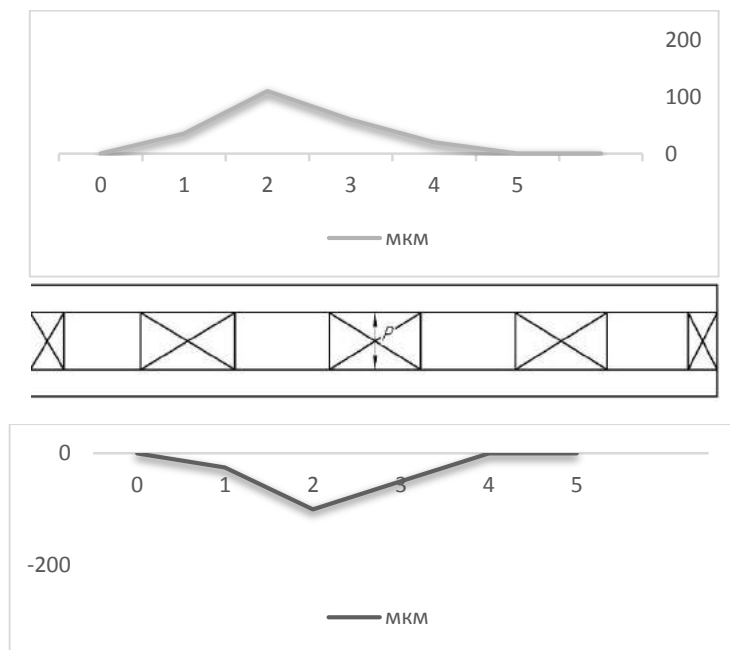


Рисунок 4.23 – Розтискання полиць зварної станини токарного типу за середнім зв'язком

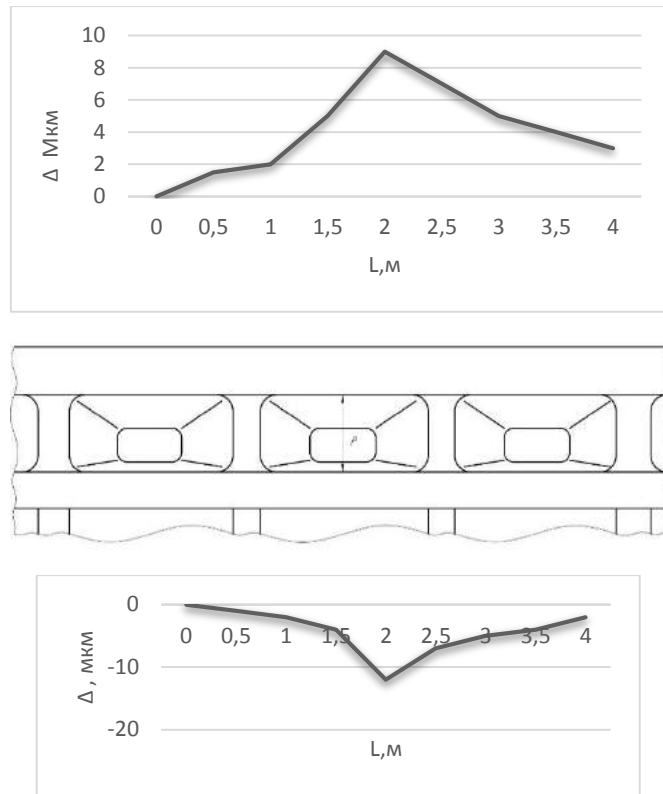


Рисунок 4.24 – Розтискання супортних полок литої станини верстата 1А670 по поперечним зв'язкам. Вимірювання полиць по індикатору. $P = 100$ кН

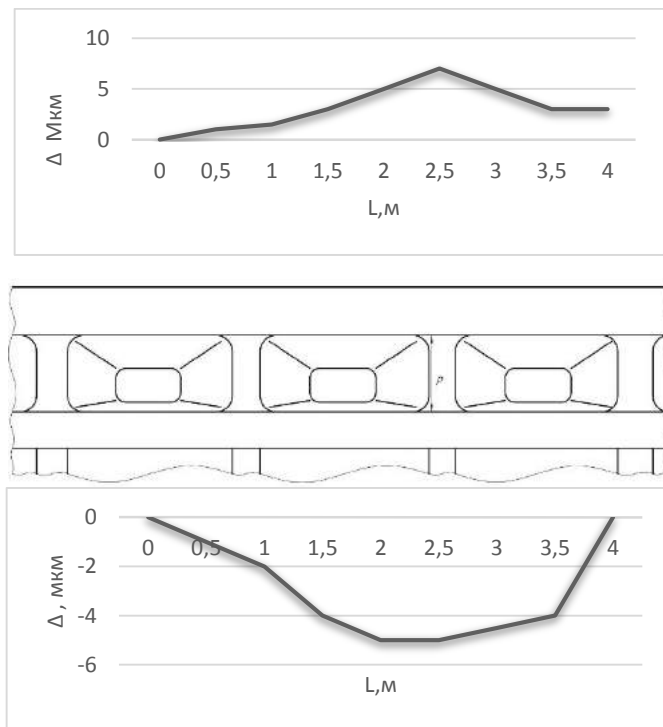


Рисунок 4.25 – Розтискання супортних полиць литої станини верстата 1А670 між поперечними зв'язками $P = 100$ кН; вимірювання полок по індикатору

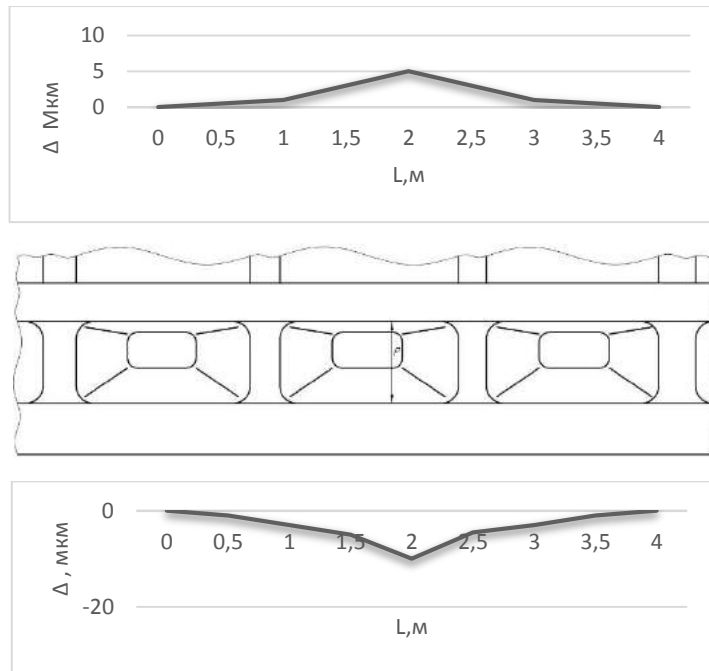


Рисунок 4.26 – Розтискання полиць задньої бабки литої станини верстата 1А670 по поперечним зв'язкам $P = 100$ кН. Вимірювання полиць по індикатору

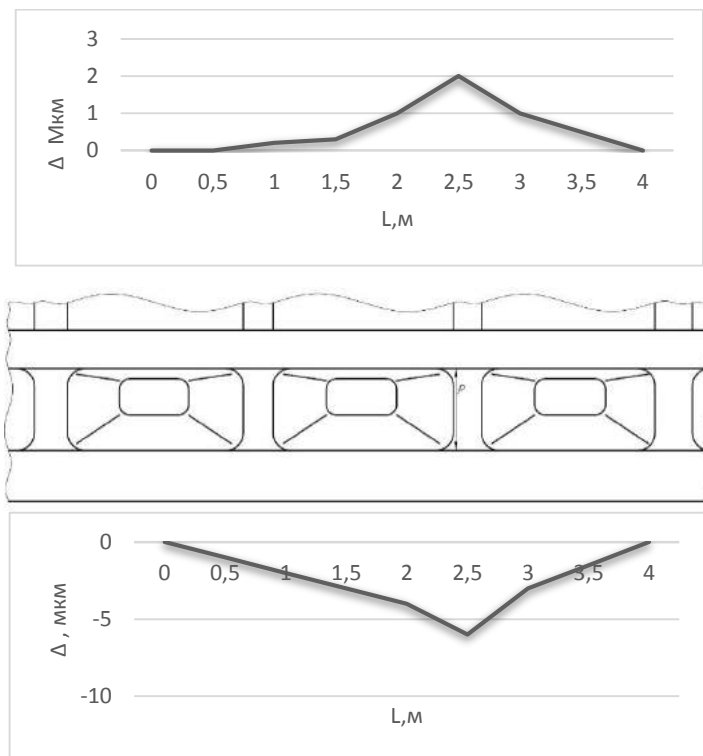
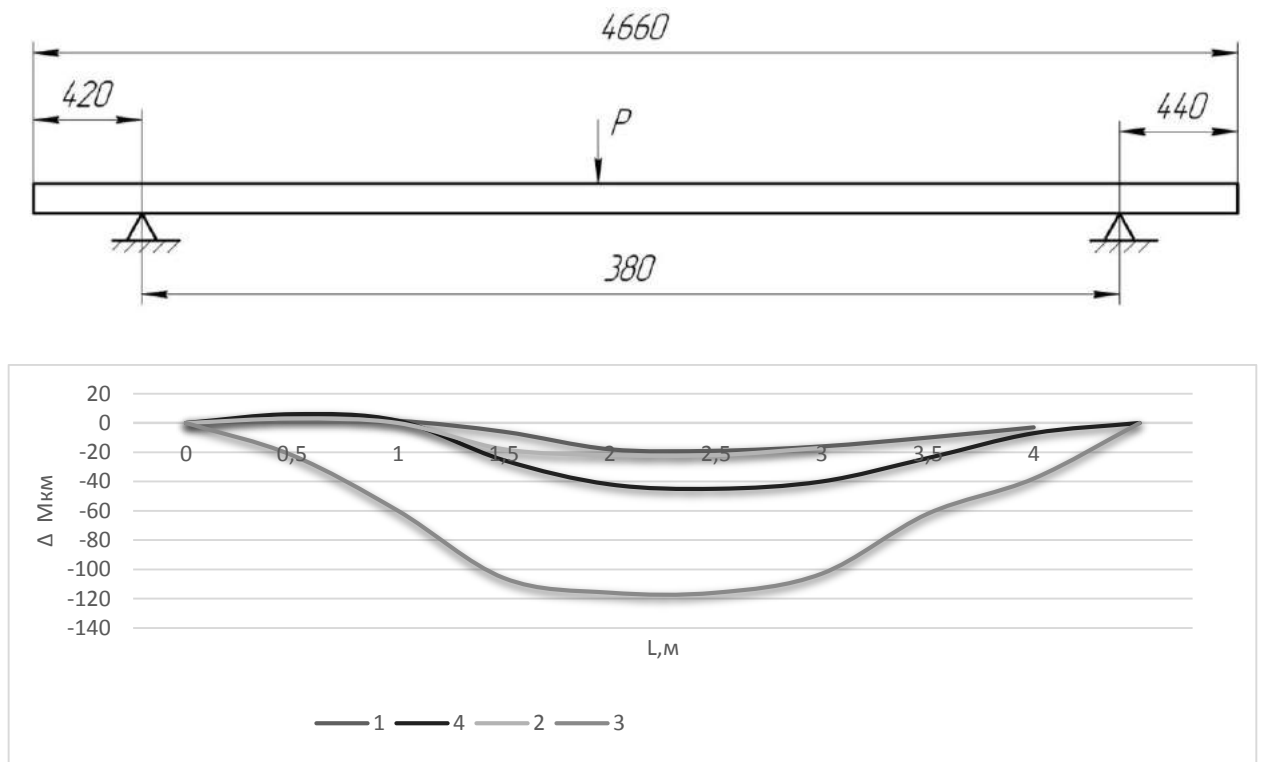


Рисунок 4.27 – Розтискання полиць задньої бабки литої станини верстата 1А670 між поперечними зв'язками $P = 100$ кН. Вимірювання полиць по індикатору

Прогинання станини при її навантаженні. На рис. 4.28 представлені графіки прогинів станини верстата 1А665 довжиною 4,66 м при її навантаженні вантажем масою 3,1 тис. Станина вільно встановлена на чотири крайніх (по два з кожного краю) башмаки. Для обтискування стиків в опорах спочатку на станину був встановлений і знятий вантаж масою 7,2 тис. Подальше навантаження проводилося вантажем масою 3,1 тис. Профіль дзеркала станини записувався на осцилограму приладом контролю прямолінійності ПКП-1 М.



- 1 – первісний до прикладання навантаження; 2 – після прикладання навантаження $P = 72 \text{ кН}$; 3 – при прикладання навантаження $P = 31 \text{ кН}$;
4 – після зняття навантаження $P = 31 \text{ кН}$

Рисунок 4.28 – Деформація станини 1А665 при її навантаженні

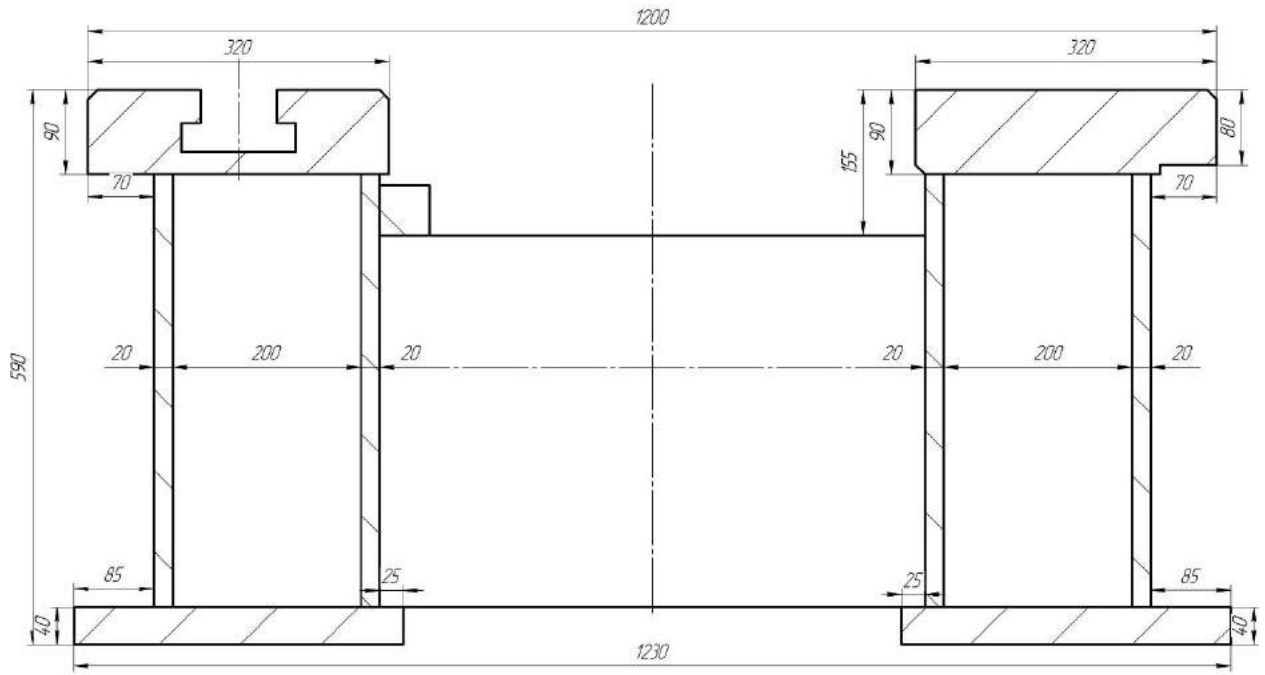


Рисунок 4.29 – Поперечний розріз зварної станини виробу верстата 1К670Ф3

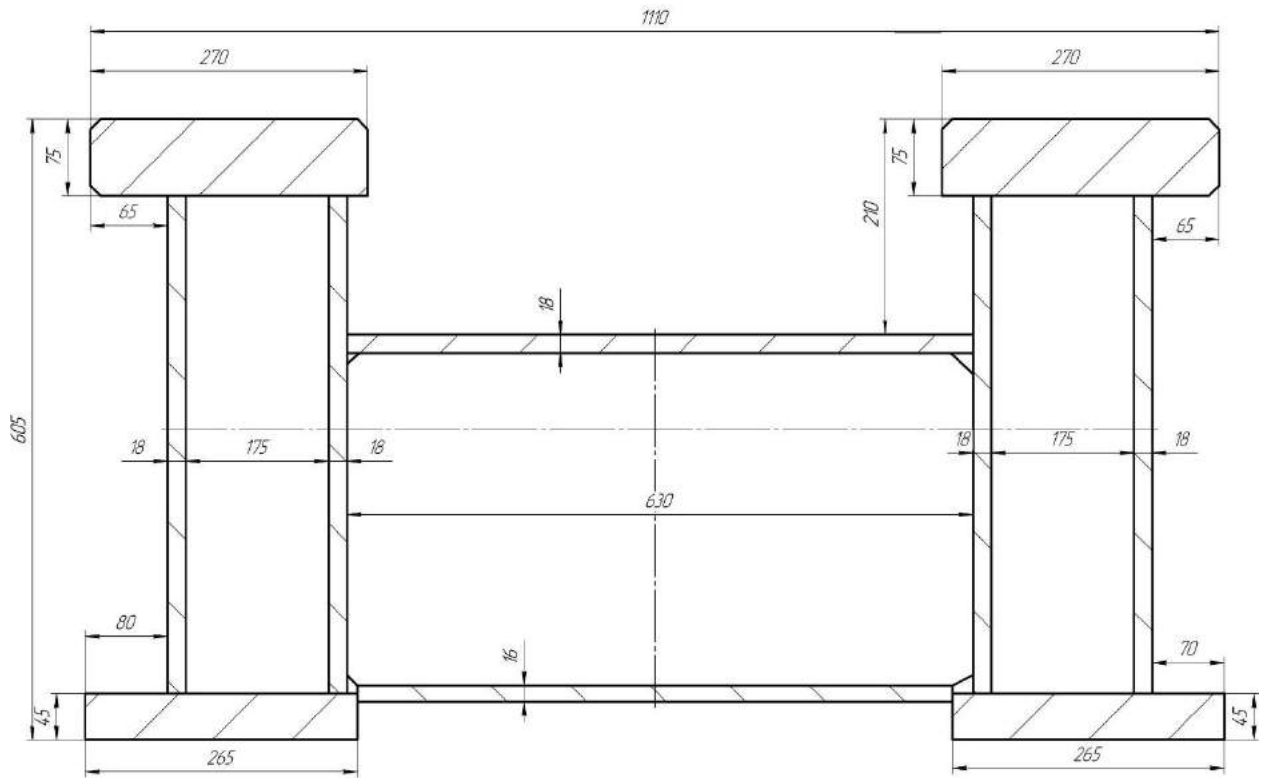
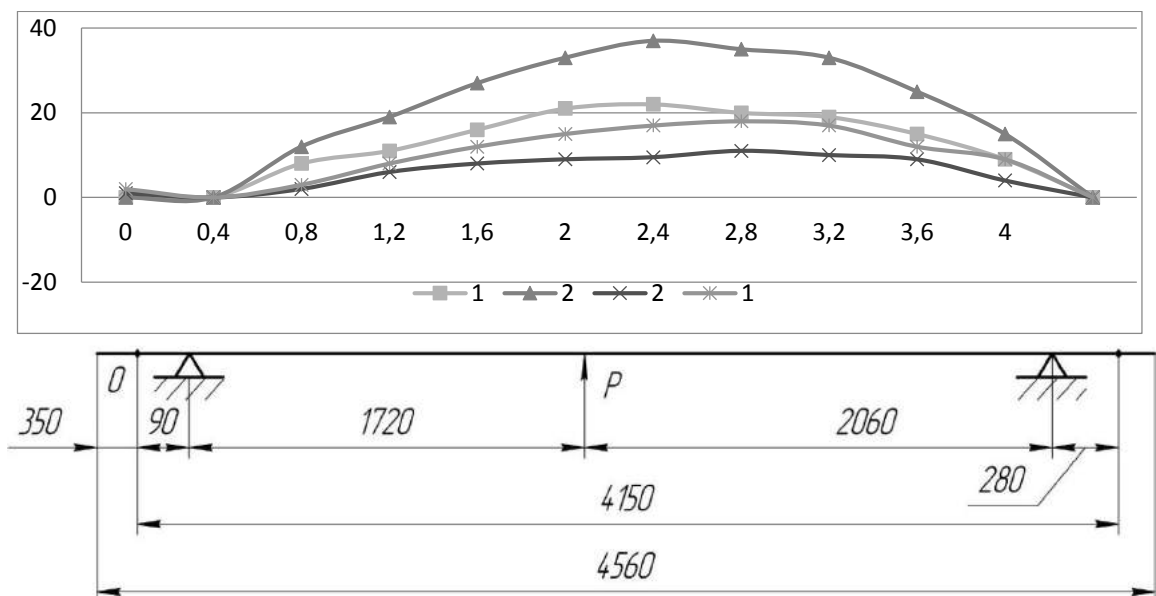


Рисунок 4.30 – Поперечний розріз спроектованої зварної станини

Вижимання станини одним башмаком. Станина вільно встановлена на всіх башмаках і виставлена по рівню. Приладом ПКП-1М записується профіль дзеркала супортної, середньої та задньої полиць. Посередині довжини супортної полиці з фундаменту на дзеркало встановлено індикатор. Середнім башмаком під супортною полицею проводиться вижимання (підйом) станини на певну величину по індикатору. Приладом ПКП-1М записується профіль дзеркала двох полиць напрямних станини. Прогинання станини визначається як різниця величин відхилення від прямолінійності профілів напрямних до та після вижимання станини у відповідних точках.

На рис. 4.31 зображено графіки прогинів полиць напрямних станин верстатів 1А665 різної довжини з різною величиною вижиму одним башмаком. Станину встановлено на випробувальному стенді складального цеху ПрАТ «КЗВВ». Принциповою особливістю цього стенду є моделювання умов роботи несучої системи, які значною мірою впливають на похибку виготовлення деталі.



1 – піднімання станини по індикатору на 0,02 мм; 2 – підйом станини по індикатору на 0,04 мм

Рисунок 4.31 – Прогинання секції станини верстата 1А665 під власною вагою при вижиманні її одним середнім башмаком (під супортною полицею)

Як можна побачити із графіків (рис. 4.32–4.33), задня полиця не деформується. Найбільшій деформації піддається саме супортна полиця, під якою і проводиться піднімання станини на певну величину.

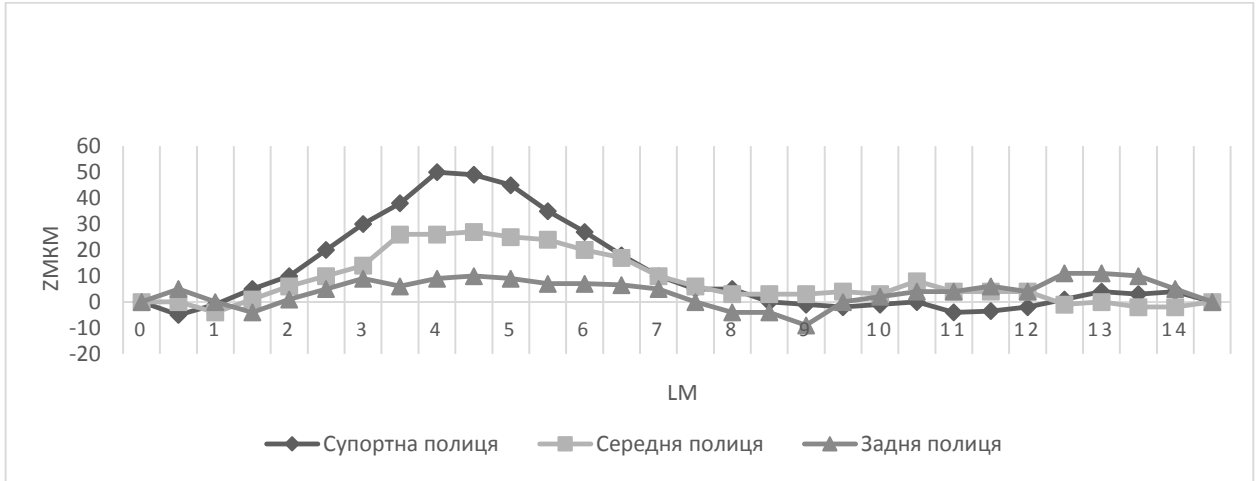


Рисунок 4.32 – Прогинання станини верстата 1А665.50 під власною вагою при підніманні її одним башмаком під супортною полицею по індикатору на 0,05 мм

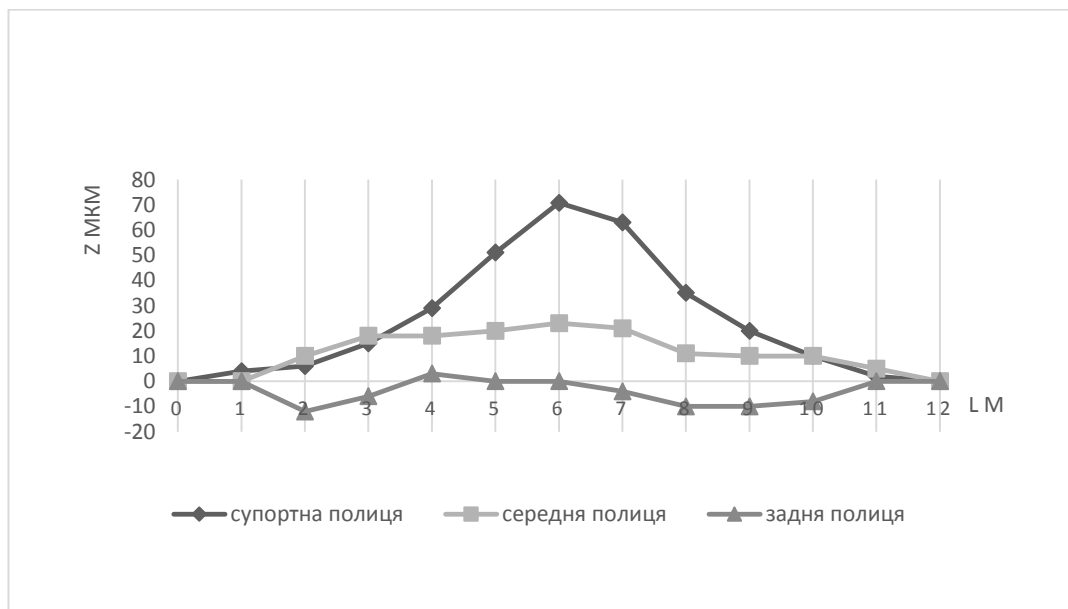


Рисунок 4.33 – Прогинання станини верстата 1А665.50 під власною вагою при підніманні її одним башмаком під супортною полицею по індикатору на 0,10 мм

Вижимання станини двома башмаками. На рисунку 4.34 – прогини зварної станини верстата КЖ 1910, встановленої на тумбах і черевиках у складальному цеху № 6. Товщина вертикальних поздовжніх стінок 16 мм.

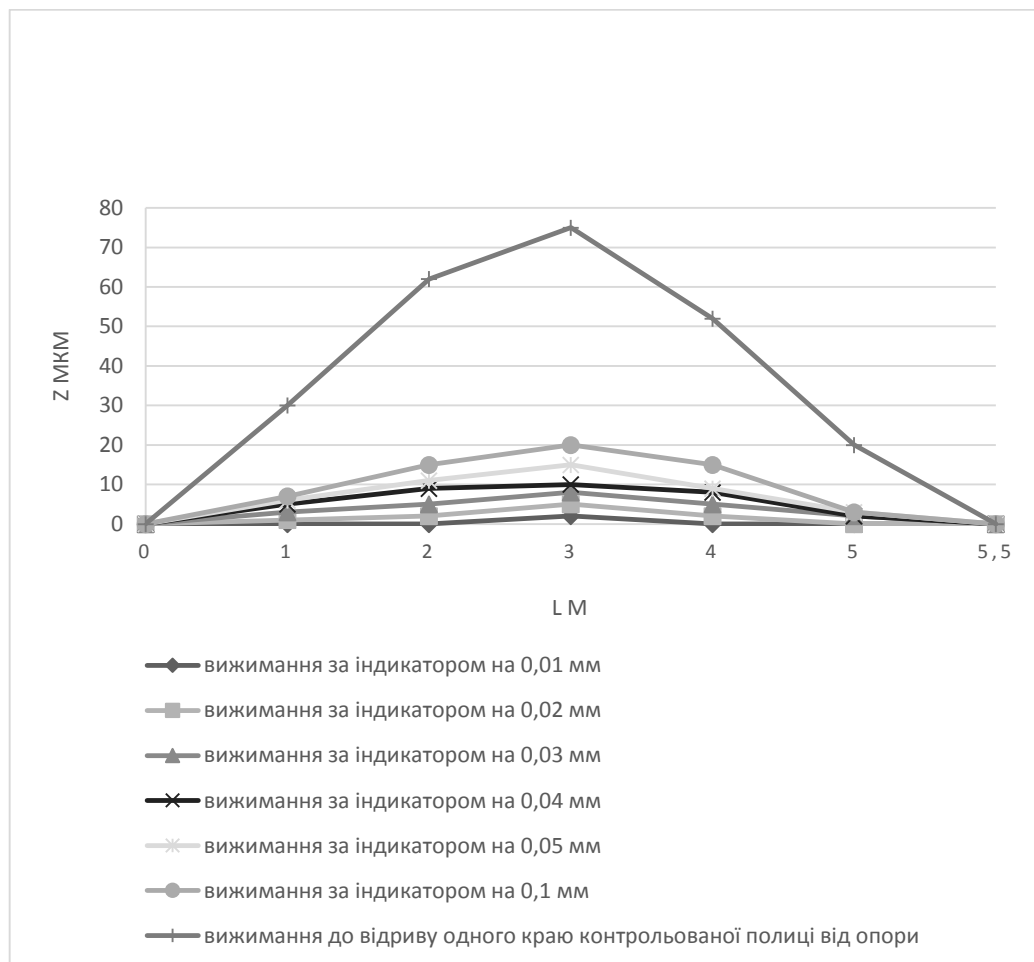


Рисунок 4.34 – Прогинання зварної станини верстата КЖ1910 під власною вагою при вижиманні її двома башмаками

На рисунку 4.35 – прогинання зварної станини верстата КЖ1910, встановленої на тумбах і башмаках у складальному цеху 6. Товщина вертикальних стінок 12 мм.



Рисунок 4.35 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,01 мм двома башмаками.

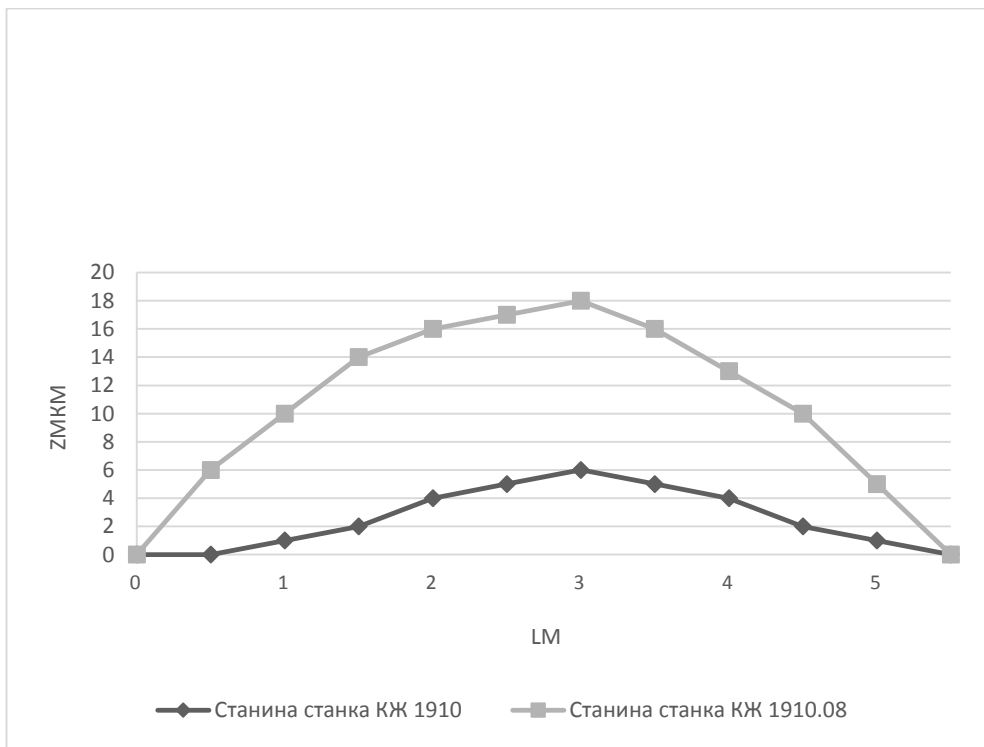


Рисунок 4.36 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,02 мм двома башмаками.

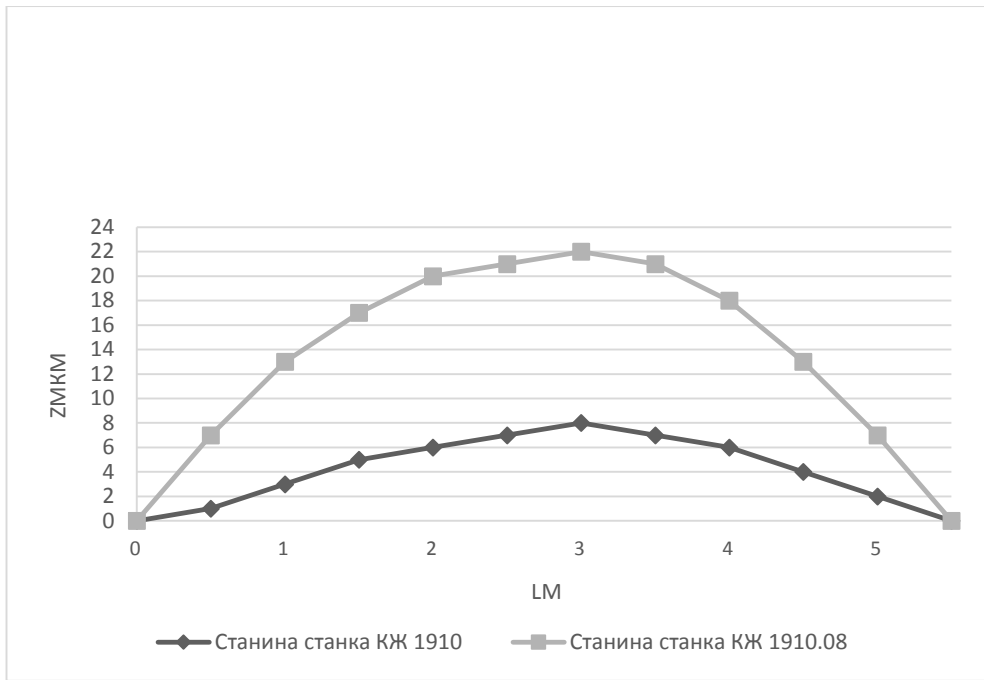


Рисунок 4.37 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,03 мм двома башмаками.

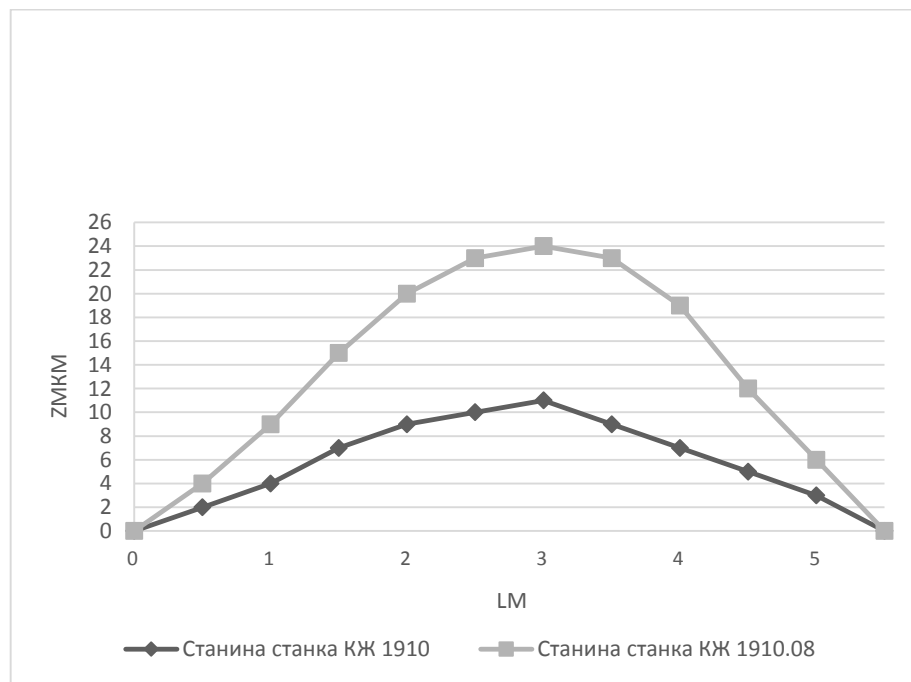


Рисунок 4.38 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,04 мм двома башмаками.

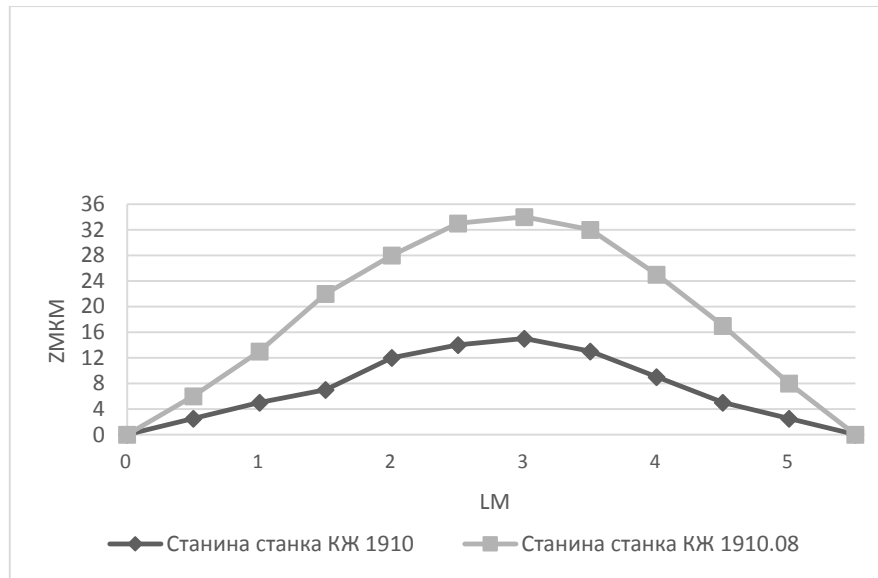


Рисунок 4.39 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,05 мм двома башмаками.

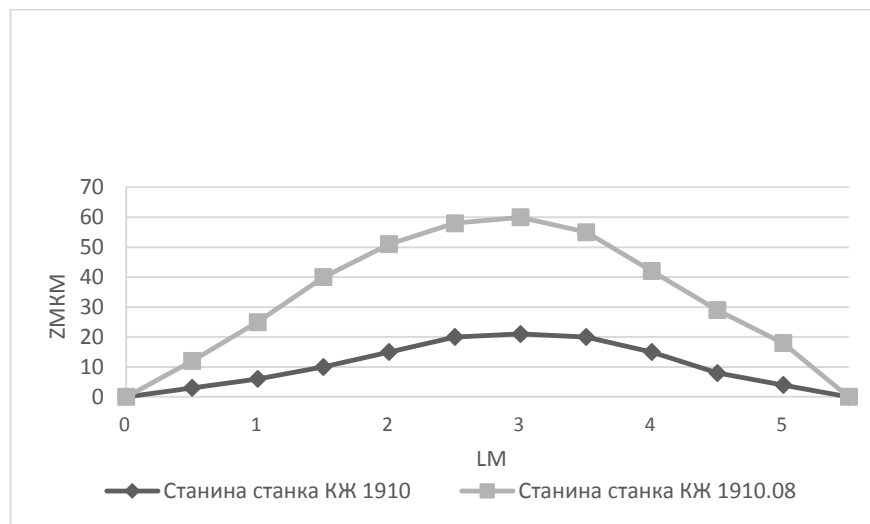


Рисунок 4.40 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,1 мм двома башмаками

У першому випадку вона була встановлена на жорсткій монолітній чавунній стендовій плиті та черевиках. У другому – на тумбах і башмаках. Тумби встановлені на чавунні плити, залиті у фундамент, причому жорсткого зв'язку останніх з фундаментом не було (плити відшарувалися від бетону).

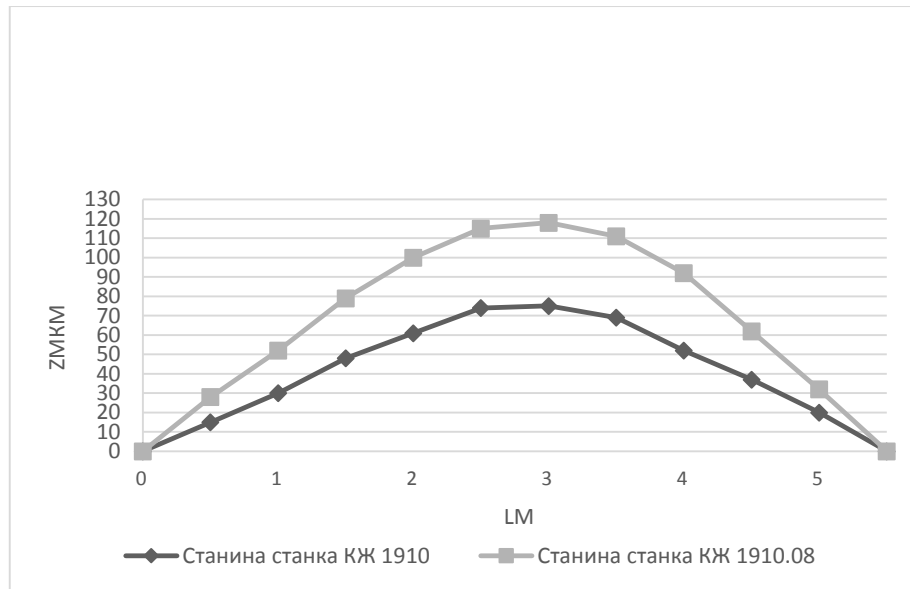
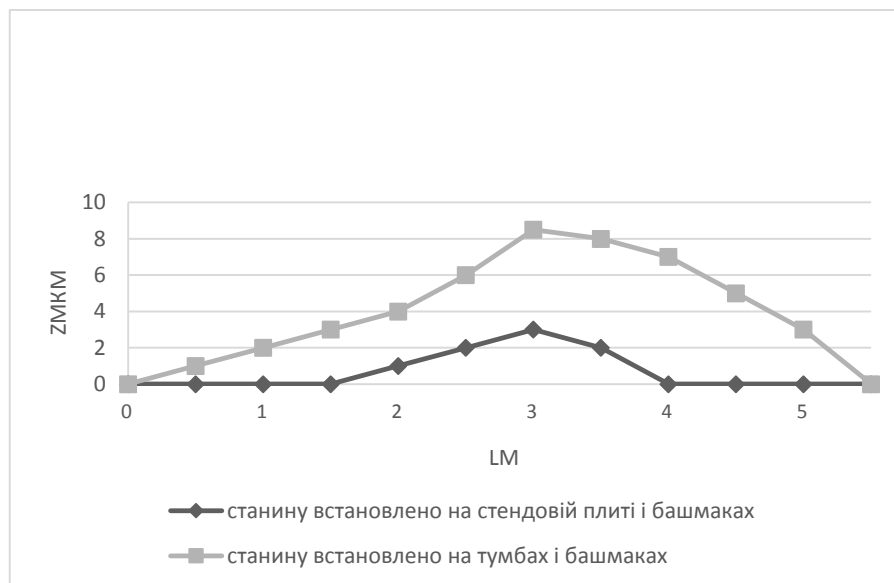
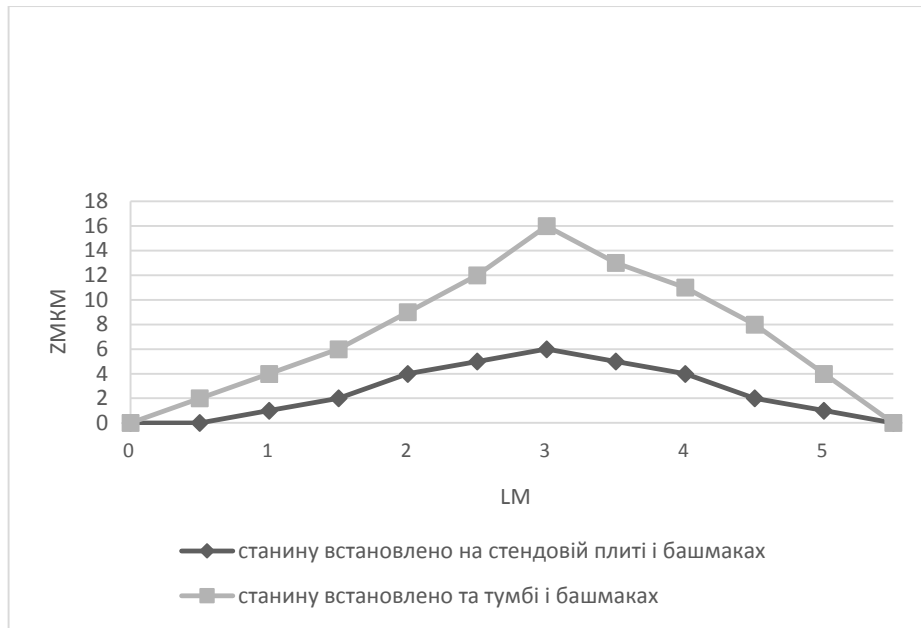


Рисунок 4.41 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її двома башмаками до відривання одного краю від опори.

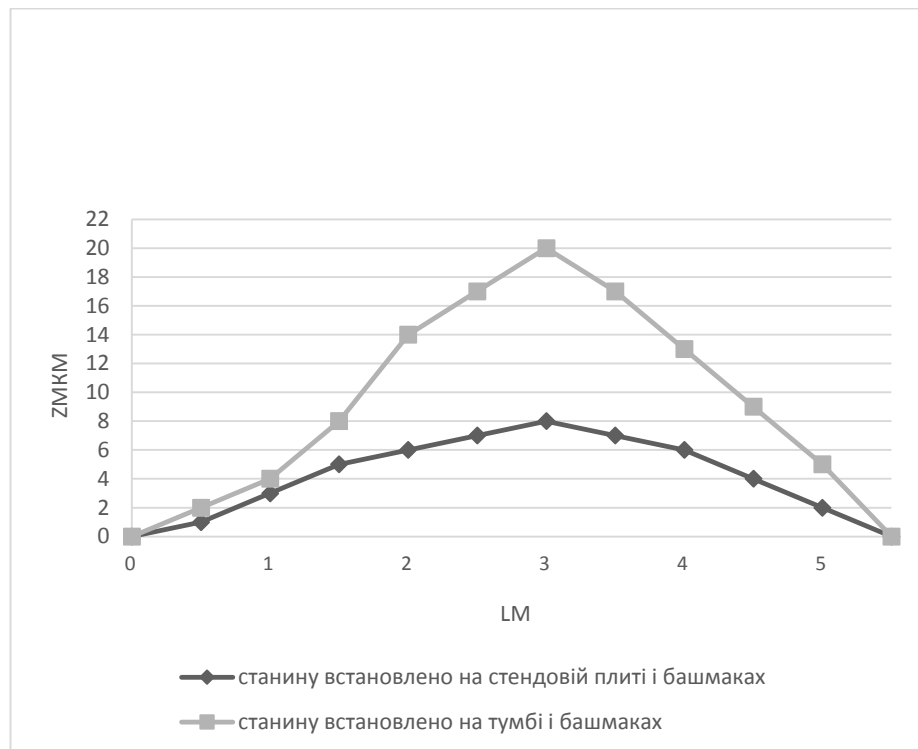
На рис. 4.42–4.48 показано порівняння прогинання тієї самої секції зварної станини верстата КЖ1910, але з різними жорсткістю і кількістю місць встановлення опор.



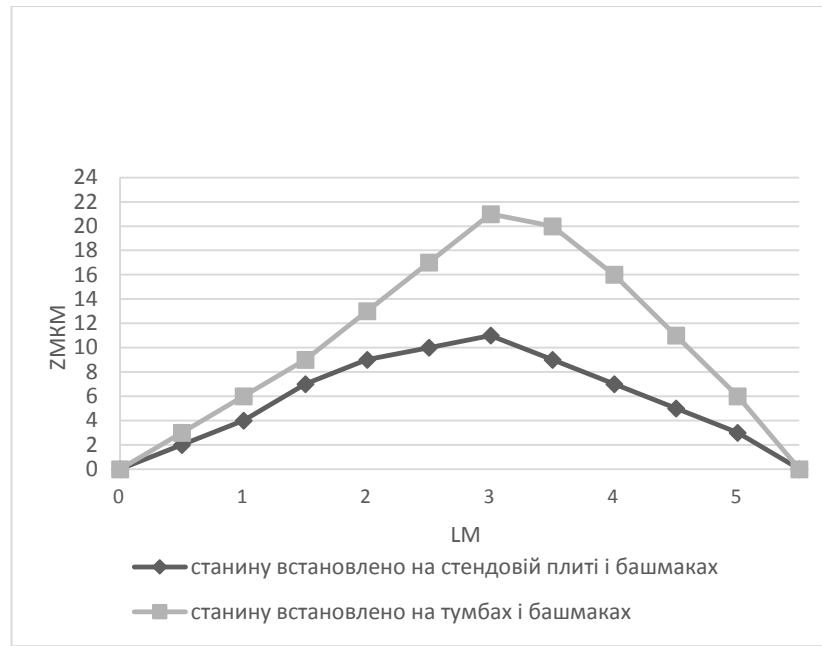
Рисунке 4.42 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,01 мм двома башмаками



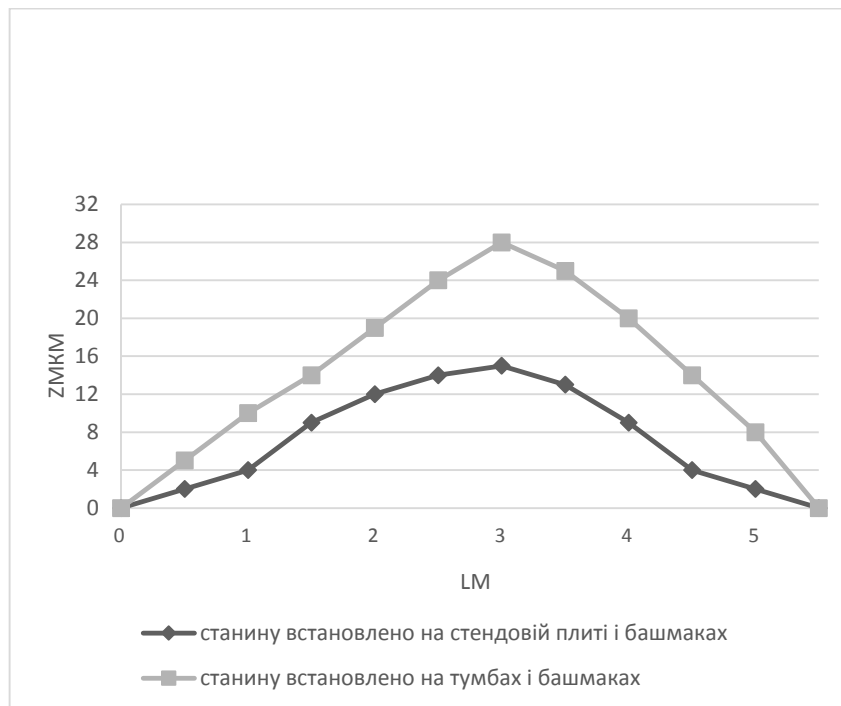
Рисунке 4.43 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,02 мм двома башмаками



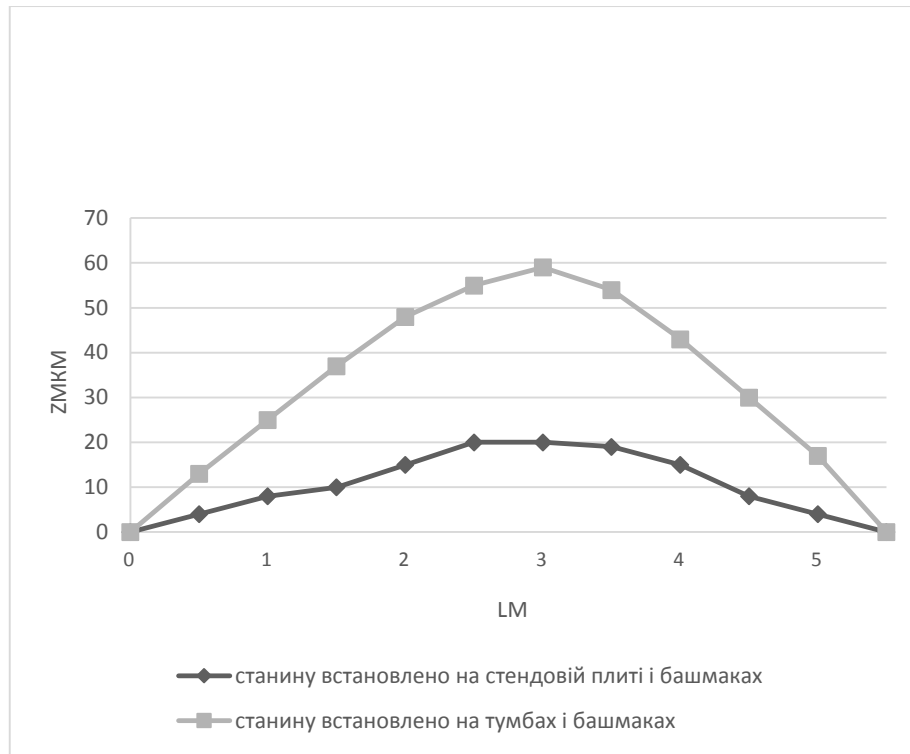
Рисунке 4.44 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,03 мм двома башмаками



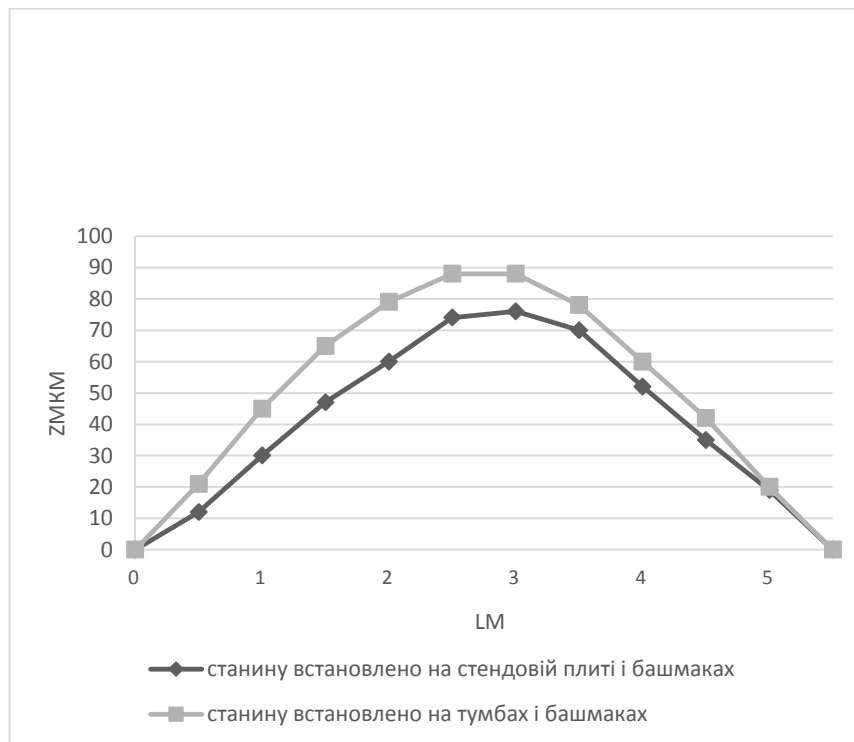
Рисунке 4.45 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатором на 0,04 мм двома башмаками



Рисунке 4.46 – Прогин станини під власною вагою при вижимі її її за індикатором на 0.05 мм двома башмаками



Рисунке 4.47 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її за індикатор на 0,1 мм двома башмаками



Рисунке 4.48 – Прогинання станини під власною вагою при вижиманні її двома башмаками до відривання від опори

У результаті випробувань було заміряно зміни профілю дзеркала напрямних литої станини верстата 1А665, заміри показали, що зміни профілю практично не відбувались. Максимальне відхилення положення полиць по відношенню до початкового склало 7,5 мкм. Проаналізовано питому крутильну податливість тотожних за формою литої та зварної станин. Виявлено, що жорсткість на кручення зварної станини у 3–3,5 разу вище, що позитивно впливає на продуктивність різання і точність оброблення, але ступінь демпфування у порівнянні з литою нижче.

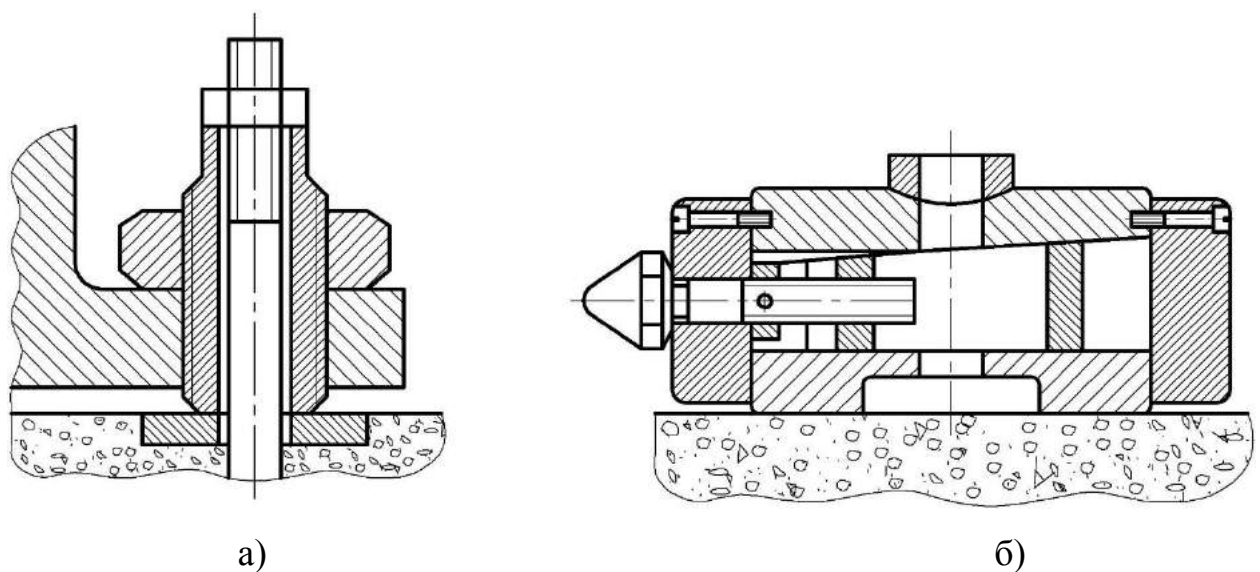
Рекомендації. У результаті досліджень і промислових випробувань надаються певні рекомендації.

Станини використовують як зварні, так і литі у залежності від типу виробництва. В умовах серійного або масового виробництва економічно доцільніше виготовлення чавунної станини. В умовах одиничного виробництва значно дешевше виготовлення зварної станини. Основною умовою як для виготовлення чавунних, так і для виготовлення зварних станин важких верстатів є виготовлення двох різних станин окремо для супорту та для виробу, оскільки станина супорту зазнає більших деформацій у процесі оброблення, виготовлена окремо станина виробу практично не змінює первинних розмірів. При виготовленні станини цільної конструкції з 4 полиць неминуча деформація обох станин.

Зварні станини після технологічного процесу зварювання підлягають вібростабілізації на вібростенді. Для підвищення точнісних характеристик порожнину зварної станини заливають безусадковим бетоном. Враховуючи габарити верстатів і виробів, треба враховувати можливість відновлення станини у випадку аварії (наприклад, падіння заготовки), якщо лита станина із чавуну потребує виготовлення нової, то зварна станина підлягає відновленню.

Великі габарити і прагнення знизити металоємність верстата визначають також і особливості схеми закріплення станини на фундаменті. На відміну від середніх і легких токарних верстатів, де станина спирається на дві тумби або безпосередньо на фундамент, будучи досить жорсткою конструкцією, станини

важких верстатів мають знижену жорсткість і монтуються на спеціальних регульованих черевиках, що розташовуються з кроком 300–600 мм і дозволяють у деяких межах деформувати станину, виправляючи таким чином її геометрію, тому в оцінюванні точності важкого токарного верстата важливу роль відіграє точність встановлення базових деталей на фундамент. Найбільш сприятливим з точки зору забезпечення точності є встановлення станини на башмаках з якомога більшою дотичною площиною. Найбільш точне встановлення забезпечується самовстановлювальними башмаками у сферичній опорі (рис. 4.49).



а) – гвинтова; б) – башмак

Рисунок 4.49 – Опори підвищеної жорсткості верстатів [62]

Перед початком роботи елементи верстата, теплові деформації яких можуть істотно впливати на його точнісні характеристики, наприклад станина, шпиндельний вузол й інші елементи верстата, схильні до нагрівання під час роботи і, як наслідок, змін розташування і форми, мають бути попередньо розігріті шляхом обкатування верстата на холостому ході. Коли заздалегідь встановлені датчики перестають подавати сигнал про деформації цих елементів, можна починати робочий цикл. Необхідно враховувати зміни розмірів елементів верстата протягом нормального робочого циклу при перепаді температури

навколишнього середовища. Режим попереднього прогрівання верстата, навколишня температура та її коливання під час випробувань у разі необхідності мають бути узгоджені між виробником верстата і замовником.

Оснащенням впровадженої системи гідростатичних напрямних, адаптивною системою компенсації деформацій (з використанням датчика Heidenhain, що встановлюється у супорті замість різця і обмірює профіль деталі перед оброблення), оптимізацією конструкцій станин досягається підвищена точність оброблення на важких токарних верстатах.

Висновки до розділу 4

Звсоби підвищення точності важких токарних верстатів.

1 Одним із основних засобів підвищення точності є підвищення крутної жорсткості елементів верстатних систем.

2 Підвищення жорсткості з'єднання верстата із фундаментом шляхом підливання жидкої бетонної суміші та забезпечення тиску в стиках із бетоном 2–3 МПа.

3 Використання для встановлення верстата опор підвищеної жорсткості.

4 Вирівнювання температурного поля у ґрунті цеху, спеціальне підігрівання фундаменту.

5 Запуск верстата заздалегідь для рівномірного нагрівання.

6 Розташування джерел інтенсивного теплоутворення по можливості у верхній частині верстата для зменшення нагрівання та температурних деформацій несучої системи.

Подальше вдосконалення точнісних характеристик важких верстатів можливо на основі комплексного підходу: розроблення станини раціональної конструкції для нівелювання геометричних відхилень деталі та компенсації температурних змін методом активного контролю у процесі оброблення.

РОЗДІЛ 5

ВПРОВАДЖЕННЯ ТА НАТУРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСУЧИХ СИСТЕМ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ. ШЛЯХИ ПОДАЛЬШОГО ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ

Результати досліджень і промислових випробувань впроваджено у виробництво на ПрАТ «Краматорський завод важкого верстатобудування» при виготовленні важких токарних верстатів підвищеної точності, зокрема при виготовленні несучої системи верстата 1К675Ф3 вантажопідйомністю 100 т з можливістю оброблення деталей довжиною до 12,5 м і діаметром оброблення 2,5 м.

5.1 Несуча система верстата 1К675Ф3

Верстат токарний з ЧПК для оброблення виробів масою до 100 т застосовується на підприємствах важкого машинобудування для токарного оброблення деталей з різних матеріалів у програмному режимі з постійною швидкістю різання.

Технічну характеристику верстата надано у таблиці 5.1

Таблиця 5.1 – Технічна характеристика

| Найменування параметра | Значення |
|--|----------|
| 1 | 2 |
| 1 Граничні розміри оброблюваної зовнішньої поверхні, мм: | |
| – найбільший діаметр над супортом | 2000 |
| над станиною | 2550 |
| – найбільша довжина в центрах | 12500 |
| 2 Найбільша маса встановлюваної заготовки в центрах, кг | 100000 |
| 3 Кількість плоских різцетримачів, шт | 2 |
| 4 Найбільші переміщення робочих органів супорта, мм: | 630 |

Продовження таблиці 5.1

| 1 | 2 |
|---|----------------|
| – санчат (вісь X) | 12650 |
| – каретки (вісь Z) | 450 |
| – плоских різцетримачів | 12500 |
| 5 Найбільше переміщення задньої бабки, мм | 225 |
| 6 Найбільше переміщення пінолі задньої бабки, мм | |
| 7 Розмір (ширина) плоских різцетримачів, мм | |
| – лівого | 100 |
| – правого | 40 |
| 8 Дискретність завдання переміщень (осей X і Z), мкм | 1 |
| 9 Кількість керованих осей координат (осей X і Z) | 2 |
| 11 Межі частот обертання шпинделя, об / хв | 1–160 |
| 12 Межі робочих подач супорта по осях X і Z, мм / хв | 0,5–2000 |
| 13 Межі швидкостей швидких (настановних) переміщень супорта по осях X і Z, мм / хв, | 4000 |
| 14 Швидкість переміщення задньої бабки, мм / хв | 2650 |
| 15 Швидкість прискореного переміщення пінолі задньої бабки, мм / хв | 380 |
| 16 Швидкість установчого переміщення плоских різцетримачів, мм / хв | 640 |
| 17 Швидкість переміщення пінолі задньої бабки при силовому дотиску центром, мм / хв | 4 |
| 18 Швидкість переміщення люнетів закритих, мм / хв не більше | 2900 |
| 19 Кількість механічних ступенів частот обертання шпинделя | 2 |
| 20 Кількість ступенів робочих подач | безступінчасте |
| 21 Відношення подач супорта поздовжньої (вісь Z) до поперечної (вісь X) | 1:1 |
| 22 Висота центрів, мм | 1300 |
| 24 Найбільший крутний момент на шпинделі, кН/м | 0,1–300100 |
| 25 Потужність приводу головного руху, кВт | 110 |
| 26 Найбільша сила різання Pz, кН | 125 |
| – лівого різцетримача | 62 |
| – правого різцетримача | |

Продовження таблиці 5.1

| 1 | 2 |
|---|----------------|
| 27 Габаритні розміри верстата (разом з транспортером для стружки без окремо розташованого електрообладнання), | |
| – довжина | |
| – ширина | 22300 |
| – висота | 5840 |
| 28 Маса верстата (разом з окремо розташованими агрегатами гідро- та електрообладнання), кг | 3240 |
| 29 Оснащеність верстата накладними пристроями та пристосуваннями | 125046,5 |
| 30.1 Кулачки для затиску виробу в обхват і в розпір механічним підсилювачем, шт: | |
| а) зажимне зусилля | 4 |
| 30.2 Люнет відкритий роліковий: | до 200 кН |
| – діаметри шийок, встановлюваних деталей, мм | |
| 30.3 Люнет закритий: | 800–2000 |
| – діаметри шийок деталей, які встановлюються на опори ковзання, мм; | |
| – діаметри шийок деталей, які встановлюються на опори кочення, мм | 630–1000 |
| 31 Клас точності верстата за ДСТУ 8 | 560–825 |
| 32 Рівень звуку на робочому місці оператора, дБА | Н |
| 33 Корегований рівень звукової потужності, дБА | 80 |
| Показники безпеки | 110 |
| 34 Приводу подачі (осей X і Z): | |
| – момент номінальний, Нм | |
| – частота обертання номінальна, об / хв | 115 |
| 35 Система ЧПК: | 1500 |
| – тип | Heidenhain |
| – дискретність завдання переміщень, мкм | MANUALplus 620 |
| | 0,1–1 |

5.1.1 Загальна компоновка і особливості верстата. Конструкція верстата і його компонування забезпечують необхідну точність оброблення та створюють достатні умови для безпечного і зручного обслуговування.

Оброблення деталі здійснюється методом обточування, при якому деталі надається необхідна швидкість обертання (головний рух), а різцю – рух подачі.

Верстат розрахований для роботи різцями, оснащеними твердосплавними пластинами. Можливе застосування й інших матеріалів різальної пластини. Завантаження верстата здійснюється цеховим краном. Стружка за допомогою транспортера відводиться у ящик, встановлений на підлозі цеху.

Температура навколишнього середовища від $+1^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$, відносна вологість 80 % при температурі $+25^{\circ}\text{C}$. При фінішньому обробленні деталей температура навколишнього середовища у зоні верстата має становити від $+18^{\circ}\text{C}$ до $+22^{\circ}\text{C}$, причому перепад температури у горизонтальному напрямку не має перевищувати 2°C на 10 м. Перепади температури протягом 12 годин не мають перевищувати $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

5.1.2 Короткий опис основних частин верстата. Станина. Верстат виконано з роздільними зварними станинами. Станина виробу складається з секцій, що стикуються по довжині, і має станину виробу і станину супорту, які розділені між собою. На головній секції станини виробу встановлені шпindelъная бабка і коробка швидкостей.

Решта секцій станини мають дві прямокутні напрямні, які загартовані та прошліфовані. По ним здійснюються установлювальні переміщення задньої бабки і люнетів. Приводна рейка задньої бабки і люнета розташована між полицями станини.

Станина супорту також складається із секцій, що стикуються по довжині. Дві прямокутні напрямні станини супорта загартовані та закриті телескопічним захистом. Приводна рейка супорта прикріплена до станини між полицями напрямних. Станини виробу і супорта встановлюються на регульованих опорах (башмаках) і кріпляться фундаментними болтами. У бічному напрямку станини фіксуються регульованими упорами, залитими у фундамент. Між станинами вбудований транспортер для прибирання стружки.

Передня бабка і коробка швидкостей. Передня (шпиндельная) бабка і коробка швидкостей виконані в окремих корпусах. Привід шпинделя здійснюється широкорегульованим реверсивним електроприводом з двигуном постійного струму потужністю 110 кВт. Регулювання двигуна здійснюється у діапазоні 1:25, з них – 1:5 (315–500 об / хв) при постійній потужності.

Коробка швидкостей розміщена в окремому литому корпусі, має два механічні ступені та з'єднана зі шпиндельної бабкою зубчастою муфтою. Перемикання механічних ступенів обертів шпинделя здійснюється за допомогою гідроциліндра, що знаходиться в середині коробки швидкостей.

Шпиндельна бабка розміщена у чавунному корпусі з нероз'ємною шпиндельною віссю. Радіальними опорами шпинделя є регульовані дворядні роликотітшипники, осьове навантаження сприймає завзятий роликотітшипник підвищеної вантажопідйомності та жорсткості. Обертання на шпиндель передається через приводну (венцову) шестерню, насаджену на планшайбу.

Задня бабка. Задня бабка призначена для піджимання центром правого торця оброблюваної заготовки. Складається з основи і верхньої частини з обертовим центром посиленої конструкції. Переміщення задньої бабки по станині здійснюється від планетарного мотор-редуктора, встановленого на підставі. Зазор, необхідний для плавного рівномірного переміщення бабки, забезпечується регулюванням клинів. Щуп діаметром 0,03 мм має проходити у зазор між клином і полицею станини на глибину більше 10 мм.

У верхній частині задньої бабки розташований механізм прискореного переміщення і силового дожимання пинолі. Прискорене переміщення здійснюється від електродвигуна через черв'ячну та кручену передачу (при цьому ланцюг силового дожимання відключений). На задній бабці встановлена таблиця вибору зусилля піджимання у залежності від маси заготовки. Фіксація пинолі здійснюється поворотом рукоятки.

Каретка. Каретка у комплексі з редукторами подачі забезпечує подачу різального інструменту по осі X (поперек осі шпинделя) і по осі Z (уздовж осі шпинделя).

Для забезпечення плавності та точності переміщення, а також підвищеної несучої здатності каретка встановлюється на замкнених гидростатичних

напрямних. Кінцевою ланкою переміщення по осі X служить передача гвинт-гайка ковзання. На корпусі каретки встановлена вимірювальна лінійка контролю лінійних переміщень по осі X. На каретці встановлений супорт з плоскими різцетримачами. Напрямні супорта замкнуті гідростатичні.

Супорт (з плоскими різцетримачами). Супорт призначений для встановлення двох різцетримачів шириною 100 мм і 40 мм. Затискання та віджимання різцетримачів проводиться механічно за допомогою гідропружінних затискачів, які встановлені в корпусі супорта, по 3 шт. на кожному різцетримачі. Переміщення віджатого різцетримача у будь-яке положення здійснюється електромеханічною головкою ЕМГ-53 через черв'ячний редуктор з виходом на рейку різцетримача та контролюється безконтактними вимикачами, встановленими у корпусі супорта.

Люнет закритий. Люнет закритий встановлюється на напрямні станини краном. Переміщення люнета по станини здійснюється від планетарного мотор-редуктора, керування люнетом – з кнопкової станції, встановленої на корпусі люнета. Опори люнета-ковзання та кочення. Переміщення опор люнета (ПНОЛЕН) виконується вручну квадратами гвинтів до необхідного діаметра шийки оброблюваної деталі. Найбільша вантажопідйомність Q люнета – половина маси встановлюваного виробу.

Люнет відкритий. Перед установленням на станину необхідно роз'єднати телескопічний захист супорта і зрушити його на край станини. Ролики люнета встановлюються на необхідний діаметр квадратом гвинта вручну.

5.2 Твердотільне моделювання несучої системи з раціоналізацією конструкції

Несучі системи верстатів мають забезпечувати і зберігати протягом необхідного терміну служби правильне розташування і можливість точних і плавних взаємних переміщень інструменту і виробів вхолосту і при різанні. Для забезпечення цих вимог конструювання станин (рис. 5.1) і корпусних деталей у наш час підпорядковується критеріям жорсткості деталей і зносостійкості напрямних, а також умовам технологічності. Вплив жорсткості станин і

корпусних деталей на роботу механізмів важкого верстата (рис. 5.2) визначається перерозподілом тисків у сполученнях і порушенням умов правильного контакту в результаті пружних деформацій елементів системи.

Проведено твердотільне моделювання станини важкого токарного верстата вантажопідйомністю до 100 т з раціоналізацією конструкції за параметрами жорсткості в напрямках, які найбільше впливають на точність оброблення. Розроблено математичні моделі станин несучої системи з урахуванням граничних силових, температурних навантажень для кожної конструкції станини окремо: станини супорту (рис. 5.3) і станини виробу (рис. 5.4).



Рисунок 5.1 – Варіанти виготовлення станин важких верстатів



Рисунок 5.2 – Важкий токарний верстат вантажопідйомністю до 100 т

Наведено розрахунок граничних значень розподілених навантажень, що діють на несучу систему важкого токарного верстата.

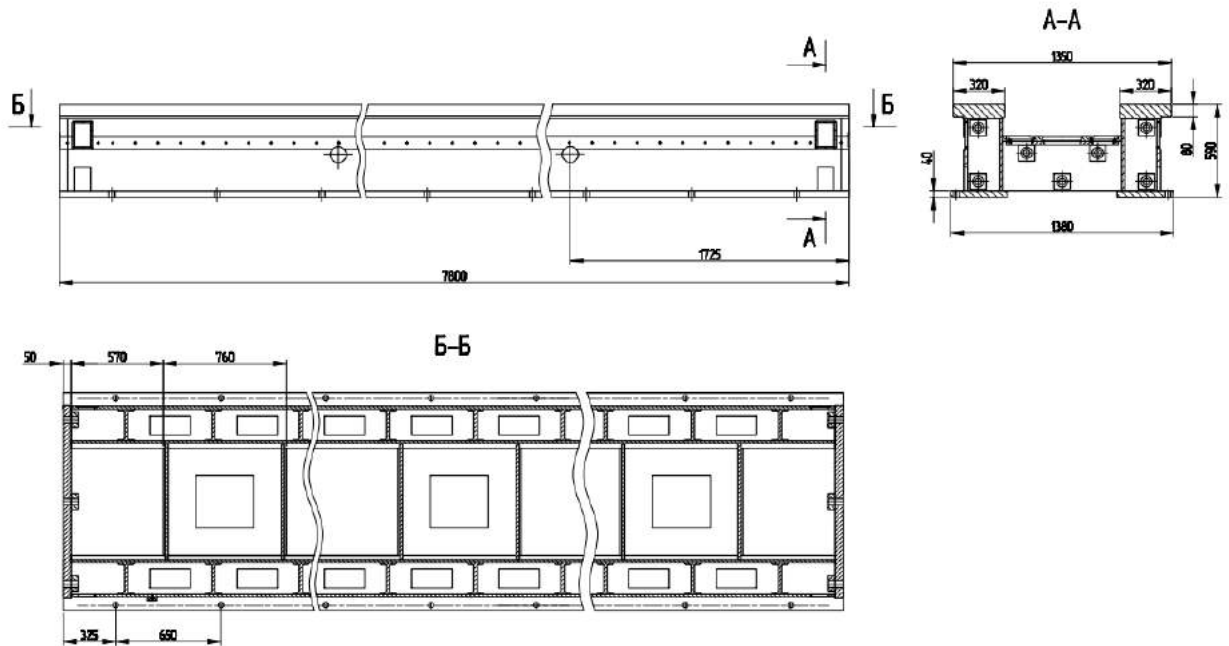


Рисунок 5.3 – Конструкція станини під супорт

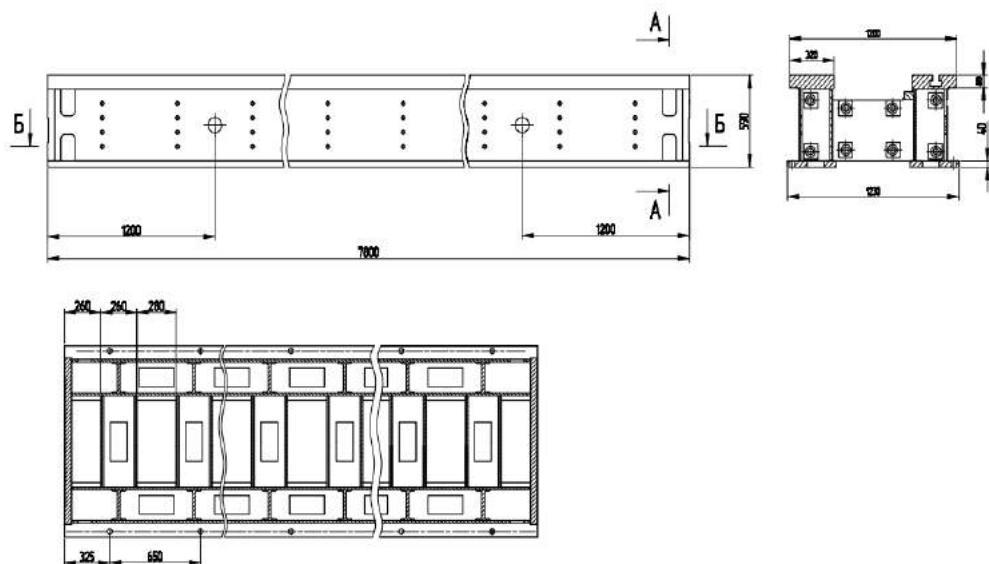


Рисунок 5.4 – Конструкція станини виробу

Вихідні дані для розрахунку:

Найбільший діаметр оброблюваної поверхні $D_{обр} = 2500$ мм.

Відстань між центрами $R_{\text{мц}} = 12500$ мм.

Зусилля різання $P_z = 200$ кН.

Максимальна маса встановлюваної заготовки $M = 100$ т.

Розрахунок граничних значень розподілених навантажень, які діють на станини, надано з використанням схем розподілу сил (рис. 5.5–5.6). Епюри граничних навантажень представлено на рисунку 5.7.

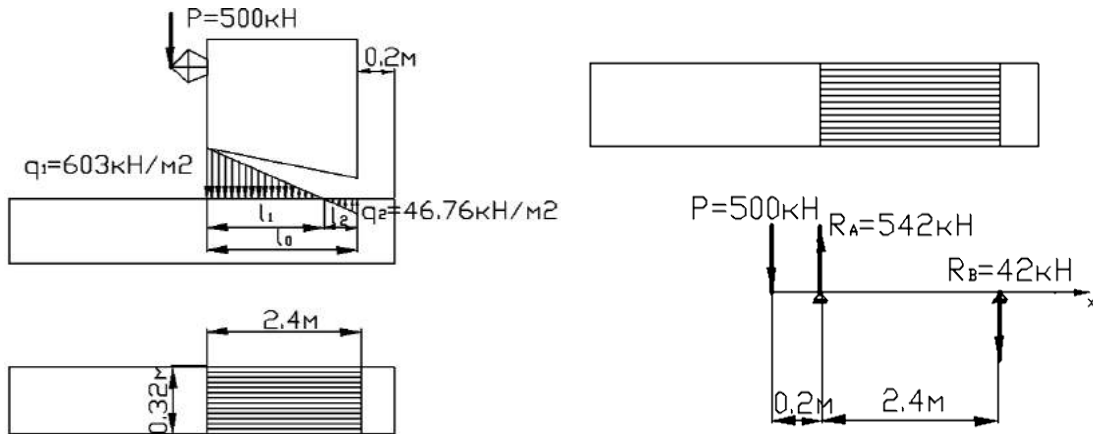


Рисунок 5.5 – Схема сил, що діють на станину супорта

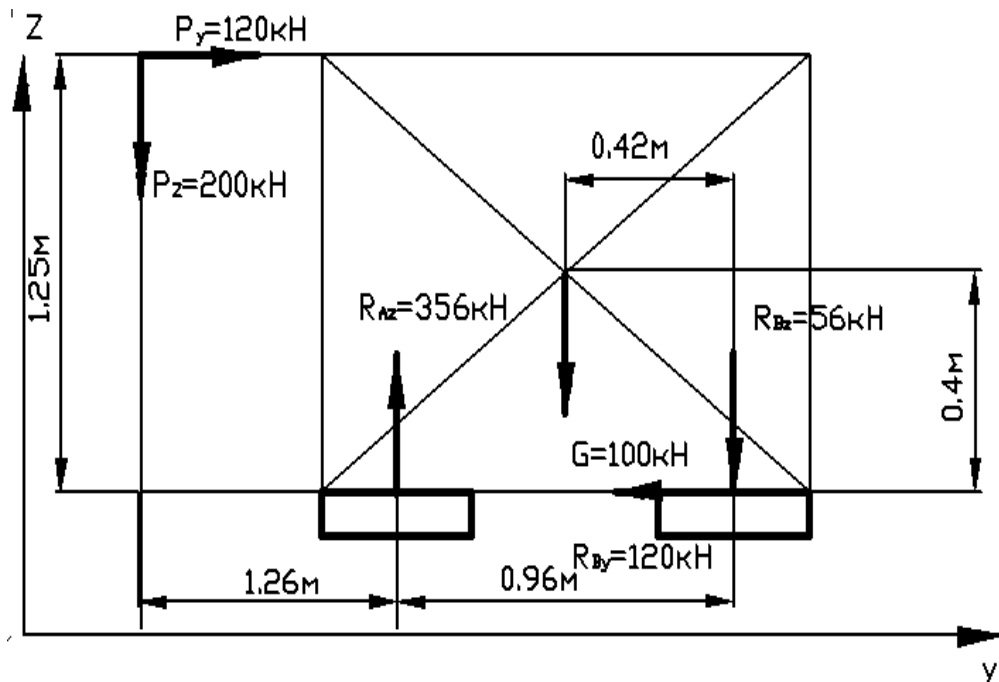


Рисунок 5.6 – Схема сил, що діють на станину виробу

Середнє граничне значення розподільних навантажень визначається за формулою:

$$q_0 = \frac{P}{S_{\text{оп}}}; \quad (5.1)$$

де P – сила, яка діє на станину з боку заднього центру, $P=500\text{кН}$;

$S_{\text{оп}}$ – площа опорна, $S_{\text{оп}} = 0,320 \times 2,4 \times 2 = 1,54 \text{ (м}^2\text{)}$.

Тоді
$$q_0 = \frac{500}{1,54} = 325 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2};$$

Складемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0; \\ \sum M_A = 0. \end{cases} \quad (5.2)$$

де $\sum F_y$ – проекція суми сил на вісь OY ;

$\sum M_A$ – сума моментів відносно точки A .

$$\begin{cases} 500 \times 0,2 = R_B \times 2,4; \\ R_A = P + R_B. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} R_B = 42 \text{ кН}; \\ R_A = 500 + R_B. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} R_B = 42 \text{ кН}; \\ R_A = 542 \text{ кН}. \end{cases}$$

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{R_A}{R_B};$$

де R_A, R_B – умовні реакції по кромкам супорта,

q_1, q_2 – граничні значення розподілених навантажень.

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{R_A}{R_B}; \Rightarrow \frac{l_1}{l_2} = \frac{542}{42} = 12.9;$$

$$l_1 = 2.4 \times \frac{12.9}{12.9 + 1} = 2.23 \text{ м};$$

$$l_2 = l_0 - l_1 = 2.4 - 2.23 = 0.17 \text{ м}.$$

$$\begin{aligned} & \begin{cases} q_0 \times l_0 = \frac{q_1 \times l_1}{2} + \frac{q_2 \times l_2}{2} \\ \frac{q_1}{q_2} = 12.9. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} 2q_0 \times l_0 = q_1 \times l_1 + q_2 \times l_2; \\ \frac{q_1}{q_2} = 12.9. \end{cases} \Rightarrow \\ & \Rightarrow \begin{cases} 2q_0 \times l_0 = q_1 \times l_1 + q_2 \times l_2; \\ \frac{q_1}{q_2} = 12.9. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} 2q_0 \times l_0 = q_1 \times l_1 + q_2 \times l_2; \\ q_1 = 12.9q_2. \end{cases} \Rightarrow \\ & \Rightarrow \begin{cases} 2q_0 \times l_0 = 12.9q_2 \times l_1 + q_2 \times l_2; \\ q_1 = 12.9q_2. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} 2q_0 \times l_0 = 13.9q_2(l_1 + l_2); \\ q_1 = 12.9q_2. \end{cases} \Rightarrow \\ & \Rightarrow \begin{cases} q_2 = \frac{2q_0 l_0}{13.9l_0}; \\ q_1 = 12.9q_2. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} q_2 = \frac{2325}{13.9} = 46.76 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}; \\ q_1 = 12.9q_2. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} q_2 = 46.76 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}; \\ q_1 = 603 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}. \end{cases} \end{aligned}$$

Розрахунок граничних значень розподілених навантажень, які діють на станину виробів:

P_z, P_y – сили різання ($P_z = 200$ кН, $P_y = 120$ кН);

R_A, R_B – умовні реакції по кромкам станини, кН;

G – сила ваги ($G = 100$ кН).

Складемо систему рівнянь для визначення умовних реакцій по кромках станини:

$$\begin{cases} \sum F_z = 0; \\ \sum M_A = 0. \end{cases} \quad (5.3)$$

де $\sum F_z$ – проекція суми сил на вісь OZ;

$\sum M_A$ – сума моментів відносно точки А.

$$\begin{cases} -P_z + R_{Az} - G + R_{Bz} = 0; \\ P_z \times 1260 - P_y \times 1250 - G \times \frac{960}{2} - R_{Bz} \times 960 = 0, \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} R_{Az} = P_z + G - R_{Bz}; \\ R_{Bz} = \frac{P_z \times 1260 - P_y \times 1250 - G \times \frac{960}{2}}{960}, \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} R_{Az} = P_z + G + R_B; \\ R_{Bz} = \frac{200 \times 1260 - 120 \times 1250 - 100 \times \frac{960}{2}}{960}, \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} R_{Az} = 200 + 100 + 56; \\ R_{Bz} = 56 \text{ кН.} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} R_{Az} = 356 \text{ кН;} \\ R_{Bz} = 56 \text{ кН.} \end{cases}$$

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{l_1}{l_2};$$

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{R_A}{R_B}; \Rightarrow \frac{l_1}{l_2} = \frac{356}{56} = 6.35.$$

Площа опорної поверхні визначається за формулою:

$$1) S_{\text{оп}} = q_2 l_0 + (q_1 - q_2) l_0;$$

$$2) S_{\text{оп}} = q_0 l_0.$$

$$\begin{cases} q_2 \times l_0 + (q_1 - q_2) l_0 = q_0 l_0; \\ \frac{q_2}{q_1} = 6.35, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} q_2 \times l_0 + (q_1 - q_2) l_0 = q_0 l_0; \\ q_2 = 6.35 q_1, \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} 6.35 q_1 \times l_0 + (q_1 - 6.35 q_1) l_0 = q_0 l_0; \\ q_2 = 6.35 q_1, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} q_1 = q_0; \\ q_2 = 6.35 q_1. \end{cases}$$

Для першої полки:

$$q_0 = \frac{R_A}{S_{\text{оп}}} = \frac{R_A}{a \times b} = \frac{356}{2 \times 0.32} = 556 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2};$$

$$\begin{cases} q_1 = 556 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}; \\ q_2 = 3502 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}. \end{cases}$$

Для другої полки:

$$q_0 = \frac{R_B}{S_{\text{оп}}} = \frac{R_B}{a \times b} = \frac{56}{2 \times 0.32} = 88 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2};$$

$$\begin{cases} q_1 = 88 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}; \\ q_2 = 554 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}. \end{cases}$$

Складемо рівняння проєкцій сил, які діють на станину по осі ОУ.

$$\sum F_y = 0;$$

$$P_y - P_{By} = 0; \Rightarrow P_{By} = P_y = 120 \text{ кН.}$$

$$q_0 = \frac{P_y}{S_{\text{оп}}},$$

де $S_{\text{оп}} = l_0 \times b_{\text{п}}$;

l_0 – довжина ділянки з розподіленим навантаженням;

$b_{\text{п}}$ – ширина полки станини, $b_{\text{п}} = 0,08$ м.

$$S_{\text{оп}} = 2 \times 0,08 = 0,16 \text{ м}^2.$$

$$q_0 = \frac{120}{0,16} = 750 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2};$$

$$l_1 = 0.25 \text{ м};$$

$$l_2 = 2 - 0,25 = 1,75 \text{ м.}$$

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{1,75}{0,25} = 7.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{q_1}{q_2} = \frac{l_2}{l_1}; \\ q_2 \times l_0 + \frac{(q_1 - q_2)l_0}{2} = q_0 l_0; \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} q_1 = 7q_2; \\ 4,5q_2 = 750; \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} q_1 = 1166 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}; \\ q_2 = 166 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}. \end{array} \right.$$

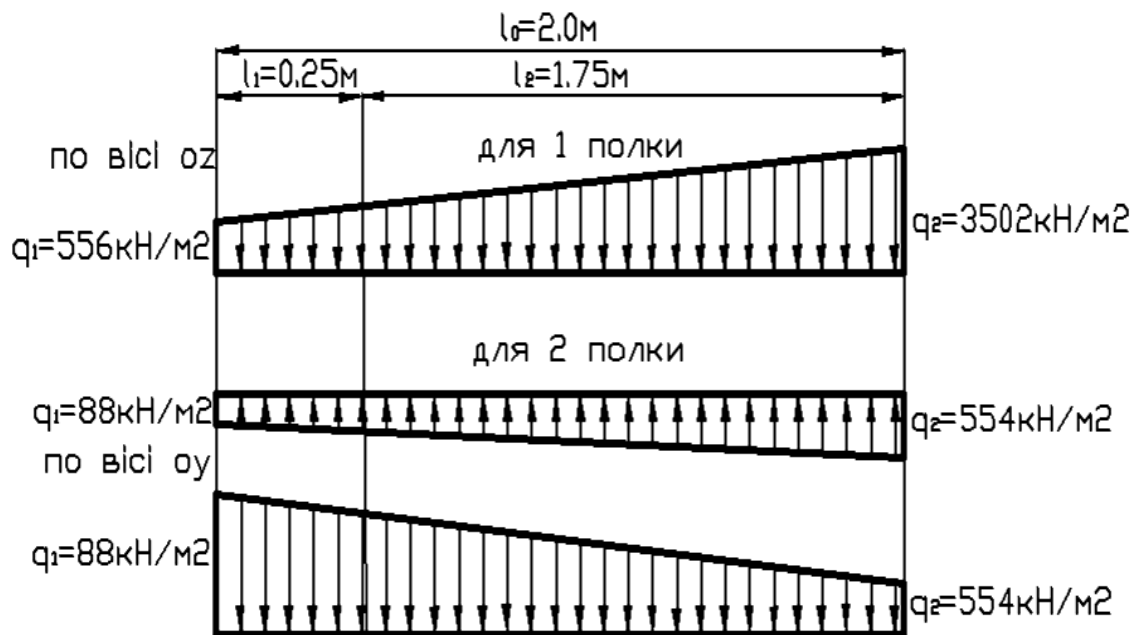


Рисунок 5.7 – Епюри граничних навантажень

Твердотільна модель станини була виконана у пакеті SolidWorks. Дослідження силових навантажень станини супорта та станини виробу розглядалися окремо із-за багаторазового збільшення розміру об'єкта як лінійного, так і масового, тому для узагальненої моделі прийшлося значно спростити розрахунок параметрів твердотільної моделі. Внаслідок цього було вирішено моделювати станину частинами, як видно з рис. 5.8–5.9, станини між собою не поєднанні. Після чого засобами пакетів CosmosWorks 2012, Creo 3.0 виконано моделювання силових деформацій методом кінцевих елементів. На станину було накладено силові навантаження відповідно до проведених розрахунків.



Рисунок 5.8 – Станина збірна у пакеті SolidWorks 2012

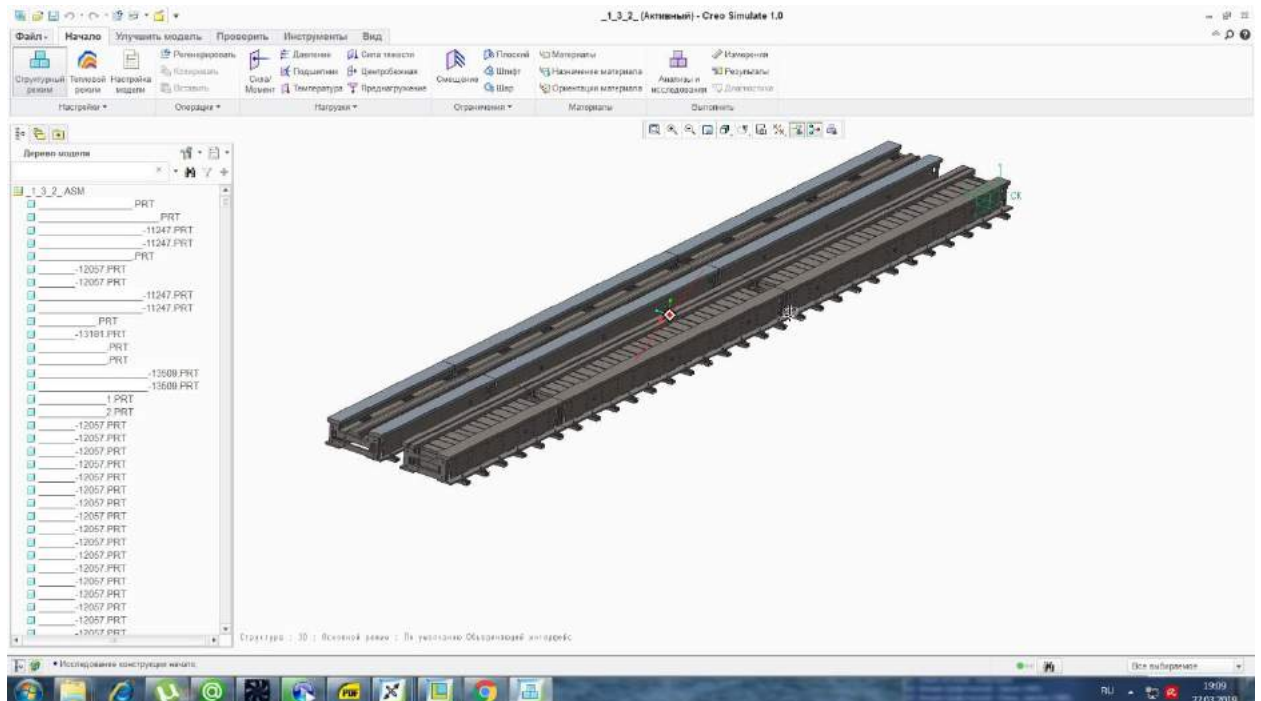


Рисунок 5.9 – Станина збірна у пакеті Creo Simulation

Дослідження жорсткості станини виробу. Моделювання проводилось для випадків, які найбільш істотно впливають на величину деформації несучої системи: при розміщенні навантаження під вагою супорту на стиках секцій (рис. 5.10–5.12) і на відстані 400 мм від краю секції (рис. 5.16–5.18) і посередині секції (рис. 5.22–5.24).

На рисунку 5.10 представлений варіант навантаження станини на стику двох секцій. Епюра напружень показана на рис. 5.11.

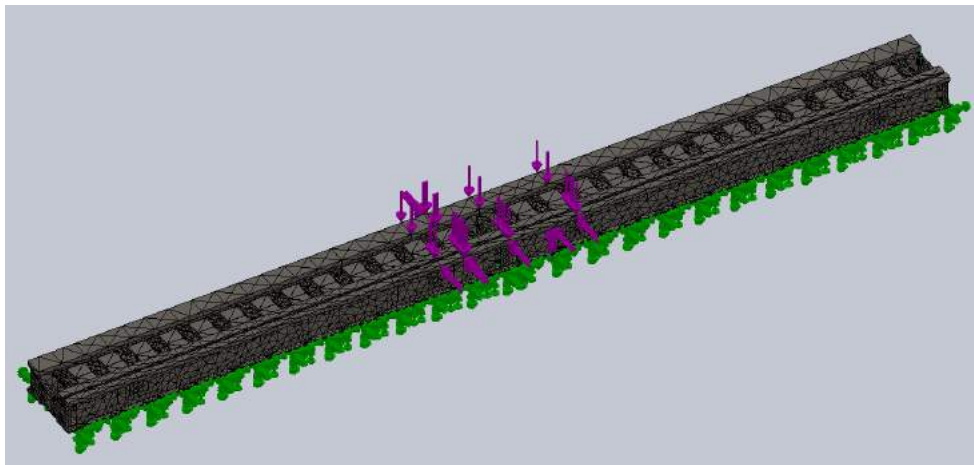


Рисунок 5.10 – Сітка кінцевих елементів

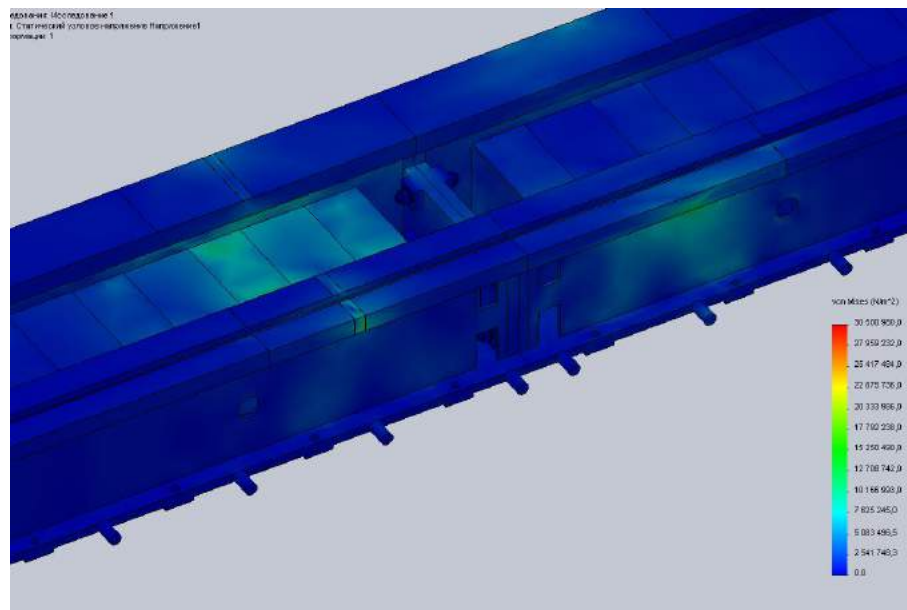


Рисунок 5.11 – Епюра навантажень

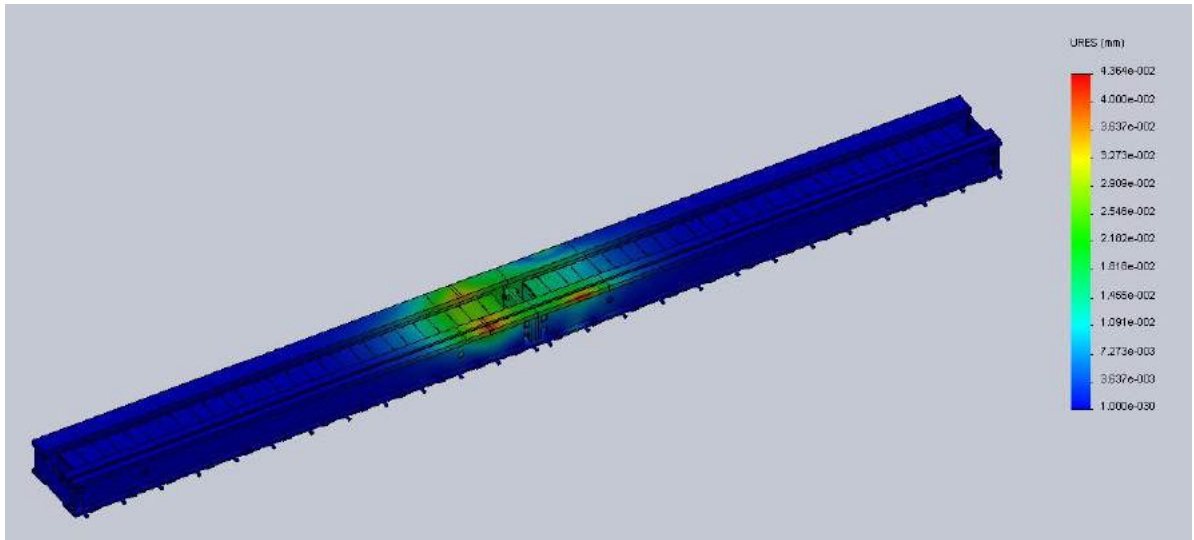


Рисунок 5.12– Епюра результатівних переміщень

Як видно з рисунка 5.12, максимальне результатівне переміщення від дії прикладених сил складає 43 мкм і є для цього класу верстатів задовільно.

Зроблено аналіз переміщень по осях (рис. 5.13–5.15).

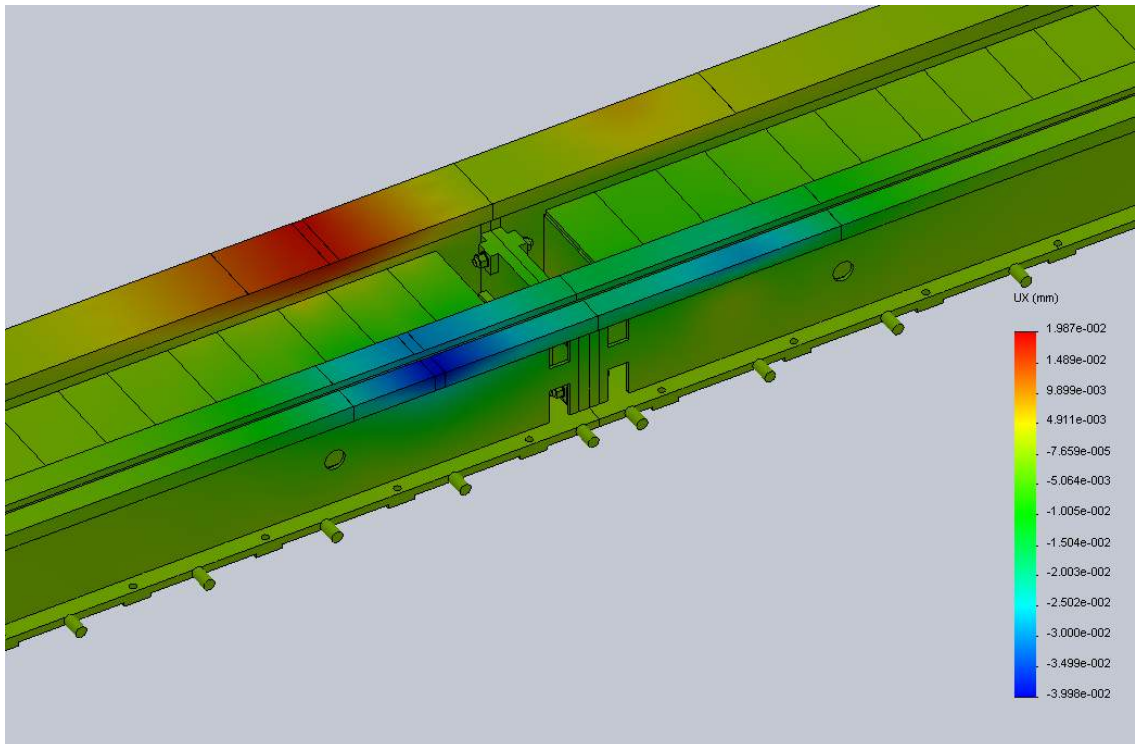


Рисунок 5.13 – Епюра переміщень за віссю X

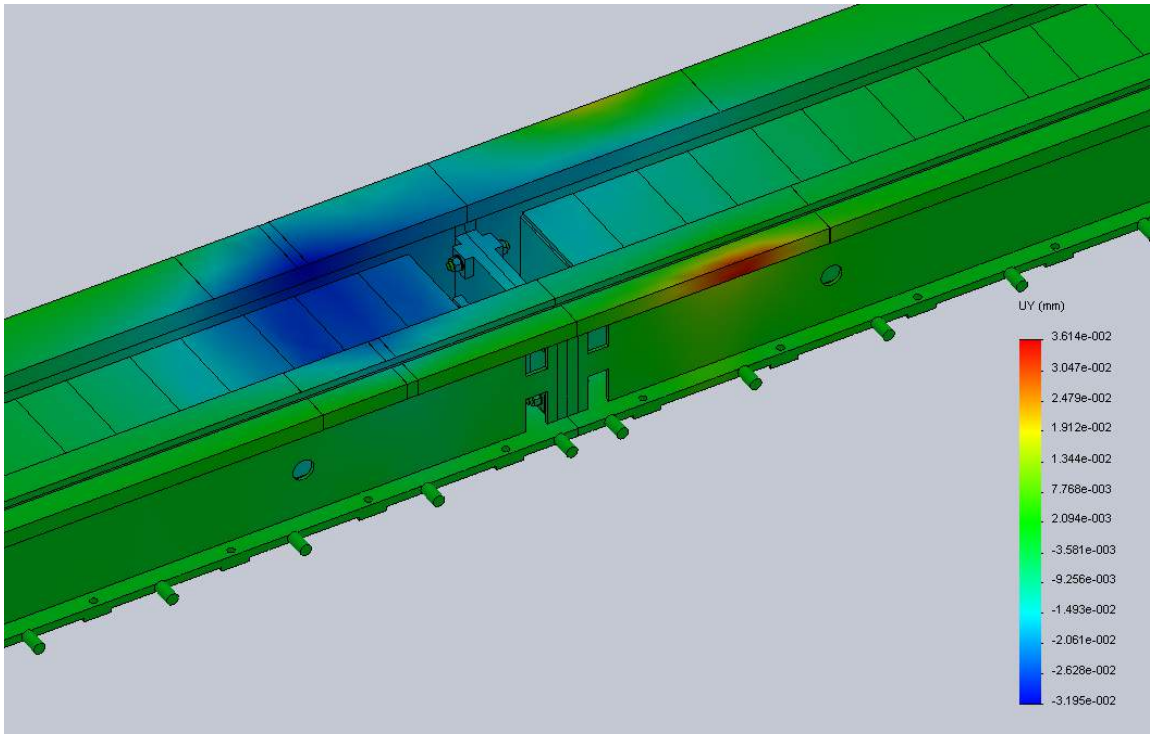


Рисунок 5.14 – Епюра переміщень за віссю Y

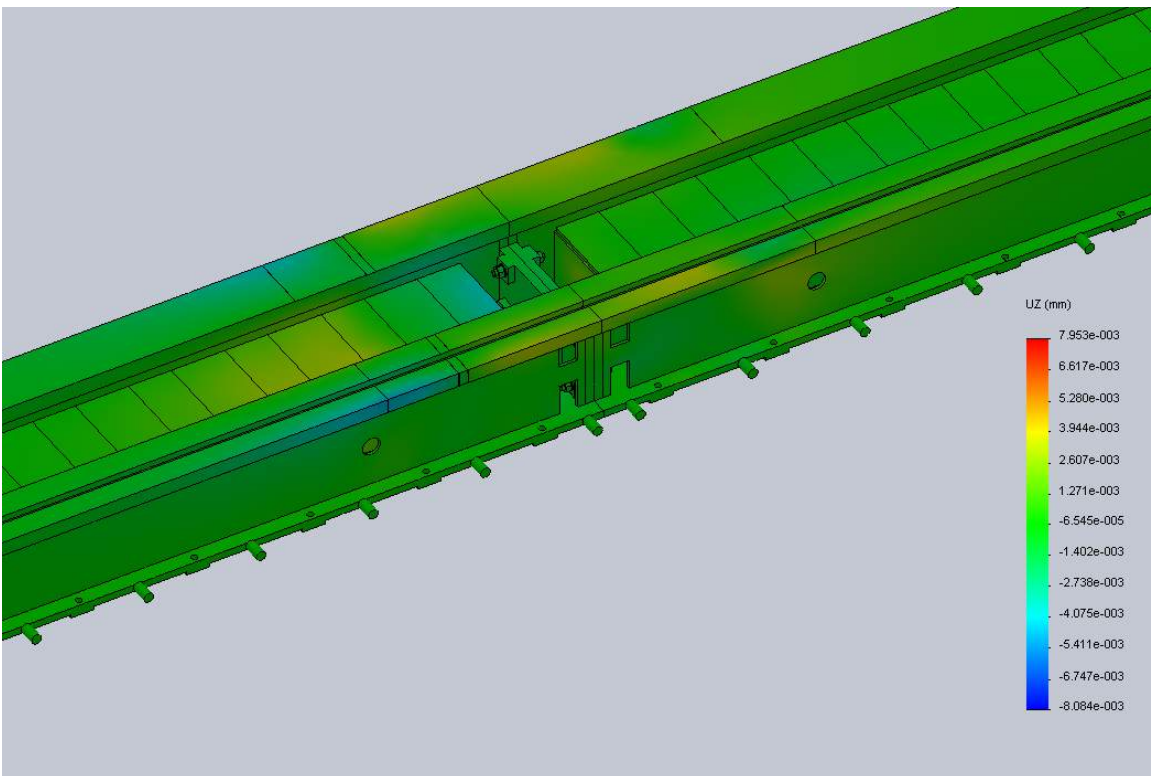


Рисунок 5.15 – Епюра переміщень за віссю Z

На рисунку 5.16 представлена схема навантаження станини виробу на відстані 400 мм від краю секції. Епюра напружень представлена на рис. 5.17.

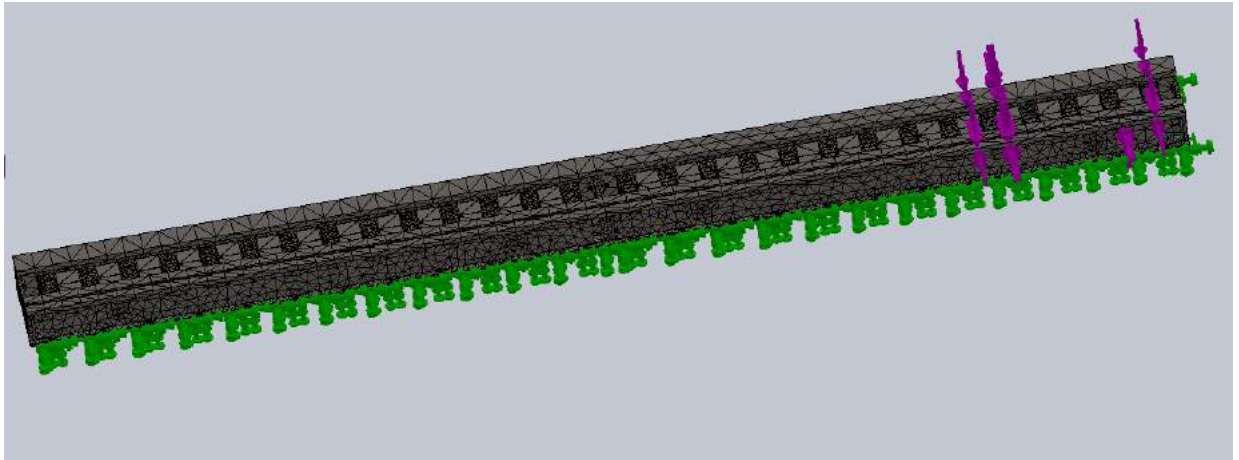


Рисунок 5.16 – Сітка кінцевих елементів

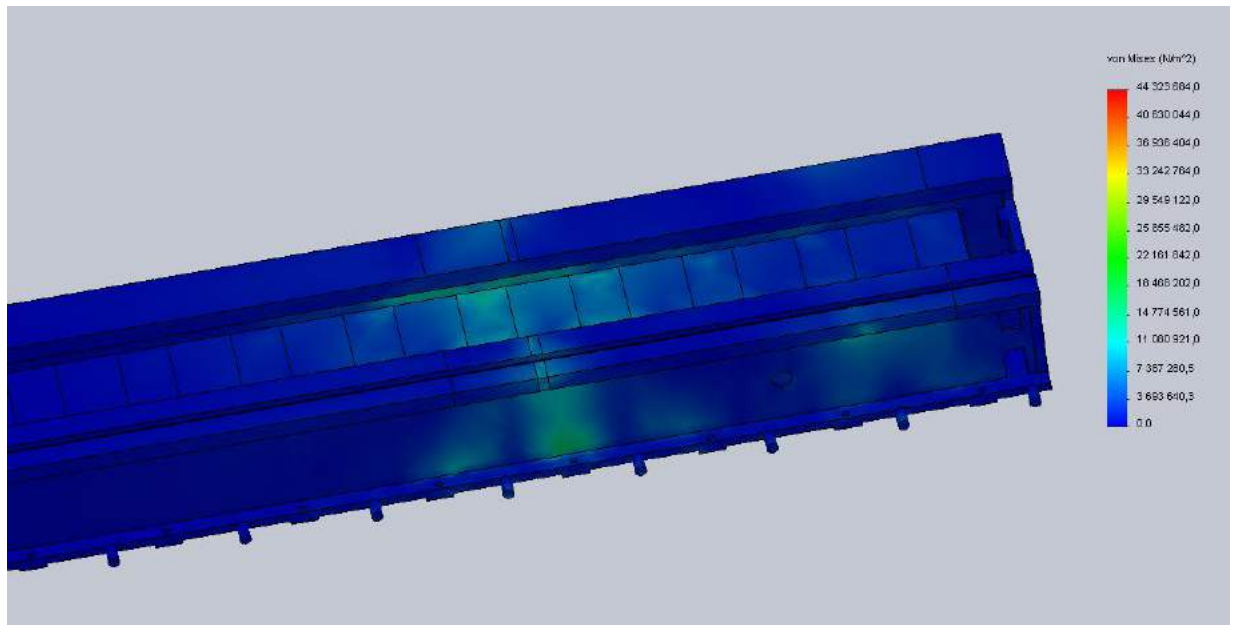


Рисунок 5.17 – Епюра навантажень

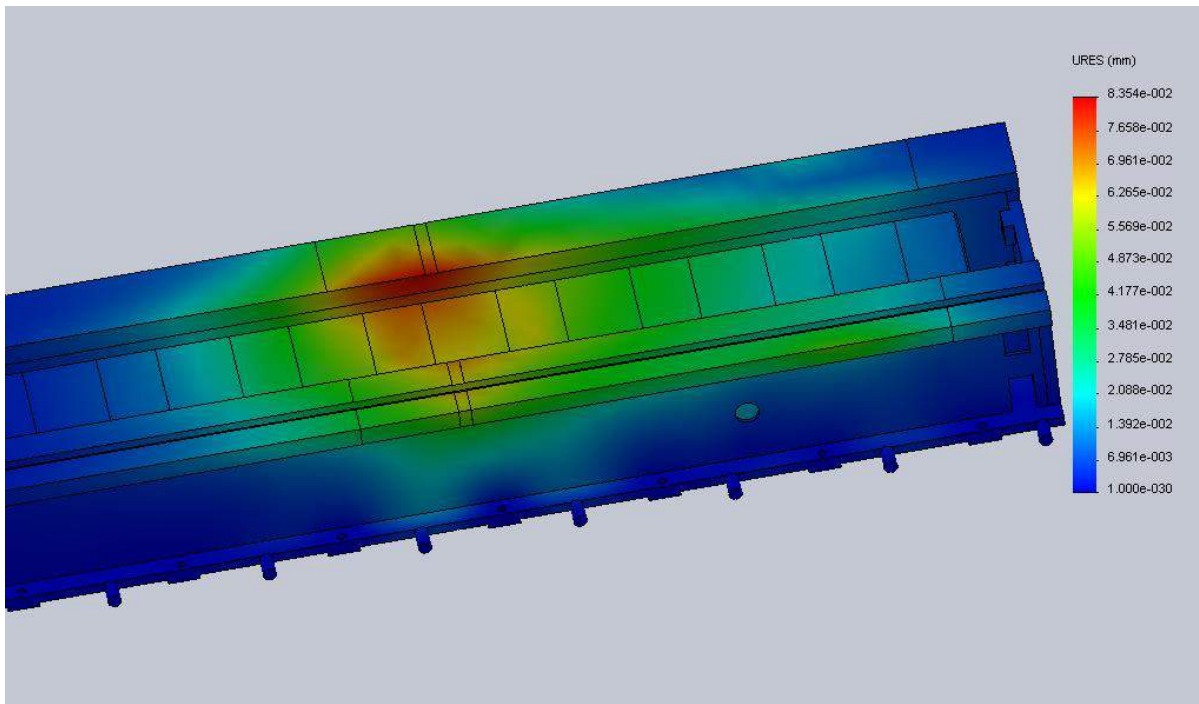


Рисунок 5.18 – Епюра результатівних переміщень

Як видно з рисунка 5.18, максимальне результатівне переміщення від дії прикладених сил складає 83 мкм і є для цього класу верстатів задовільно. Проведено аналіз переміщень за осями (рис. 5.19– 5.21).

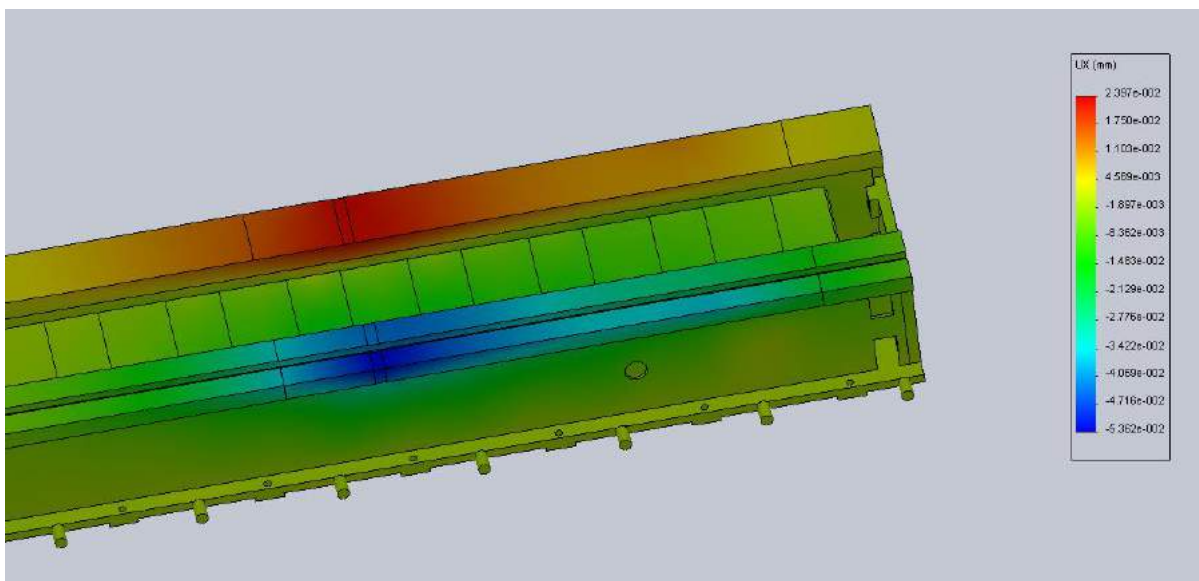


Рисунок 5.19 – Епюра переміщень за віссю X

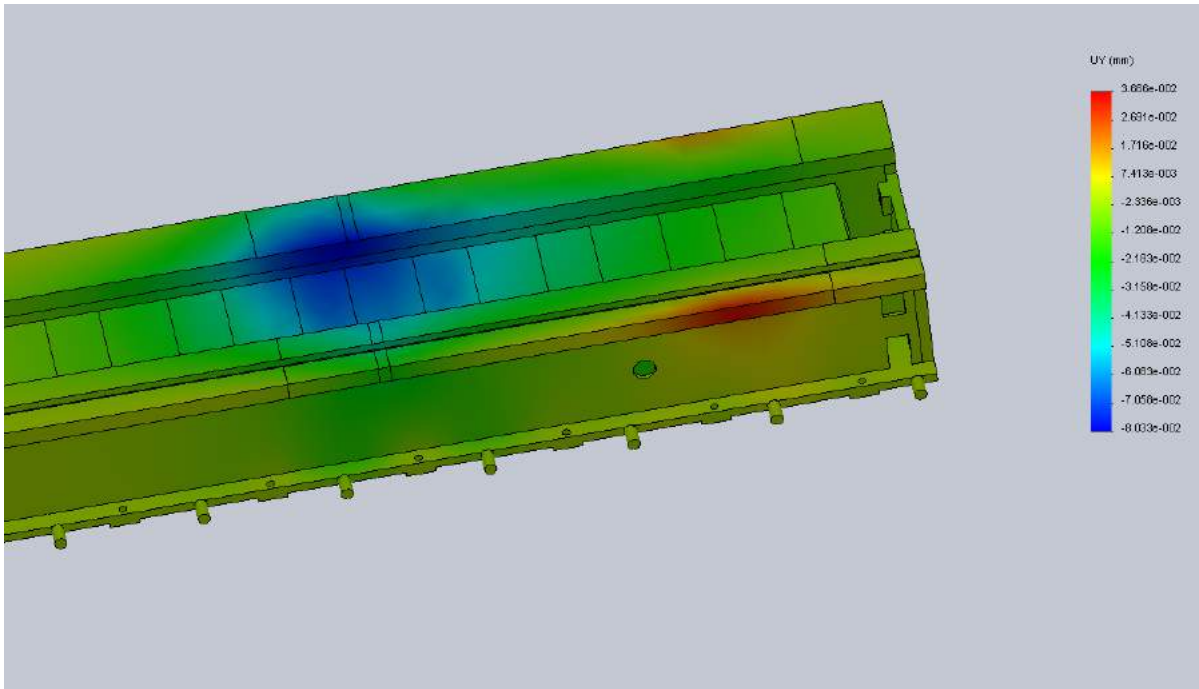


Рисунок 5.20 – Епюра переміщень за віссю Y

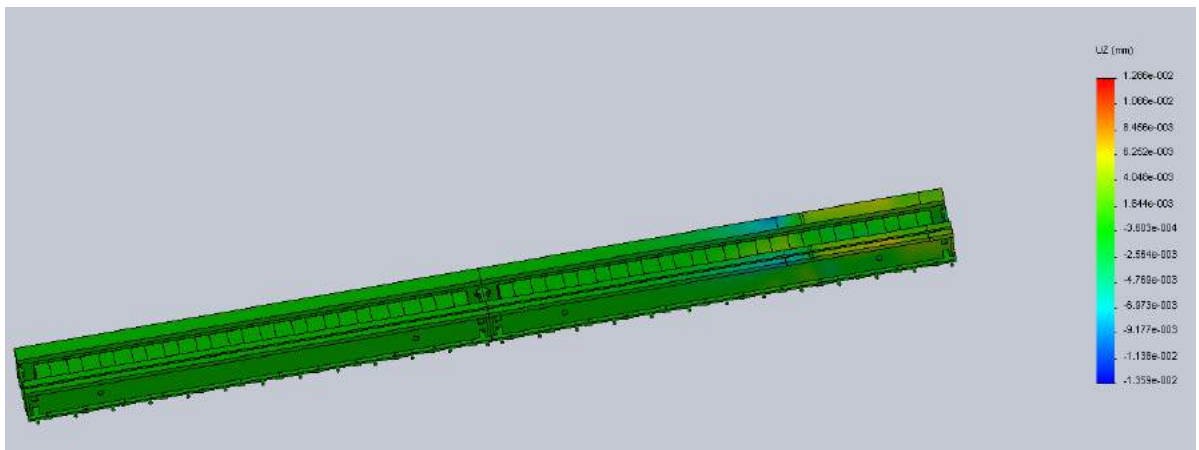


Рисунок 5.21 – Епюра переміщень за віссю Z

На рисунку 5.22 представлена схема навантаження станини виробу посередині секції. Епюра напружень представлена на рис. 5.23.

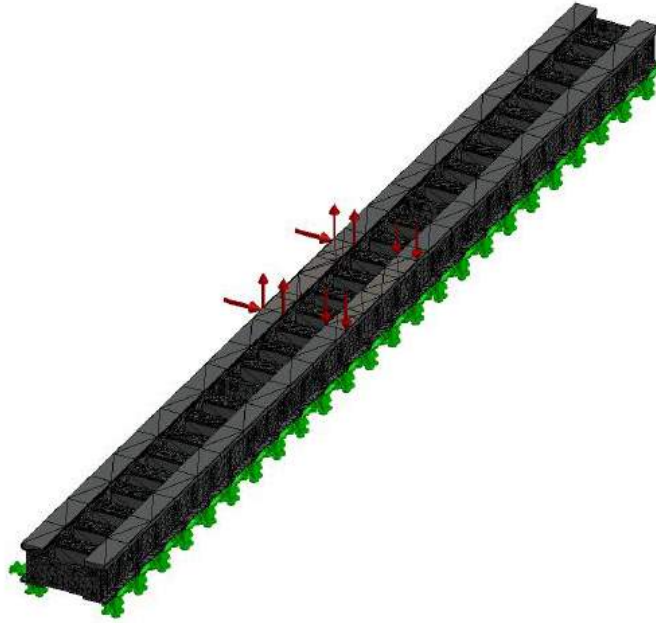


Рисунок 5.22 – Сітка кінцевих елементів

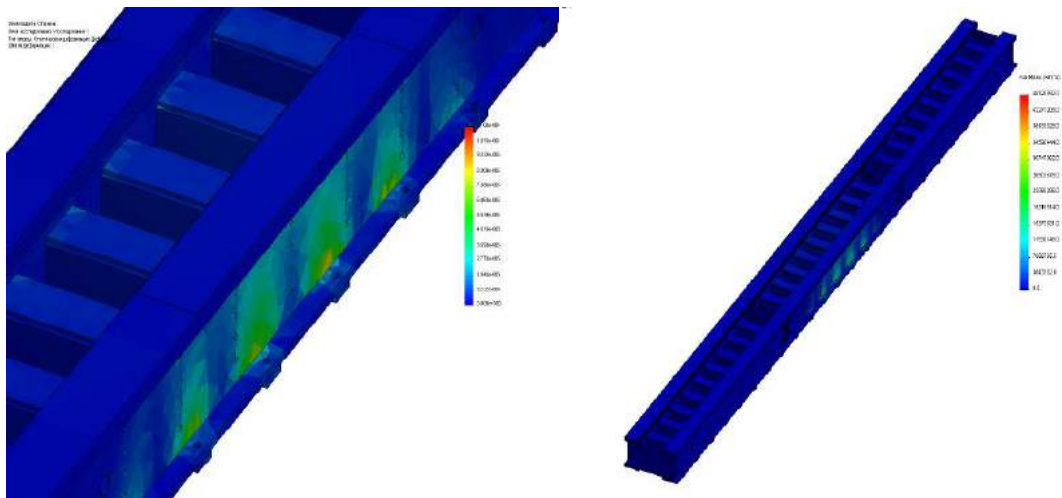


Рисунок 5.23 – Напружено-деформований стан станини

Як видно з рисунка 5.24, максимальне результівне переміщення від дії прикладених сил складає 31,5 мкм і є для цього класу верстатів задовільним.

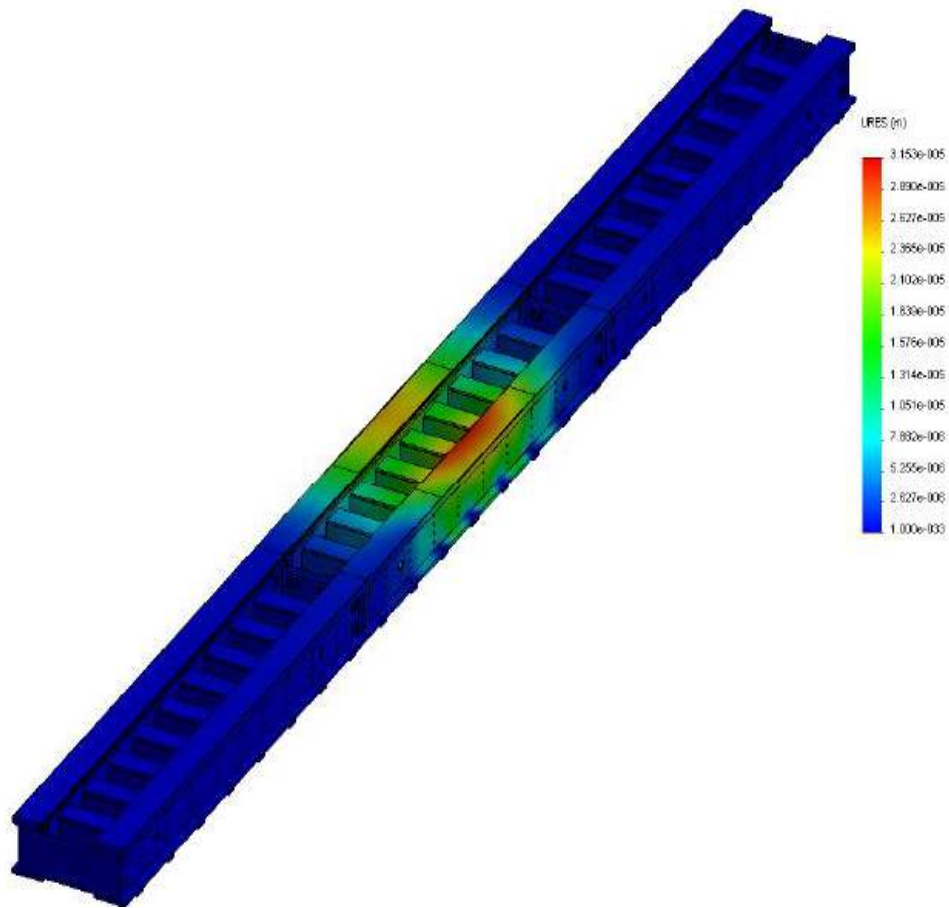


Рисунок 5.24 – Епюра переміщень

Дослідження жорсткості станини виробу. Навантаження станини виробу проводилося у двох місцях: головній секції станини і на краю секції, у місці, де розташована задня бабка.

На рисунку 5.26 представлений варіант навантаження головної секції станини. Сітку кінцевих елементів наведено на рис. 5.27. Епюри деформацій і переміщень наведено на рис. 5.28–5.29.

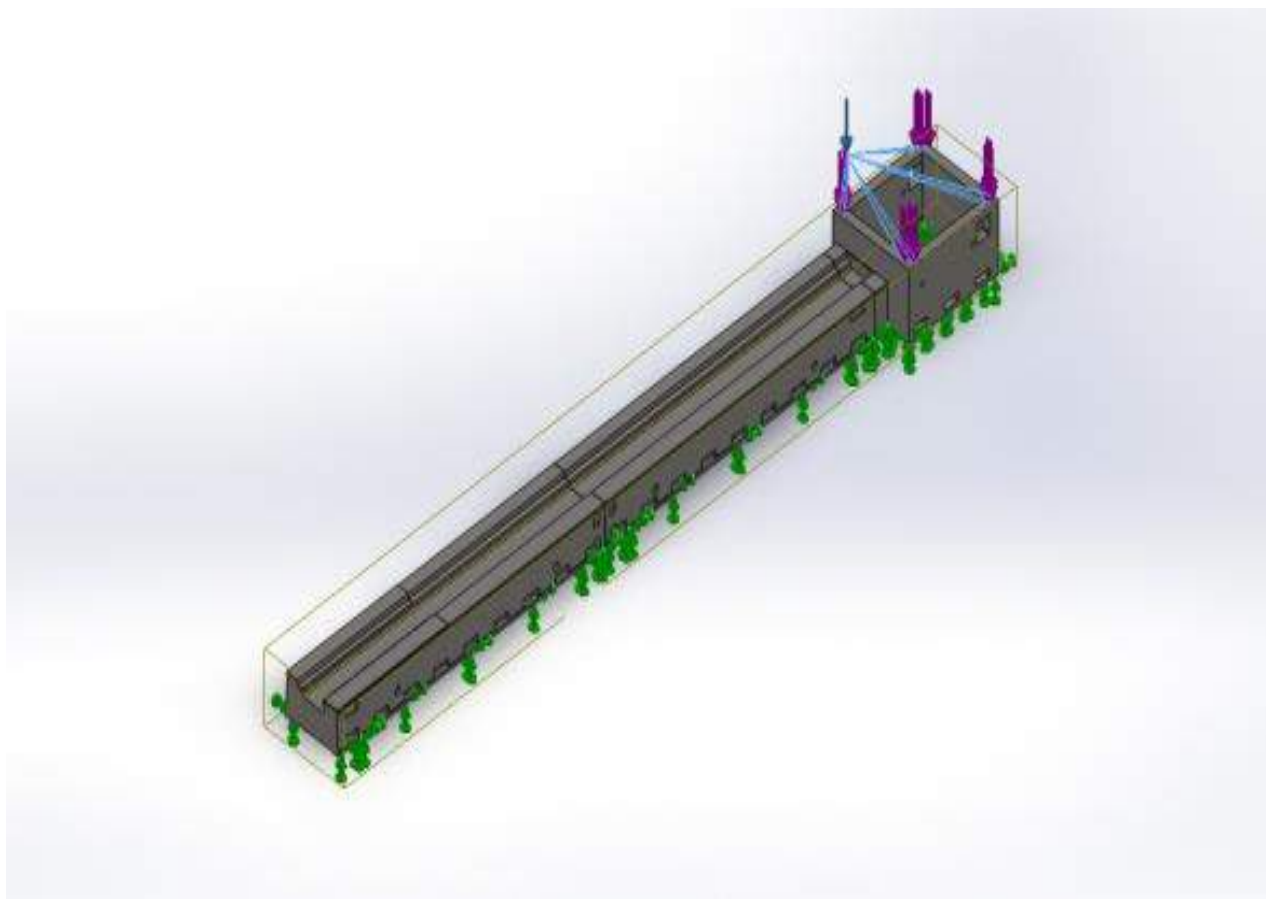


Рисунок 5.26 – Схема навантаження головної секції станини

Имя модели: Сборка2
Имя исследования: Исследование 2
Тип сетки: Сетка на твердом теле

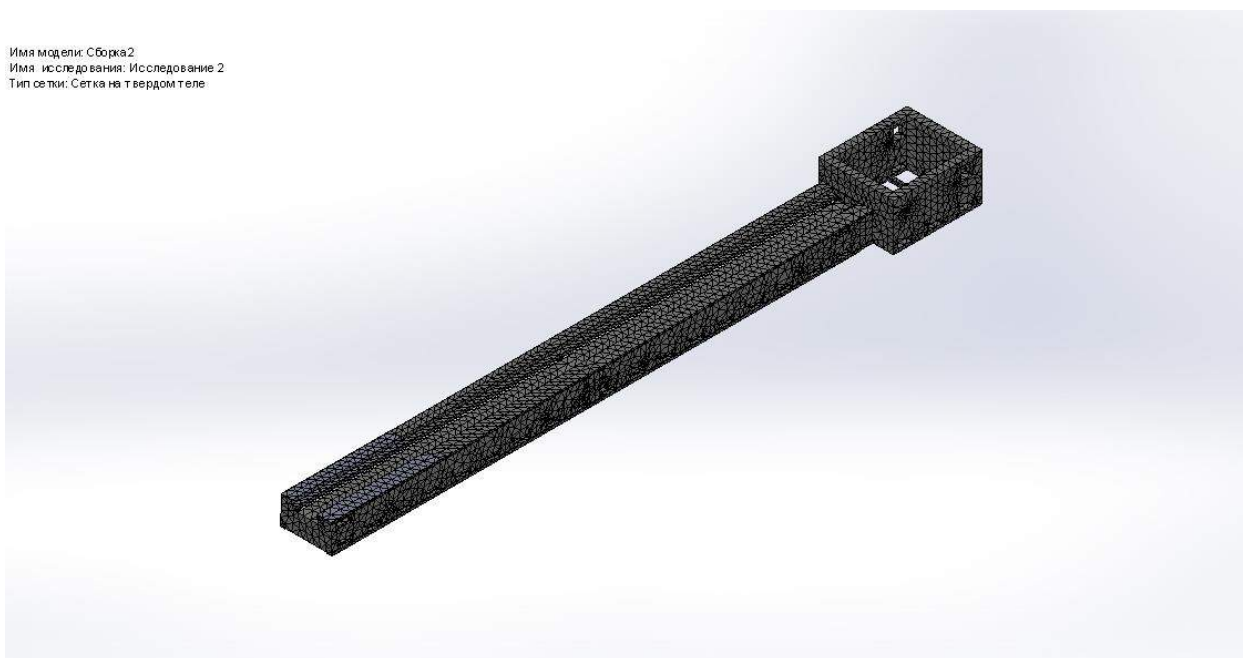


Рисунок 5.27 – Сітка кінцевих елементів

Имя модели: Сборка2
 Имя исследования: Исследование 2
 Тип эпюры: Статический узловое напряжение Напряжение1

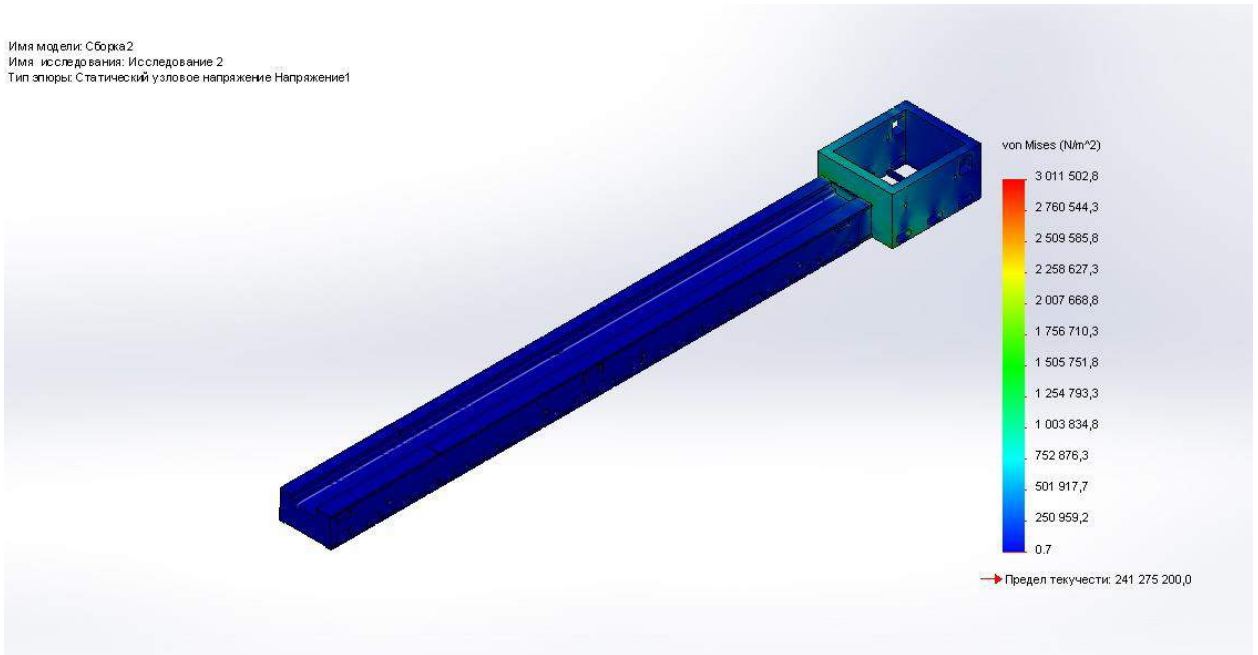


Рисунок 5.28 – Епюра навантажень

Имя модели: Сборка2
 Имя исследования: Исследование 2
 Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1

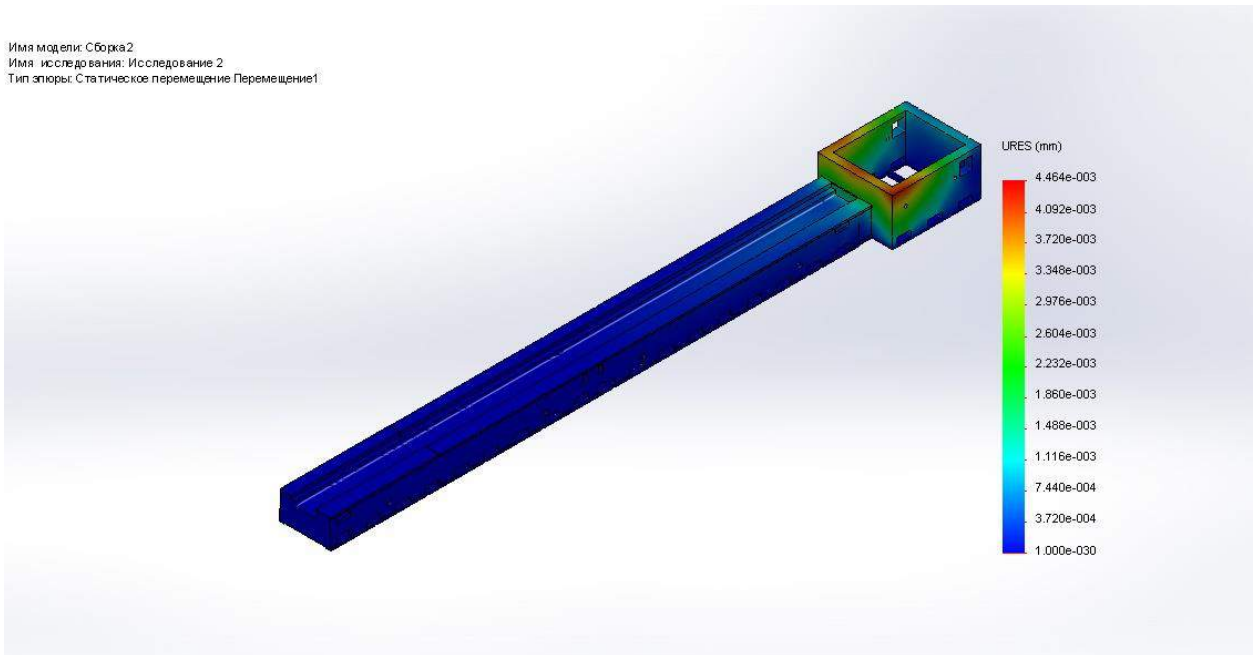


Рисунок 5.29 – Епюра переміщень

Як видно з рисунка 5.30, максимальні деформації від дії прикладених сил складають 0,4 мкм і є для цього класу верстатів задовільними.

Имя модели: Сборка2
 Имя исследования: Исследование 2
 Тип элюры: Статическая деформация Деформация1

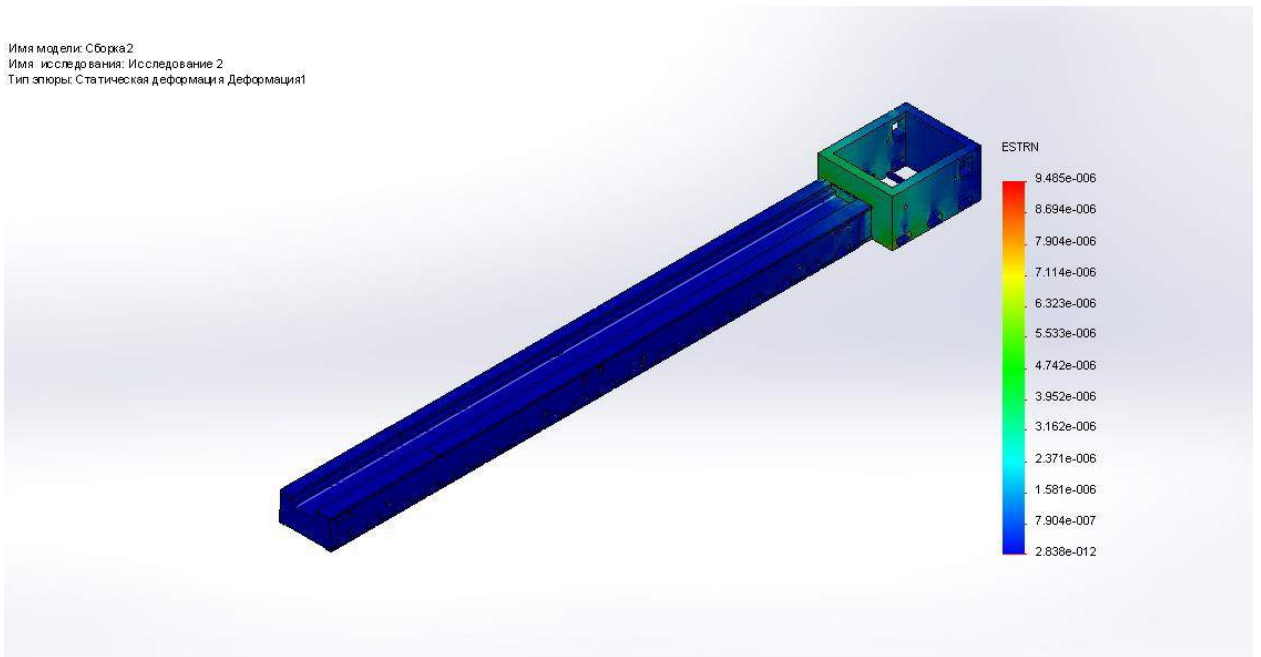


Рисунок 5.30 – Елюра деформацій

На рисунку 5.31 представлений варіант навантаження станини у місці розташування задньої бабки. Елюри навантажень і переміщень представлено на рис. 5.32–5.33.

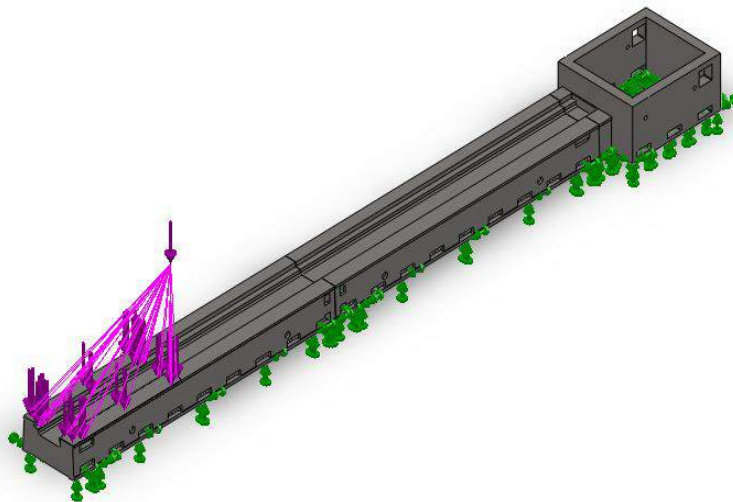


Рисунок 5.31 – Схема навантаження станини

Имя модели: Сборка2
 Имя исследования: Исследование 1
 Тип эпюры: Статический узловое напряжение Напряжение1

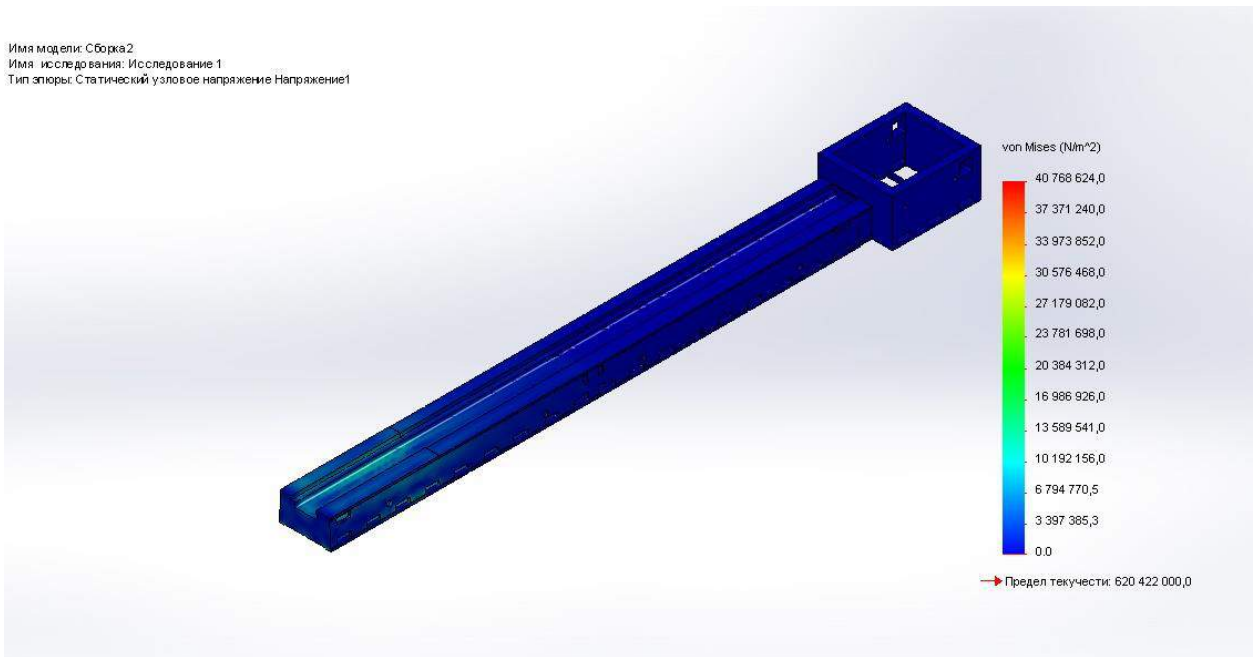


Рисунок 5.32 – Епюра навантажень

Имя модели: Сборка2
 Имя исследования: Исследование 1
 Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1

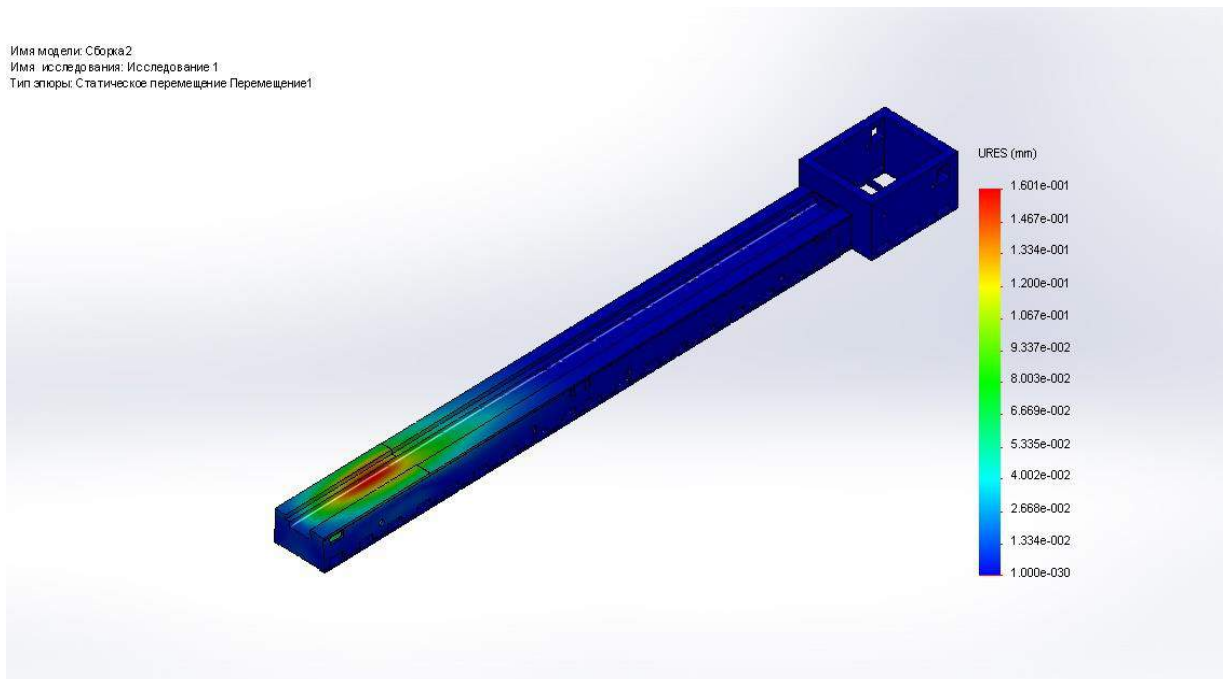


Рисунок 5.33 – Епюра переміщень

Як видно з рисунка 5.34, максимальні деформації від дії прикладених сил складають 0,35 мкм і є допустимими для цього класу верстатів.

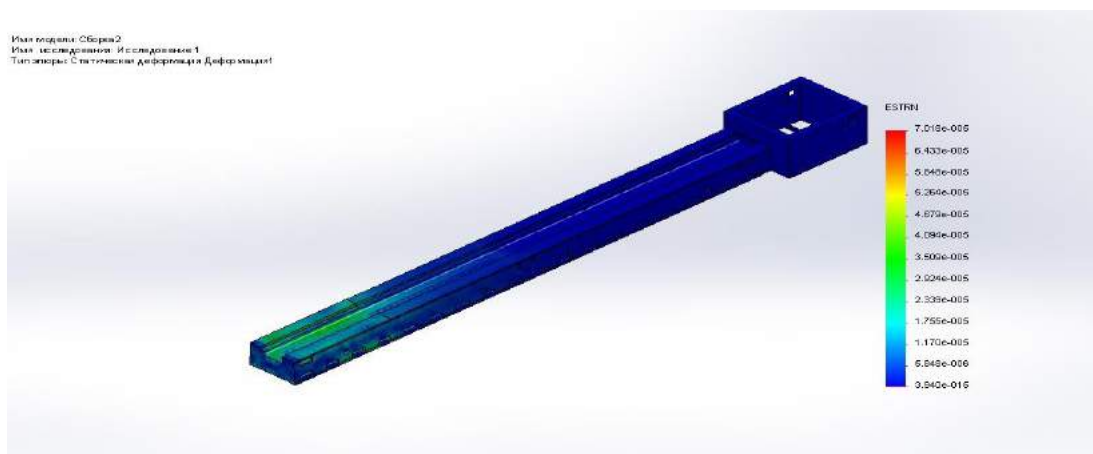


Рисунок 5.34 – Елюра деформацій

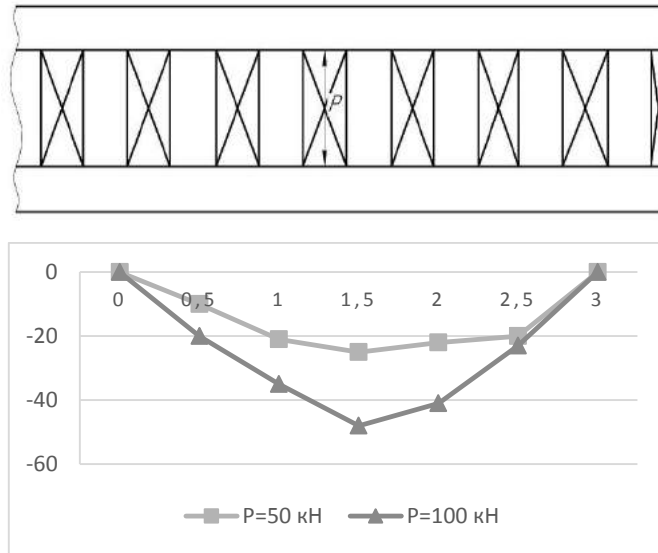
5.3 Натурні дослідження станини з раціоналізацією конструкції важкого токарного верстата 1К675Ф3

Жорсткість системи і її елементів, в першу чергу елементів, що мають значну масу, таких як станини, істотно впливає на стійкість процесу різання. Зменшенням пружних деформацій системи та підвищенням частоти власних коливань можна істотно підвищити вібростійкість. Найбільший вплив на вібростійкість має жорсткість у напрямку, перпендикулярному до поверхні оброблення (тобто у напрямку дії основних збудників коливань).

Проведено випробування крутної жорсткості спроектованої станини раціоналізованої конструкції, оцінювання прогинання при вижиманні башмаками, результати деформації полиць станини супортів і виробу раціоналізованої конструкції при розтисканні по зв'язку і між зв'язками.

Станина вільно встановлена на всіх башмаках і виставлена по рівню. Приладом ПКП-1М записується профіль дзеркала супортної, середньої та задньої полиць. Посередині довжини супортної полиці з фундаменту на дзеркало встановлено індикатор. Середнім башмаком під супортною полицею проводиться вижимання (піднімання) станини на певну величину, за індикатором. Приладом ПКП-1М записується профіль дзеркала всіх трьох полиць напрямних станини.

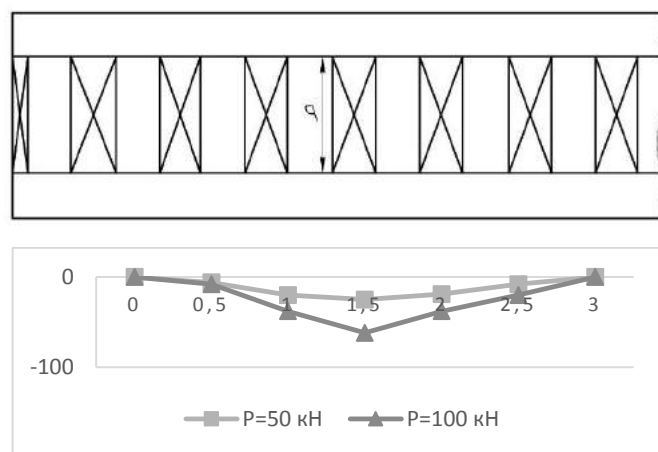
На рис. 5.35 і 5.36 представлені результати деформації полиць зварної секції станини супортів раціоналізованої конструкції верстата 1К675Ф3 при розтисканні по зв'язку і між зв'язками. Вимірювання деформації вироблялося по струні з одного боку секції.



1 – $P = 50$ кН

2 – $P = 100$ кН

Рисунок 5.35 – Розтискання полиць зварної станини супортів верстата 1К675Ф3 по поперечним зв'язкам

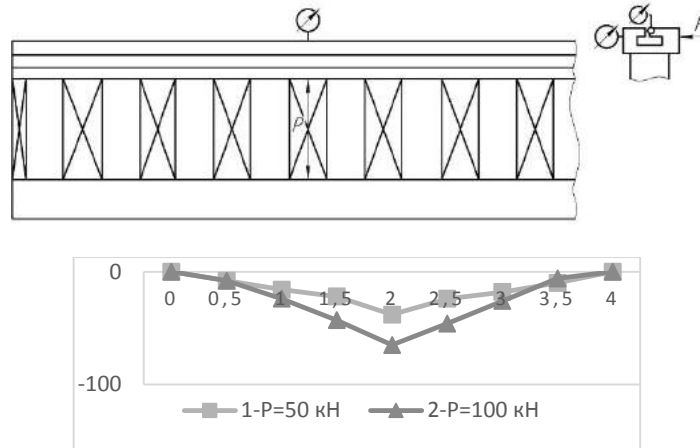


1 – $P = 50$ кН

2 – $P = 100$ кН

Рисунок 5.36 – Розтискання полиць зварної станини супортів верстата 1К675Ф3 між поперечними зв'язками

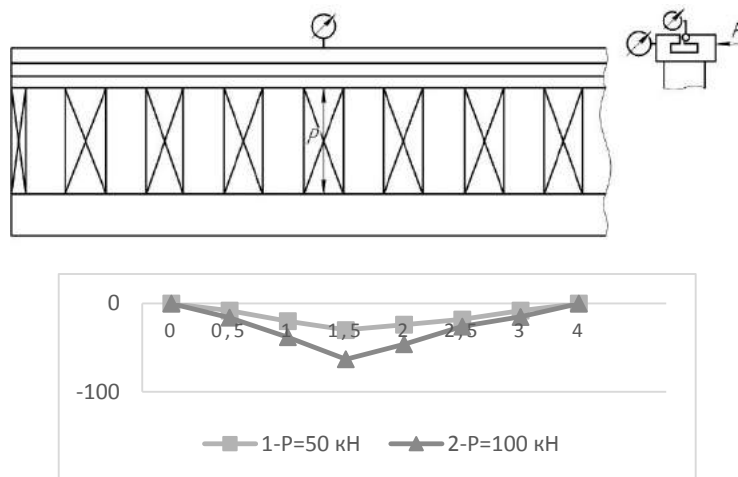
На рис. 5.37 і 5.38 результати деформації полиць зварної секції станини виробу верстата 1К675Ф3 при розтисканні по зв'язку і між зв'язками. Вимірювання деформації вироблялося по струні з одного боку секції. На протилежну полку проти розтискної сили на штативі з полиці станини супортів було встановлено два індикатори, як показано на рис. 5.37–5.38.



Вимірювання деформації полки: 1 – по струні, 2 – по індикатору

1 – $P = 50$ кН; 2 – $P = 100$ кН

Рисуно 5.37 – Розтискання полиць зварної станини виробу верстата 1К675Ф3 за поперечним зв'язком



Вимірювання деформації полки: 1 – по струні, 2 – по індикатору

1 – $P = 50$ кН; 2 – $P = 100$ кН

Рисуно 5.38 – Розтискання полиць зварної станини виробу верстата 1К675Ф3 між поперечними зв'язками

Оцінювання прогинання раціоналізованої станини при вижиманні башмаками представлено на рисунку 5.39.

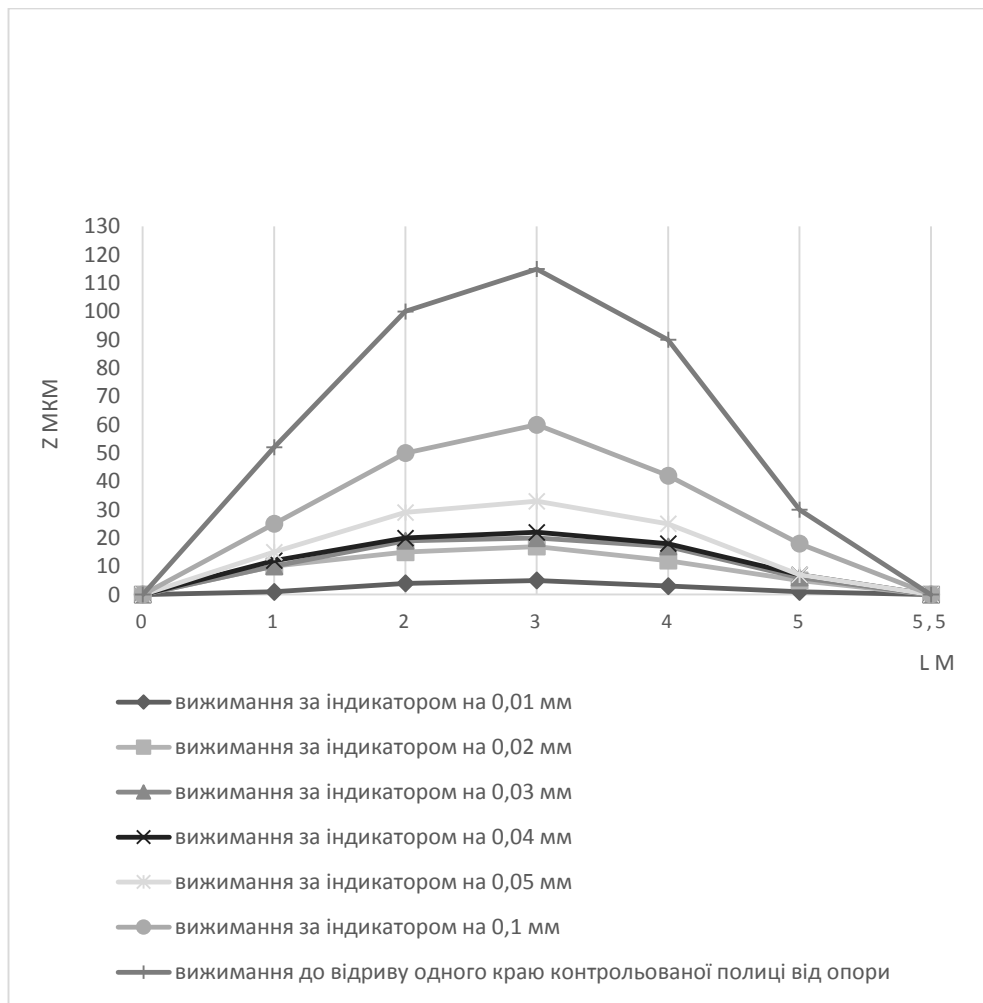


Рисунок 5.39 – Прогинання зварної станини верстата 1К675Ф3 під власною вагою при вижиманні її двома башмаками

На рис. 5.40–5.44 представлено порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень прогинання зварних станин при вижиманні їх на різні величини (за індикаторами).

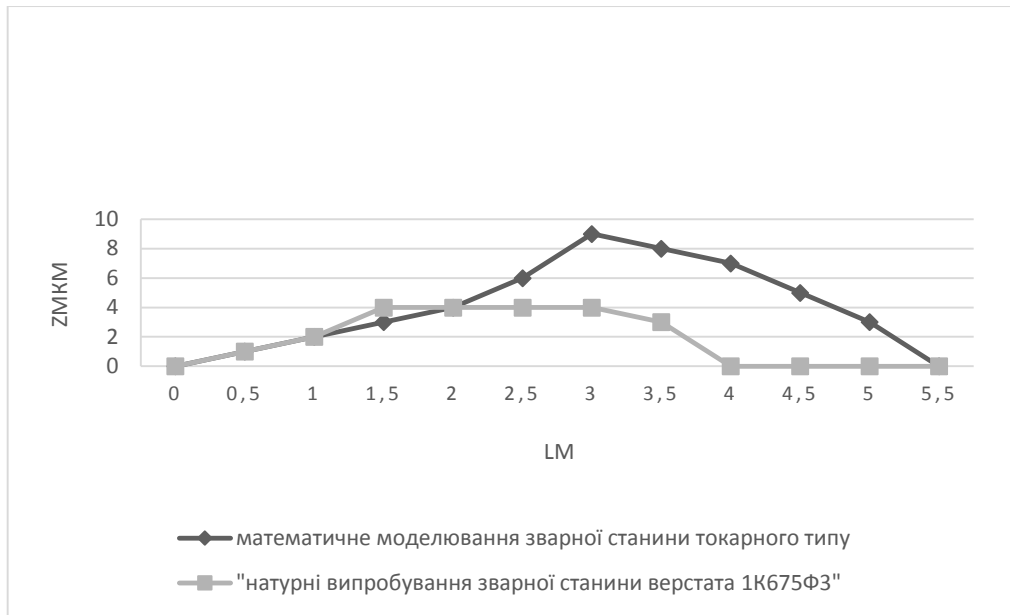


Рисунок 5.40 – Прогинання станин під власною вагою при вижиманні двома башмаками по індикатору на 0,01 мм

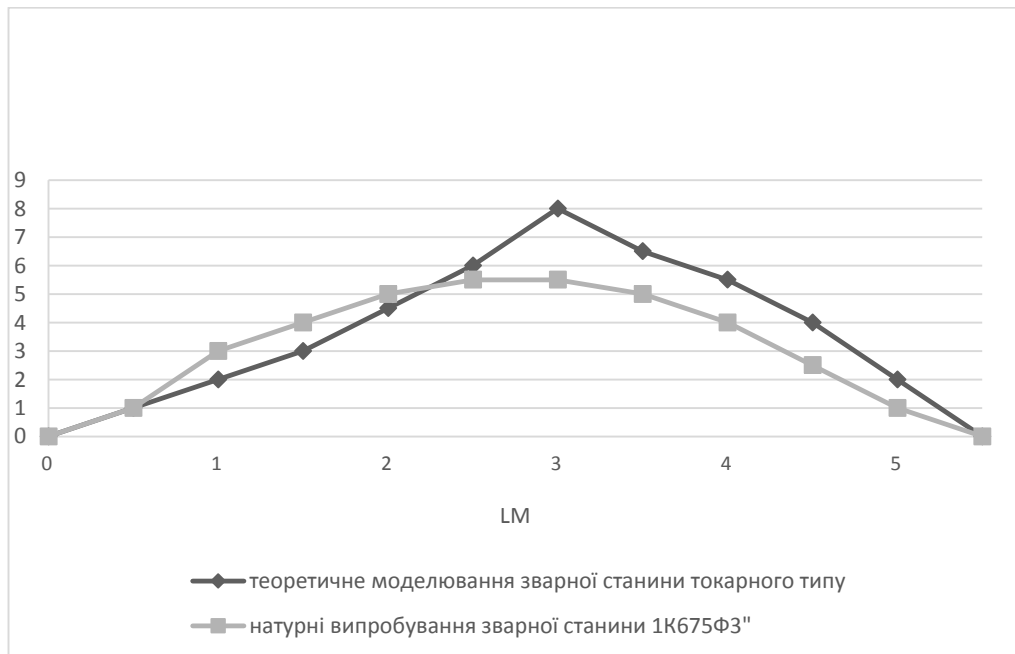


Рисунок 5.41 – Прогинання станин під власною вагою при вижиманні двома башмаками по індикатору на 0,02 мм

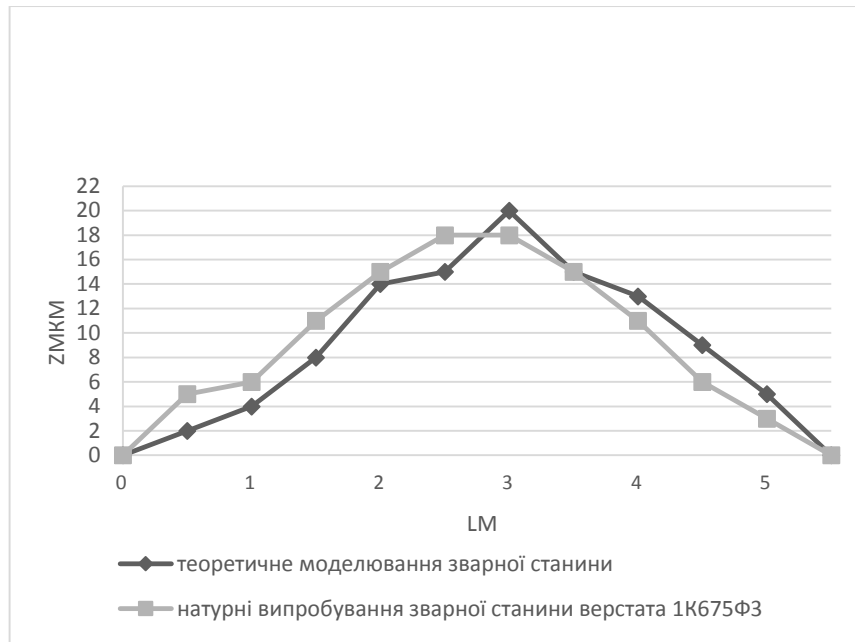


Рисунок 5.42 – Прогинання станин під власною вагою при вижиманні двома башмаками по індикатору на 0,03 мм

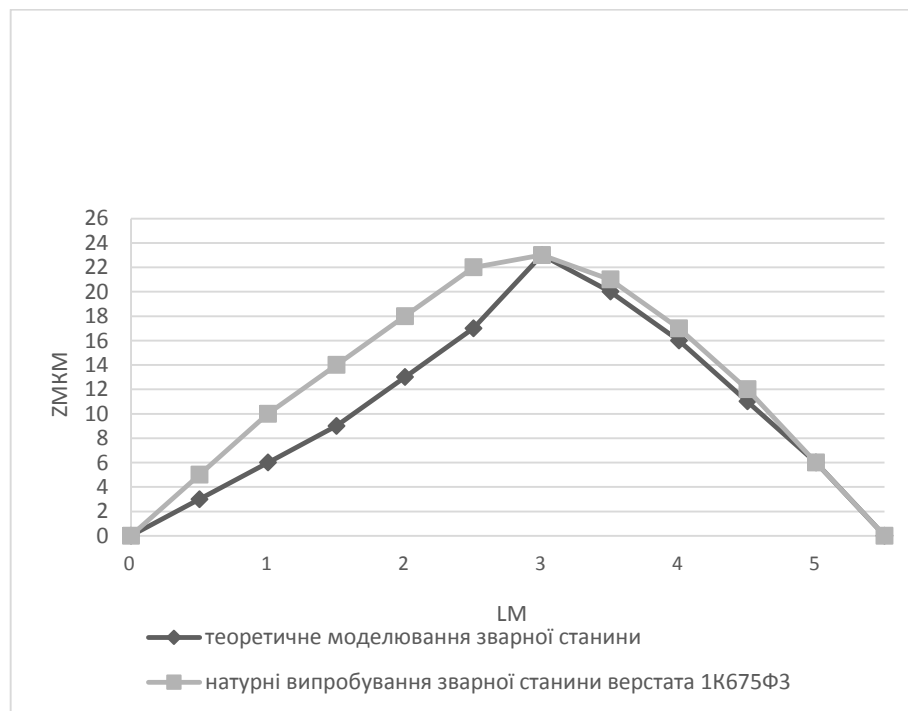


Рисунок 5.43 – Прогинання станин під власною вагою при вижиманні двома башмаками по індикатору на 0,04 мм

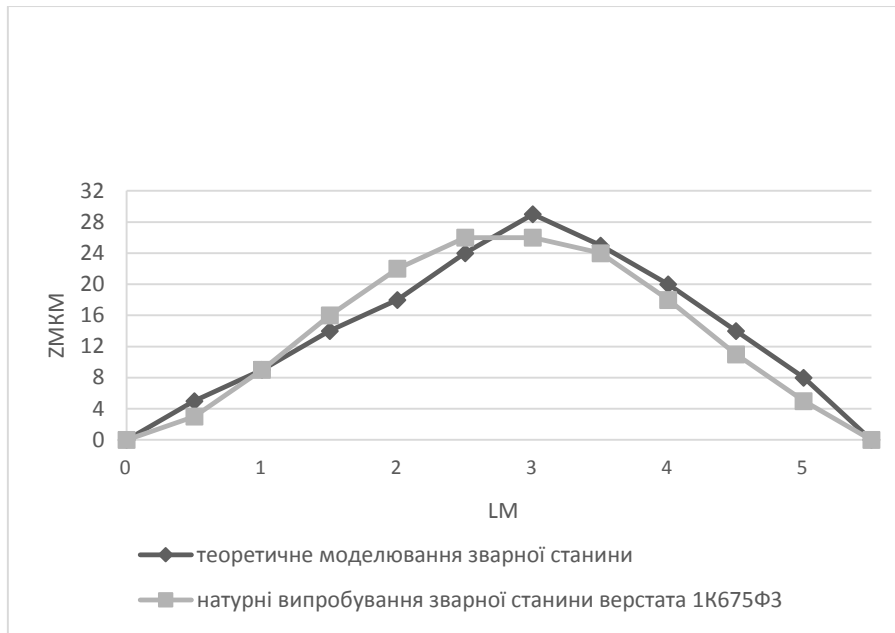


Рисунок 5.44 – Прогинання станин під власною вагою при вижиманні двома башмаками по індикатору на 0,05 мм

Було отримано результати питомої крутної податливості зварної станин верстата 1K675Ф3 і результати теоретичного моделювання зварної спроектованої станини. (рис. 5.45)

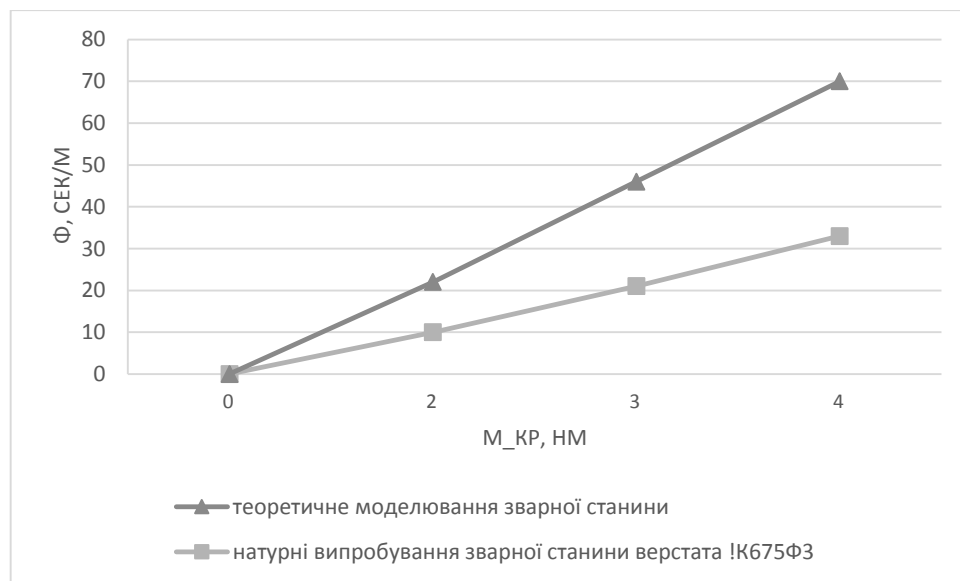


Рисунок 5.45 – Питома крутна податливість зварних станин

Отримано результати натурних досліджень, що у сукупності із попередніми результатами розрахунково-експериментальних даних дають можливість отримати економічний ефект при впровадженні методики у виробництво та надати рекомендації щодо модернізації або проектування важкого верстатного обладнання підвищеної точності.

5.4 Адаптивна система керування відхиленнями виробу з урахуванням геометричних відхилень несучої системи та температурних деформацій

Для реалізації алгоритмів підвищення точності (рис. 3.5) було використано корекцію відхилень елементів несучої системи й адаптивне керування відхиленнями виробу з урахуванням геометричних відхилень несучої системи та температурних деформацій.

Корекція, заснована на вимірюванні первинних відхилень елементів несучої системи верстата в координатах (X, Y, Z) в робочому просторі, запам'ятовуванні масиву даних і компенсації при відпрацюванні траєкторії руху безпосередньо при обробленні, отримала широке використання при підвищенні точності важких токарних верстатів. У сучасних системах ЧПК верстатами обов'язково присутня корекція шагу гвинта та компенсація зазору, яка компенсує відхилення позиціонування.

Системи ЧПК Sinumeric 840D, Heidenhain MANUALplus 620 мають можливість компенсувати такі види механічно обумовлених похибок: зазор, лінійні, нелінійні похибки, похибки гвинта, похибки прогинання, теплове розширення, тертя ковзання. Помилки компенсуються зміною командних змінних для позиціонування інструменту.

Починаючи з версії програмного забезпечення NCK 597110-04, якщо нелінійна компенсація похибки активна, MP_backLash може використовуватися для активації компенсації зазору як додаток до таблиць значень компенсації.

Для контролю швидкості та положення осей і шпинделя у системі застосовано спеціальні інкрементні й абсолютні лінійні, кутові або поворотні

датчики. Інкрементні датчики мають у якості еталону вимірювальну лінійку, що складається з рядків і прогалин, що чергуються (рис. 5.47).



Рисунок 5.46 – Система ЧПК Heidenhain Manual Plus 620

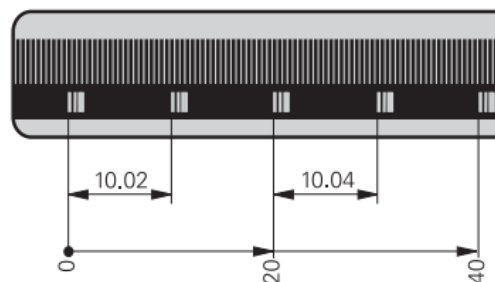


Рисунок 5.47 – Еталонна вимірювальна лінійка

Відносний рух між сканувальною голівкою і шкалою викликає виведення синусоїдальних сканувальних сигналів. Виміряне значення розраховується за зчитуваними сигналами. Інкрементні й абсолютні лінійні, кутові або поворотні датчики підключають до входів енодера MANUALplus 620.

Компенсація теплових деформацій. Щоб компенсувати теплові деформації, необхідно проводити точні вимірювання поведінки елементів технологічної системи у залежності від температури. Оскільки теплові деформації у значній мірі

пропорційні температурі, можливо визначити ступінь деформації шляхом множення значення температури на певний коефіцієнт корекції.

Значення температури вимірюються термісторами Pt100, підключеними до аналогових входів систем з використанням спеціальних модулів, які компенсують теплові деформації. Крок зміни за цикл PLC має бути визначений в MP_tempCompensation. Це не змінює значення фактичного положення на дисплеї. Модуль функціонує тільки в циклічній програмі PLC (табл. 5.2).

Таблиця 5.2 – Команди для активації модуля температурної компенсації

| Налаштування у редакторі конфігурацій | MP номер |
|---|----------|
| Система PLC CfgPlcPeriphery tempCompensation | 103405 |
| Осі [Ім'я ключа набору параметрів] CfgAxisComp active | 401801 |

Компенсація похибок лінійної осі. Лінійна помилка може бути скомпенсована у всьому діапазоні ходу для кожної осі (рис. 5.48).

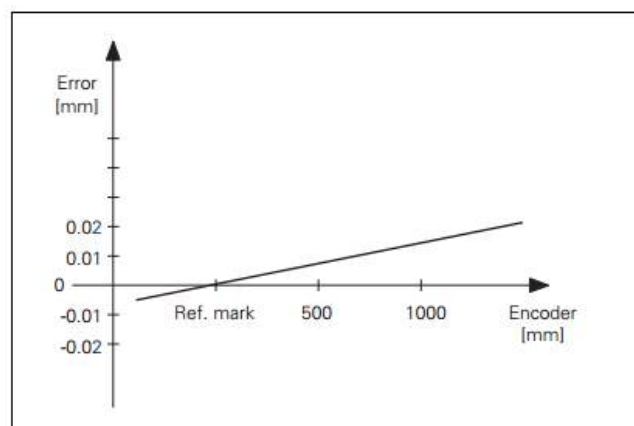


Рисунок 5.48– Графік залежності лінійної похибки від значень вимірювань датчика

Компенсація похибок нелінійної осі. Залежно від конструкції машини, виробничих допусків або зовнішніх факторів (наприклад температури) може виникнути помилка нелінійної осі. Типові помилки – помилки кроку гвинта і провисання осі.

Значення компенсації для нелінійної компенсації похибки осі зберігаються у такій таблиці:

"Таблиці *. COM містять значення компенсації максимально для 256 компенсаційних точок. Таблиця *. COM потрібна для кожної осі та шпинделя. Вона складається з таких стовпців:

- **AXISPOS:** точки компенсації, яким надано компенсацію похибки позиціонування. Необхідно дотримуватися еквідистантної відстані між точками вимірювання;

- **BACKLASH:** значення компенсації для помилок кроку гвинта у мінусі напрямку руху. Стовпець BACKLASH визначено для осі для якої створена ця таблиця значень компенсації. Таким чином, зворотний зв'язок можна отримати безпосередньо через таблицю значень компенсації.

- **Ось *** – вісь, до якої належить таблиця: значення компенсації для помилки кроку гвинта у позитивному напрямку ходу;

- **Ось *** – вісь, що примикає: значення компенсації для помилок прогинання щодо сусідньої осі;

- **Шпиндель:** значення корекції для шпинделя

Приклад: до осі Y і осі Z застосовуються такі залежності:

"Помилка кроку кулькового гвинта в Z і Y: $Z = F(Z)$ і $Y = F(Y)$

Ось прогинається по Z у залежності від Y

Діапазон ходу: вісь Z = 800 мм, вісь Y = 500 мм

"Початкова точка для значень компенсації: $Z = -200$ мм, $Y = -90$ мм.

Необхідна відстань між точками компенсації 5 мм.

Кількість точок компенсації:

$$\frac{500\text{мм}}{5\text{мм}} = 100 \text{ точок компенсації по осі Y}$$

$$\frac{800\text{мм}}{5\text{мм}} = 160 \text{ точок компенсації по осі Z}$$

Ось Y: шаг гвинта, похибка по осі Y (рис. 5.49), похибка прогинання по осі Z (рис. 5.50).

| Manual operation | | Table editing | | | | |
|------------------|---------|-----------------------|--------|---------|---------|----|
| | | AXISPOS [mm] | | | | |
| File: | | plc:\table\axis_y.com | | Line: 0 | | >> |
| NR | AXISPOS | BACKLASH | Axis-X | Axis-Y | Axis-Z | M |
| 0 | -90 | | | +0 | -0.015 | |
| 1 | -85 | | | | -0.0152 | |
| 2 | -80 | | | +0.004 | -0.0156 | |
| 3 | -75 | | | | | |
| 4 | -70 | | | +0.01 | | |
| 5 | -65 | | | | -0.2 | |
| 6 | -60 | | | | | |
| 7 | -55 | | | +0 | | |
| 8 | -50 | | | | -0.216 | |
| 9 | -45 | | | | -0.2915 | |
| 10 | -40 | | | | | |
| 11 | -35 | | | -0.032 | -0.3003 | |
| 12 | -30 | | | | | |
| 13 | -25 | | | -0.04 | | |
| 14 | -20 | | | -0.0455 | | |
| 15 | -15 | | | | -0.3 | |
| 16 | -10 | | | | | |
| 17 | -5 | | | -0.0452 | -0.302 | |
| 18 | +0 | | | | | |
| 19 | +5 | | | -0.03 | | |
| 20 | +10 | | | | -0.3100 | |
| 21 | +15 | | | | | |
| 22 | +20 | | | | | |
| 23 | +25 | | | -0.0234 | -0.31 | |
| 24 | +30 | | | | -0.35 | |
| 25 | +35 | | | | -0.3601 | |
| 26 | +40 | | | | | |

Рисунок 5.49 – Програмне відображення компенсації похибки гвинтового шагу за віссю Y

| Manual operation | | Table editing | | | | |
|------------------|---------|-----------------------|--------|---------|---------|----|
| | | Axis-Z [mm] | | | | |
| File: | | plc:\table\axis_z.com | | Line: 0 | | >> |
| NR | AXISPOS | BACKLASH | Axis-X | Axis-Y | Axis-Z | M |
| 0 | +55 | | | | -0.12 | |
| 1 | +50 | | | | | |
| 2 | +45 | | | | +0 | |
| 3 | +40 | | | | +0.023 | |
| 4 | +35 | | | | | |
| 5 | +30 | | | | +0.12 | |
| 6 | +25 | | | | +0.128 | |
| 7 | +20 | | | | | |
| 8 | +15 | | | | +0.049 | |
| 9 | +10 | | | | | |
| 10 | +5 | | | | +0.009 | |
| 11 | +0 | | | | | |
| 12 | -5 | | | | | |
| 13 | -10 | | | | | |
| 14 | -15 | | | | +0 | |
| 15 | -20 | | | | | |
| 16 | -25 | | | | -0.0065 | |
| 17 | -30 | | | | -0.01 | |
| 18 | -35 | | | | | |
| 19 | -40 | | | | -0.0153 | |
| 20 | -45 | | | | -0.019 | |
| 21 | -50 | | | | -0.0211 | |
| 22 | -55 | | | | -0.0213 | |
| 23 | -60 | | | | -0.022 | |
| 24 | -65 | | | | -0.0212 | |
| 25 | -70 | | | | -0.0187 | |
| 26 | -75 | | | | -0.0164 | |

Рисунок 5.50 – Програмне відображення компенсації похибки прогинання за віссю Z

Нелінійна компенсація помилок осі підтримує одну групу значень компенсації кожна для позитивного і негативного напрямку ходу.

На наступному рисунку показаний графік помилки прогинання осі по осі Z у вигляді функції $Y (Z = f(Y))$:

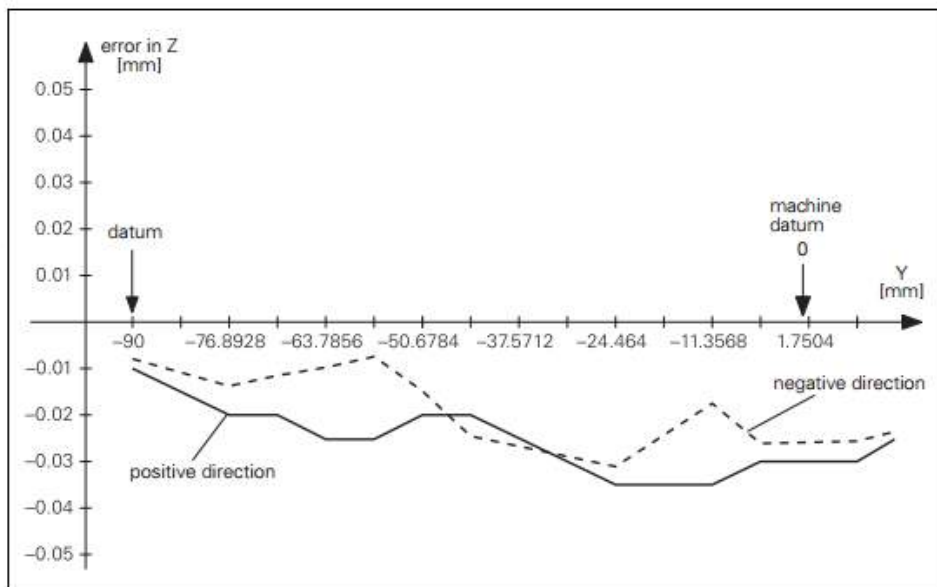


Рисунок 5.51 – Графік залежності нелінійної похибки від значень вимірювань датчика за віссю Z

Пропонується адаптивна система керування, що дозволяє компенсувати пружні деформації всіх елементів технологічної системи, які виникають під дією сил різання, а також теплові деформації, викликані зміною температури після початку процесу оброблення. Незважаючи на велику кількість розробок у цій сфері, що розглядається, система вигідно відрізняється тим, що дозволяє вимірювати і враховувати деформації заготовки, у тому числі великогабаритної, що особливо важливо при обробленні нежорстких заготовок на важких верстатах [93; 96], де для досягнення точності доводиться жертвувати продуктивністю.

Як відомо, елементи технологічної системи, що володіють кінцевою жорсткістю, створюють ефект копіювання похибок форми заготовки на готовий виріб. Похибки форми заготовки створюють зміни припуску, що тягне за собою зміни сили різання, які у свою чергу викликають змінні деформації елементів

технологічної системи, тобто відхилення взаємного положення заготовки та інструменту від заданого. У результаті похибки форми заготовки майже пропорційно копіюються на оброблений виріб. Очевидно, що для зменшення ефекту копіювання необхідно підвищувати жорсткість технологічної системи, що і реалізується на практиці. Але змінювати жорсткість заготовки, яка також є елементом технологічної системи, у більшості випадків можливості немає, тобто підвищення жорсткості вузлів верстата, призначеного для оброблення нежорстких заготовок, не дасть позитивного ефекту.

Ще однією значною перешкодою для досягнення високої точності форми виробу є зовнішні силові впливи, наприклад вібрація від дисбалансу заготовки, від механізмів верстата або поруч є обладнання, а також теплові деформації заготовки, інструменту та вузлів верстата, викликані тепловиділенням у зоні різання, яке створює нерівномірне, мінливе у часі температурне поле технологічної системи.

Зазначені проблеми особливо гостро зазначені при розробленні та експлуатації важких верстатів для оброблення тіл обертання, що представляють собою довгі нежорсткі або порожнисті вали, а також тонкі диски.

Розроблення структури системи адаптивного керування для вирішення завдань подібного роду не є проблемою, тут цілком достатньо простої стабілізівної системи, що підтримує задане взаємне положення інструмента і заготовки. Складність полягає у розробленні способу отримання інформації про миттєве взаємне розташування інструмента та заготовки, а також у створенні приводу, що швидко діє, для внесення поправки.

Пропонована система є одним з рішень задачі отримання інформації про поточні параметри процесу оброблення. Розглянемо її роботу на прикладі токарного оброблення. Для реалізації системи адаптивного керування при точінні циліндричного вала необхідно вимірювати поточне значення оброблюваного діаметра, потім, порівнюючи його з заданим значенням, вносити відповідну поправку в налаштування технологічної системи.

Сучасні системи ЧПК дозволяють компенсувати температурні відхилення із врахуванням довжини ходових гвинтів, рейок у процесі оброблення, але для

врахування геометрії та температурних компенсацій несучої системи це поки що не реалізовано. Наприклад, при температурній деформації станини відхилення не відстежується і компенсації не відбувається, що відображається на геометрії виробу і як наслідок на точності оброблення. Це має особливе значення при обробленні на важких токарних верстатах, враховуючи габарити верстатів і виробів.

У роботі запропоновано методикау компенсації геометричних відхилень несучої системи з урахуванням температурних деформацій. Принцип дії полягає у такому: вимірювання відхилень деталі від еталону у процесі оброблення і врахування у системі ЧПК для коригування програми оброблення.

Методи вимірювання відхилень, що існують: лазерний інтерферометр, вимірювання по струні, обкатний ролик. Недоліками лазерного інтерферометра, використання якого знайшло відображення у роботі [49], є складність отримання великої кількості фазових кроків, зниження інтенсивності лазерного випромінювання після проходження різних ділянок. При використанні вимірювання по струні стикаємось із рядом проблем, таких як похибки, що виникають у результаті неточності форми деталей верстатів, що використовуються у якості бази відліку. Зношення щупів за умови обертальної швидкості різання при обробленні на токарних верстатах ускладнюють використання обкатного ролика для нашого випадку. Запропоновано використовувати для вимірювання відхилень при обробленні на важких токарних верстатах як реалізацію методу активного контролю скобу з безконтактними пластинами (рис. 5.52), одна з яких нерухома, а інша із можливістю переміщення у залежності від змін відхилень діаметра та підпружинена.

Відсутність тертя між виробом і пластинами забезпечується за рахунок повітряного шару, який забезпечується компресором з обох боків по діаметру і двох ємнісних датчиків, відхилення яких підсумовується з відхиленням вимірювальної лінійки і враховується у програмі ЧПК (рис. 5.54).

$$V_{\text{прив.под.}} = (X_{\text{зад}} - X_{\text{факт}} - \Delta)K_{\text{проп}} + V_{\text{зад}}K_{\text{пред}} \quad (5.4)$$

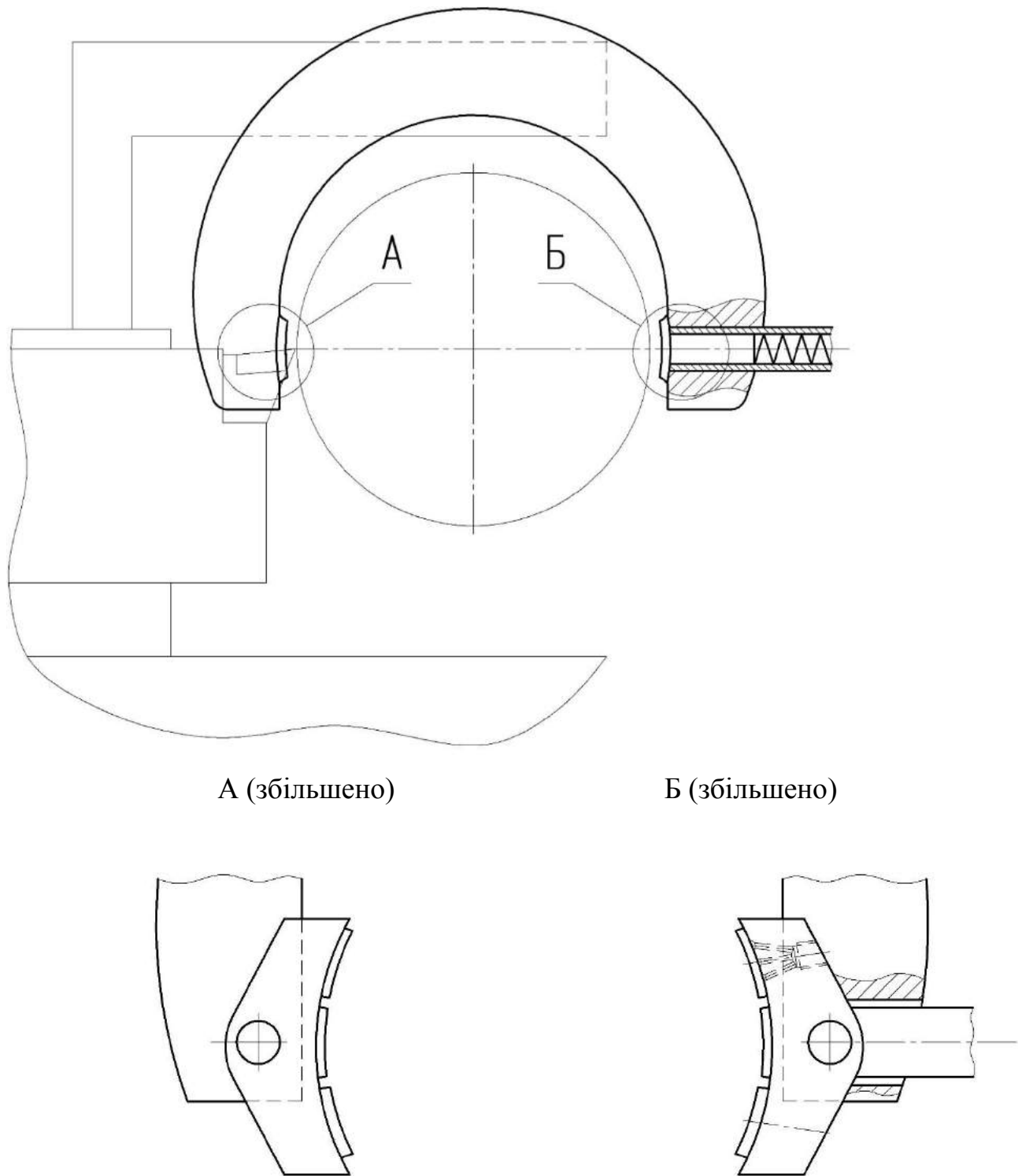


Рисунок 5.52 – Пропонована схема реалізації методу активного контролю

У цьому методі вирішується проблема вимірювань безконтактними датчиками – видалення стружки та змащувально-охолоджувальної рідини, за рахунок повітряного шару вони видаляються із зони вимірювання. Використання

ємнісного датчика (рис. 5.53) обґрунтовано відсутністю чутливості до характеристик матеріалу, для великогабаритних деталей це має особливе значення.

Вхідний сигнал $f_{\text{вх}}$ частотою 50 Гц подається від генератора G на через мостову схему на синхронні вимикачі (враховується знак \pm), якими відсікається нижня напівхвиля. Опір резисторів згладжує напівхвилі, тим самим утворюючи постійну напругу. Далі через підсилювач постійного струму сигнал передається на АЦП контролера.

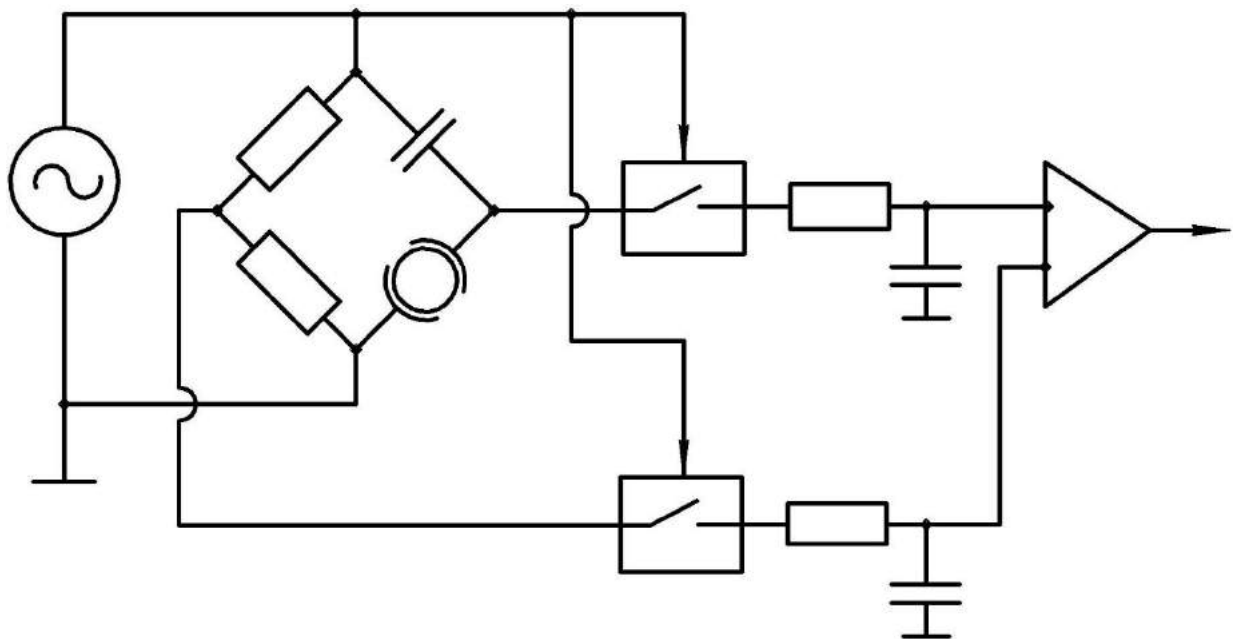


Рисунок 5.53 – Схема перетворення сигналу ємнісного датчика

$$U = \frac{I}{X_c} \quad X_c = \frac{1}{\omega c}. \quad (5.5)$$

$$I = \frac{U_{\text{ген}}}{X_{c_{\text{обр}}} + X_{c_{\text{датч}}}}. \quad (5.6)$$

Ємність конденсатора

$$C = \varepsilon \varepsilon_0 \frac{S}{d}. \quad (5.7)$$

$$\frac{1}{C_{\text{обм}}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}. \quad (5.8)$$

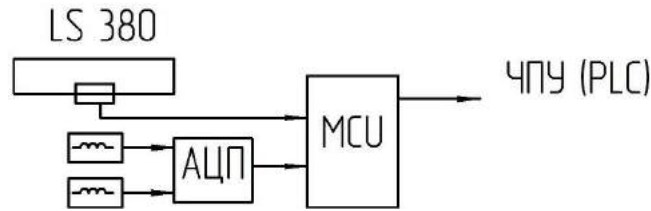


Рисунок 5.54 – Схема подачі сигналу із зчитувальних засобів для коригування програми ЧПК

Висновки до розділу 5

1 Проведений аналіз впливів окремих параметрів на податливість несучої системи важкого токарного верстата дозволив встановити оптимальну з точки зору жорсткості, ваги, форми і конструкції компоновку станини важкого токарного верстата.

2 Раціональні області застосування литих і зварних базових деталей у важких верстатах визначаються залежно від їх маси, обсягу виробництва, трудомісткості виготовлення.

3 Розроблено конструкцію станини важкого токарного верстата підвищеної точності вантажопідйомністю 100 т з можливістю оброблення деталей довжиною до 12,5 м і діаметром оброблення 2,5 м при максимальних силах різання, що дорівнюють 200 кН. Проведено статичний аналіз компонентів, що зазнають критичні навантаження з метою отримання даних про переміщення компонентів та їх напружені та деформовані стани. Деформації станини супортів і виробів при граничних робочих навантаженнях представлені в діапазоні від 29 мкм до 83 мкм. У результаті виробничих випробувань виявлено співпадіння результатів математичного моделювання з натурними випробуваннями і складає воно 6–25%.

4 У роботі запропоновано адаптивну систему керування відхиленнями виробу з урахуванням геометричних відхилень несучої системи та температурних деформацій.

ВИСНОВКИ

У роботі вирішено актуальне науково-технічне завдання підвищення точності та продуктивності важких токарних верстатів за рахунок забезпечення жорсткості та керування параметрами несучої системи при мінімально можливій масі.

1 Основний вплив на точність оброблення на важких токарних верстатах надають похибки внаслідок силових і температурних деформацій станин і значних мас рухомих вузлів, які призводять до значного зниження жорсткості несучих систем, що, у свою чергу, багато у чому визначає точність оброблення великогабаритних деталей.

2 Для підвищення точності важких токарних верстатів моделювання несучої системи необхідно проводити при комплексному обліку характеру навантаження у заданому діапазоні сил і температур. Подальше підвищення точності можливо із застосуванням адаптивних елементів з корекцією початкової геометричної інформації програми керування на основі вимірювання поточних факторів оброблення.

3 Створені методи керування точністю важкого верстата зі зворотними зв'язками: методом вимірювання похибок деталі; за рахунок моделювання деформації деталі; за рахунок моделювання похибок технологічної системи; із застосуванням адаптивної комплексної системи. Розроблено математичні моделі великогабаритних несучих систем з урахуванням граничних силових, температурних навантажень. Проведено натурні випробування поведінки великогабаритних станин. Відхилення цих теорій і експерименту не перевищують 15–20 %.

4 Трудомісткість механічного оброблення зварних станин на 50–60 % менше у порівнянні з литими, як і металоємність, відсоткова частка якої у зварних на 30–40 % менше, ніж у литих. Поряд із цим демпфувальна здатність чавунних литих станин у 2–4 рази вище, також економічно доцільніше їх виготовлення в умовах серійного виробництва, тоді як доцільність виготовлення зварної сталеві станини виправдовує себе в умовах одиничного виробництва. Основною умовою

як для виготовлення чавунних, так і для виготовлення зварних станин важких верстатів є виготовлення двох різних станин окремо для супорта і для виробу, оскільки станина супорта зазнає більших деформацій у процесі оброблення, виготовлена окремо станина виробу практично не змінює первинних розмірів. При виготовленні станини цільної конструкції з 4 полиць неминуча деформація обох станин.

5 Проведені випробування станин литої і зварної конструкції показали, що зварна станина піддається меншим деформаціям при розтискуванні полиць «у розпір» у 3,25 разу, ніж лита. Зварна станина має більш високу жорсткість, тому зазнає деформації у 1,4 разу менші, ніж лита станина при одній силі навантаження. При вигинанні двома середніми башмаками виявлено, що під полицею задньої бабки прогинання станини відбувається у незначних межах, а прогинання секції зварної станини під супорт на 40 % менше у порівнянні із прогинанням секції станини литої конструкції. Станина зварної конструкції при вигинанні її одним і двома башмаками зазнає деформації у 1,7 і 2,7 разу менші, відповідно, ніж станина литої конструкції. Проаналізовано питому крутну податливість тотожних за формою литої та зварної станин. Виявлено, що жорсткість на кручення зварної станини у 3–3,5 разу вище, що позитивно впливає на продуктивність різання і точність оброблення.

6 Удосконалено методи проектування несучих систем важких токарних верстатів з урахуванням характеристик навантаження, прогнозованих пружних і теплових деформацій, які забезпечують мінімальні відхилення формотвірних поверхонь. Розроблено рекомендації з проектування несучих систем важкого верстатного обладнання з ЧПК підвищеної точності.

7 Запропоновано схеми і конструкції адаптивних елементів керування геометричною точністю технологічних систем. Удосконалено способи адаптивного керування точністю за відхиленнями елементів несучої системи і похибок готової деталі.

8 Розроблено конструкцію станини важкого токарного верстата підвищеної точності вантажопідйомністю 100 т з можливістю оброблення деталей довжиною до 12,5 м і діаметром оброблення 2,5 м при максимальних силах різання, що

дорівнюють 200 кН. Проведено статичний аналіз компонентів, що зазнають критичні навантаження з метою отримання даних про переміщення компонентів і їх напружені і деформовані стани. Деформації станини супортів і виробів при граничних робочих навантаженнях представлені у діапазоні від 29 мкм до 83 мкм. У результаті виробничих випробувань виявлено збіг результатів математичного моделювання з натурними випробуваннями, що складає 6–25 %. Верстат забезпечує радіальне і торцеве биття 0,02 мм, некруглість і нециліндричність у межах 0,002–0,02 мм.

9 Результати роботи впроваджені на ПрАТ «Краматорський завод важкого верстатобудування» при виготовленні гами важких токарних верстатів підвищеної точності з економічним ефектом у розрахунку на 1 верстат – 84 тис. грн.

Результати роботи впроваджені при реконструкції важких токарних верстатів на ТОВ «Важстанкосервіс» з економічним ефектом 31 тис. грн. на 1 важкий токарний верстат.

Результати використовуються у навчальному процесі у ДДМА.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Адаптивное управление станками / под ред. Б. С. Балакшина: М. : Машиностроение, 1973. – С. 688.
2. Алферов В. И. Расчет допустимых пределов изменения температуры воздуха в термостатированных помещениях. *Станки и инструмент*. 1992. № 10. С. 6–7.
3. Алямовский А. А. SolidWorks / CosmosWorks / Инженерный анализ методом конечных элементов М. : ДМК Пресс, 2004. 432 с.
4. Атапин В. Г. Оценка параметров несущих конструкций тяжелого многоцелевого станка на этапе проектирования. *Вестник машиностроения*. 2000. С. 61–64.
5. Атапин В. Г. Проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков с учетом точности, производительности, массы. *Вестник машиностроения*. 2001. № 2. С. 3–6.
6. Атапин В. Г. Расчетное проектирование базовых деталей тяжелых поворотных-подвижных столов. *Вестник машиностроения*. 1997. № 6. С. 29–32.
7. Атапин В. Г., Порватова Н. Г. Расчет жесткости базовых деталей тяжелых столов при неравномерно распределенной нагрузке. *Вестник машиностроения*. 2000. № 7. С. 10–12.
8. Бабин О. Ф., Ковалев В. Д. Тяжелые станки – перспективы развития. *Мир техники и технологий*. 2007. № 2. С. 21–25.
9. Бабин О. Ф., Ковалёв В. Д., Яцкив И. П., Коваленко И. С. Особенности ремонта и модернизации тяжелых станков. *Надежность инструмента и оптимизация технологических систем: сборник научных трудов*. Краматорск – Киев, 2008. Вып. №23. С. 138–141.
10. Базров Б. М. Причины образования погрешностей обработки деталей. Адаптивное управление станками. М. : Машиностроение, 1977. С. 3–6.
11. Базров Б. М. Определение технологических возможностей станка. *Вестник машиностроения*. 2007. № 3. С. 31.
12. Базров Б. М. Технологические основы проектирования самонастраивающихся станков. М. : Машиностроение, 1978. 216 с.
13. Бушуев В. В. Жесткость станков. *СТИН*. 1996. № 8; 9. С. 17–20; 26–32.

14. Бушуев В. В. Компенсация упругих деформаций в станках. *Станки и инструмент*. 1991. № 3. С. 42–46.
15. Бушуев В. В. Мехатронные системы в станках. *СТИН*. 1998. № 10. С. 22–29.
16. Видманов Ю. И., Галицков С. Я., Лысов В. Е. Динамика несущих систем станков (станин) при компенсации их силовых деформаций. *Алгоритмизация и автоматизация технологических процессов и промышленных установок*. Куйбышев, 1974. С. 59–66.
17. Воронцов А. П., Степанов В. И. Математическая модель образования погрешности обработки от действия термоупругих деформаций. Повышение устойчивости и динамического качества металлорежущих станков. Куйбышев, КПТИ, 1979. С. 108–114.
18. Врагов Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. М. : Машиностроение, 1978. 208 с.
19. Горшков Б. М. Составная станина прецизионного станка как объект управления. *Наука Производству*. 2003. № 11. С. 23–25.
20. Горшков Б. М. Экспериментальное исследование влияния силовых деформаций составной станины прецизионного станка на точность обработки *Металлообработка*. 2003. № 4 (16). С. 2–3.
21. ГОСТ 22267–76. Станки металлорежущие схемы и способы измерений геометрических параметров. Москва, 1988.
22. Громадка Т. В., Лей Ч. Комплексный метод граничных элементов в инженерных задачах. М. : Мир, 1990. 304 с.
23. Гусев А. А. Адаптивные устройства сборочных машин. М. : Машиностроение, 1979. 208 с.
24. Дащенко А. Ф., Лазарева Д. В., Сурьянинов Н. Г. ANSYS в задачах инженерной механики. Одесса:Астропринт, 2007. 486с.
25. Дергачев Г. В., Горшков Б. М. Экспериментальное исследование динамики процесса компенсации силовых деформаций составных станин. *Динамика станков*: тез. докл. 1-й Всесоюз. науч.-техн. конф. Куйбышев, 1980. С. 85–87.
26. Детали и механизмы металлорежущих станков / под общ. ред. Д. Н. Решетова и др. М. : Машиностроение, 1972. Т.1. 664 с.

27. Залого В. О., Нагорный В. В. Исследование колебаний токарного станка. Часть 1. Исследование закономерностей изменения динамики обрабатываемой системы в зависимости от состояния режущего инструмента. *Вісник Сумського державного університету. Технічні науки*. 2013. № 1. С. 125–136. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VSU_tekh_2013_1_19.

28. Каганов В. С., Чукарин А. Н., Большенко В. П. Математическое моделирование несущей системы станков. *СТИН*. 2003. № 3. С. 6–10.

29. Каминская В. В. Жесткость несущих систем. В кн. Детали и механизмы металлорежущих станков. М. : Машиностроение, 1972. Т. 1. С. 459–563.

30. Каминская В. В. Приближенный расчет несущих систем станков, находящихся под действием стационарных возмущений. *Станки и инструмент*. 1969. № 6. С. 11–14.

31. Каминская В. В., Левина З. М., Решетов Д. Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков (расчет и конструирование). М. : Машгиз, 1961. 363 с.

32. Каминская В. В., Решетов Д. Н. Фундаменты и установка металлорежущих станков. М. : Машиностроение, 1975. 208 с.

33. Клименко Г. П., Равская Н. С., Андронов А. Ю. Повышение надежности технологической системы при механообработке труднообрабатываемых материалов на тяжелых токарных станках. *Вестник двигателестроения*. 2009. Вып. № 2 (21). С. 116–119.

34. Ковалев В. Д., Куриленко Я. С. Система управления точностью тяжелых станков с ЧПК на основе динамической коррекции траекторий формообразующих движений. *Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: матеріали п'ятої Міжнародної науково-технічної конференції 4–7 червня 2007 року*. Краматорськ, 2007. С. 61–62.

35. Ковалев В. Д., Бабин О. Ф., Мельник М. С. Адаптивные системы управления точностью тяжелых токарных станков. *Надійність інструменту та сучасні технологічні системи: матеріали дев'ятої Міжнародної науково-технічної конференції*. Краматорск, 2002. С. 21

36. Ковалев В. Д., Бабин О. Ф., Мельник М. С. Адаптивное управление точностью тяжелых токарных станков. *Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении*. Запорожье, 2001. Вып. 2. С. 108–110.

37. Ковалёв В. Д., Куриленко Я. С. Пути повышения точности тяжелых станков с ЧПК. *Надежность инструмента и оптимизация технологических систем*: сборник научных трудов. Краматорск – Киев, 2006. Вып. № 20. С. 98–102.
38. Колев Н. С., Красниченко Л. В., Никулин Н. С. *Металлорежущие станки* : учеб. пособие для вузов. М. : Машиностроение, 1980. 500 с.
39. Корсаков В. С. Точность механической обработки. М. : Машгиз, 1961. 379 с.
40. Косов М. Г., Кутин А. А., Саакян Р. В., Червяков Л. М. Моделирование точности при проектировании технологических машин. М. : МГТУ «СТАНКИН», 1997. 104 с.
41. Кудинов А. В. Деформации несущих систем станков и их реалистическое моделирование. *СТИН*. 2001. № 10. С. 3–7.
42. Кудинов В. А., Хлебалов Е. В., Курдгелия Э. А. Определение динамических характеристик упругой системы станка с целью прогнозирования его точности и надежности. *Труды ЭНИМС*. М., 1979.
43. Кузнецов Ю. М., Редько Р. Г., Самойленко О. В., Мачуга Р. І., Вачев А. А., Тхієн Л. Н. Прогресивні методи механічної обробки деталей на верстатах. *Технічні науки: вісн. Житомир. інж.-технол. ін-ту*. 1999. № 10. С. 28–30.
44. Луців І. В., Кушик В. Г., Буховець В. М. Конструкторсько-технологічне забезпечення якості обробки циліндричних нежорстких деталей на токарних автоматизованих верстатах. *Актуальні задачі сучасних технологій*: зб. тез доповідей IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів, 25–26 листопада 2015 р. Тернопіль, 2015. Т. 1. С. 166.
45. Луців І., Лещук Р. Динамічні характеристики підсистем верстатного оснащення адаптивного типу. *Вісник ТДТУ*. 2009. Т. 14. № 4. С. 99–107.
46. Маталин А. А. *Технология механической обработки*. Ленинград : Машиностроение, 1977. 460 с.
47. Мелехов Р. К., Грицай І. Є. Сучасні металорізальні верстати з ЧПК та інструментальні системи : навч. посіб. з дисципліни «Верстати з ЧПК та верстатні комплекси. Львів : Бескид БІТ, 2004. 248 с.
48. Мельник М. С. Підвищення точності важких верстатів на основі керування параметрами формоутворюючої системи : дис... канд. техн. наук:

05.03.01 / Державний вищий навчальний заклад «Донецький національний технічний ун-т». Донецьк, 2009.

49. Методика испытаний станков в производственных условиях, определение исходных данных для расчета несущих систем станков на основе обработки результатов производственных испытаний станков методами статистической динамики. М. : ЭНИМС, 1977. 26 с.

50. Норри Д. Ж. де Фриз Введение в метод конечных элементов / пер. с английского Демидова Г. В., Урванцева А. Л. М. : Мир, 1981.

51. Основы теории резания материалов : учебник / Петрович М. Н. и др. ; под общ. ред. Н.П. Мазура и А. И. Грабченко. 2-е изд., перераб. и доп. Харьков : НТУ «ХПИ», 2013. 534 с.

52. Петраков Ю. В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням : навч. посіб. Київ : УкрНДІАТ, 2003. 383 с.

53. Петраков Ю. В. Урахування динамічних характеристик формоутворюючих рухів при проектуванні програми управління для верстатів з ЧПК. *Вісник ЖДТУ*. Житомир, 2007. Вип. 5. Т. 2. С. 142–150.

54. Портман В. Т. Суммирование погрешностей при аналитическом расчёте точности станка. *Станки и инструмент*. 1980. № 1. С. 21–27.

55. Портман В. Т., Генин Д. В., Халдей М. Б. Исследование точности положения подвижных узлов на направляющих. *СТИН*. 1993. № 2. С. 5–9.

56. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем : справочник-учебник в 3 т. Т. 3: Проектирование станочных систем / под общей ред. А. С. Проникова. М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана; МГТУ «Станкин», 2000. 584 с.

57. Проников А. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М. : Высшая школа, 1967. 431 с.

58. Проников А. С. Программный метод испытания металлорежущих станков. М. : Машиностроение, 1985. 288 с.

59. Проников А. С., Дальский А. М. Надежность металлорежущих станков. М : Моск. рабочий, 1962. 167 с.

60. Пуш А. В. Особенности статического моделирования выходных характеристик станков. *СТИН*. 1995. № Ю. С. 18–22.

61. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков. М. : Машиностроение, 1977. 390 с.
62. Решетов Д. Н. Детали и механизмы металлорежущих станков / под ред. Д. Н. Решетова. М. : Машиностроение, 1972. Т. 1. 664 с.
63. Решетов Д. Н. Детали и механизмы металлорежущих станков. / под ред. Д. Н. Решетова. М. : Машиностроение, 1972. Т. 2. 520 с.
64. Решетов Д. Н., Портман В. Т. Точность металлорежущих станков. М. : Машиностроение, 1984. 256 с.
65. Родин П. Р. Металлорежущие инструменты. К. : Вища школа, 1974. 400 с.
66. Самоподнастраивающиеся станки, под ред. Б.С. Балакшина. изд. III. М. : «Машиностроение», 1970. 416с
67. Северилов В. С. Полонський Л. Г. Клименко С. А. Теоретичні основи технології механічної обробки : навч. посібн. Житомир: ЖІТІ, 2002.– 272 с.
68. Серегин А. А. Математическая модель точности станка с учетом колебаний его рабочих органов. *СТИН*. 2007. № 4. С. 5.
69. Соломенцев Ю. М., Косов М. Г., Митрофанов В. Г. Моделирование точности при проектировании процессов механической обработки. Обзор. М. : НИИМАШ, 1984. 56 с.
70. Соломенцев Ю. М., Митрофанов В. Г., Протопович С. П. Адаптивное управление технологическими процессами. М. : Машиностроение, 1979. 536 с.
71. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М. : Машиностроение, 1981. 186 с.
72. Спосіб підвищення точності обробки на металорізальних верстатах : пат. 61344А Україна. МПК В23Q33/00. № 2003010086; заявл. 03.01.2003; опубл. 17.11.2003, бюл. № 11.
73. Струтинський В. Б., Чуприна В. М., Юрчишин О. Я. Підвищення точності металорізальних верстатів на основі чисельних розрахунків еліпсоїдів жорсткості. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Технології в машинобудуванні*. 2015. № 40. С. 78–84.
74. Струтинський В. Б., Дрозденко В. М. Динамічні процеси в металорізальних верстатах : монографія. Київ : Основа–Принт, 2010. 440с.

75. Султан-заде Н. М. Надежность и производительность автоматических станочных систем. М. : ВЗМИ, 1982. 79 с.
76. Сысоев Ю. С., Маневич В. В. Установка крупногабаритных заготовок при их механической обработке. *Вестник машиностроения*. 1998. № 6. С.14–20.
77. Трофимов Ю. В., Трофимов В. Т. Анализ динамических характеристик металлорежущих станков. *Инновационные технологии и оборудование машиностроительного комплекса: межвузовский сборник научных трудов*. Воронеж, 2005. Вып. 3. С. 96–103.
78. Трошенский С. П. Расчеты точности обработки на металлорежущих станках. М. : Машиностроение, 1964. 202 с.
79. Тугенгольд А. К. Система управления станком, обеспечивающая повышенную точность обработки. *СТИН*. 1999. № 8. С. 21–26.
80. Универсальные станки для крупногабаритных деталей. *DIMA (Die Machine)*. Германия, 2007. № 7. Vol. 61. С. 22–23.
81. Установка металлорежущих станков : методические рекомендации. М. : ВНИИТЭМР, 1985. 36 с.
82. Устройство компенсации погрешностей перемещений узлов станка: а. с. 1377579 СССР / Равва Ж. С., Морговский Ю. Я., Каминский В. А. (СССР). 1988. Б. И. № 8.
83. Чернянский П. М., Распопова Н. П. Силовые смещения и жесткость технологической системы. *СТИН*. 1998. № 12. С. 13–17.
84. Шустер В. Г. Система оценок точности обработанной поверхности как характеристика выходной точности станка. *Станки и инструмент*. 1985. № 11. С. 12–16.
85. Электромеханические системы управления тяжелыми металлорежущими станками / Демидов С. В. и др. Машиностроение, 1986. 236 с.
86. Юркевич В. В. Система прогнозирования точности токарных станков. *Вестник машиностроения*. 2001. № 8. С. 25.
87. Ягудин М. Л. Технология производства двигателей внутреннего сгорания. М. : Машиностроение, 1967.
88. Токарный станок Deko 8sp. Drehtechnik trifft Speichertechnik. *Masch. und Werkzeug*. 2006. № 9. С. 152–153.

89. Afsharizand B., Zhang X., Newman S. T., Nassehi A. Determination of Machinability Considering Degradation of Accuracy Over Machine Tool Life Cycle. *Procedia CIRP*. 2014. 17. Pp.760–765.

90. Berselli G., Gadaleta M., Genovesi A., Pellicciari M., Peruzzini M., Razzoli R. Engineering methods and tools enabling reconfigurable and adaptive robotic deburring. *Advances on mechanics, design engineering and manufacturing: lecture notes in mechanical engineering*. 2017. C. 655–664. DOI: 10.1007/978-3-319-45781-9_66.

91. Cai L., Tian Y., Liu Z., Cheng Q., Xu J., Ning Y. Application of cloud computing to simulation of a heavy-duty machine tool. *International journal of advanced manufacturing technology*, APR 2016. T. 84. Вып. 1–4. С. 291–303. DOI: 10.1007/s00170-015-7916-2

92. Chen Y.-L., Niu Z. Y., Matsuura D., Lee J. C., Shimizu Y., Gao W., Oh J.S., Park C. H. Implementation and verification of a four-probe motion error measurement system for a large-scale roll lathe used in hybrid manufacturing. *Measurement science and technology*, OCT 2017. T. 28. Вып. 10. DOI: 10.1088/1361-6501/aa7d33.

93. Finite difference method-based calculation of gravity deformation curve for the large-span beam of heavy-duty vertical lathe / Han ZY et al. *Advances in mechanical engineering*, APR 2016. T. 8. Вып. 4. Номер статьи: 1687814016646072 DOI:10.1177/1687814016646072.

94. Ge L., Zhang Y., Chen B. Study of CCD vision-based monitoring system for NC lathes. *Measurement*, SEP 2018. T. 125. С. 680–686. DOI: 10.1016/j.measurement.2018.05.016.

95. Ghaffari A. Mohammadiasl E. How to prevent undesired oscillation in NC rotary table. *Journal of vibration and control*, DEC 2017. T. 23. Вып. 20. С. 3490–3503. DOI: 10.1177/1077546315593026.

96. Hai Li, Yingguang Li, Wei Wang, Feature Based Machine Tool Accuracy Analysis Method. *PROCEDIA CIRP*, 2015. 27. Pp. 216–222.

97. Kleinhans Gerhard, Kuhr Lothar. Станина металлорежущего станка. Maschinengestell fur eine Werkzeugmaschine. Заявка 102005003055 Германия, МПК В23 Q1/ 01.Waldrich Siegen Werkzeugmaschine GmbH/ N 102005003055.6; заявл. 22.01.2005; опубл. 27.07.2006.

98. Kovalev V. Vasilchenko Y., Dašić P. Development of the integral complex of optimal control of heavy machine tools adaptive technological system for wind-power engineering parts. *Procedia Technology*, 2015. 19. Pp.145–152.

99. Kovalev V. D.; Vasilchenko Y. V., Dašić P. Adaptive optimal control of a heavy lathe operation. *Journal of Mechanics Engineering and Automation (JMEA)*, April 2014. Vol. 4. Issue 4. Pp. 269–275.

100. Lehrich K., Wasik M., Kosmol J. Identifying the causes of deterioration in the surface finish of a workpiece machined on a rail wheel lathe. *Maintenance and reliability*. 2018.Т. 20. Вып. 3. С. 352–358. DOI: 10.17531/ein.2018.3.2

101. Lutsiv I., Voloshyn V., Buhovets V. Definition of component elements position errors of integrated self-adjusting equipment for turning// *Technological Complexes*. 2016. №1 (13). Pp.98–105.

102. Mao X., Yan R., Cai H., Li B., Luo B., He S. A complete methodology for identifying dynamics of heavy machine tool through operational modal analysis. *Proceedings of the institution of mechanical engineers: journal of engineering manufacture*. Part B. AUG 2016. T. 230. Вып. 8. С. 1406–1416. DOI: 10.1177/0954405416629105.

103. Methods to Increase the Rigidity of the C-frame of a Press / Dan I. et al. *Innovative manufacturing engineering. Applied Mechanics and Materials*. 2013. T. 371. C. 183–371. DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.

104. Modeling and analysis of the crossfeed servo system of a heavy-duty lathe with friction / Liu L. L. et al. *Mechanics based design of structures and machines*. 2013. T. 41. Вып. 1. С. 1–20. DOI:10.1080/15397734.2012.675873.

105. Optimal parameters analysis of dynamical vibration absorption lathe tool with large length to diameter ratio / Qin B. et al. *Applied Mechanics and Materials*. 2012. Pp.121–126; 2146–2150. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.121–126.2146

106. Orra K., Choudhury SK. Development of flank wear model of cutting tool by using adaptive feedback linear control system on machining AISI D2 steel and AISI 4340 steel. *Mechanical systems and signal processing*, DEC 15, 2016. T. 81. C. 475–492. DOI: 10.1016/j.ymssp.2016.03.011.

107. Peng W., Li Y.-F., Mi J., Yu L., Huang H.-Z. A bayesian bivariate degradation analysis method for reliability analysis of heavy duty machine tools. *Proceedings of the ASME international mechanical engineering congress and*

exposition, 2015. Vol. 14. Групповые авторы книг: ASME Номер статьи: V014T08A010–1.

108. Precision evaluation of surface form error of a large-scale roll workpiece on a drum roll lathe (2014) / Lee J. et al. *Precision Engineering*. 38 (4). Pp. 839–848.

109. Preventing chatter vibrations in heavy-duty turning operations in large horizontal lathes / Urbikain G. et al. *JOURNAL OF SOUND AND VIBRATION*, MAR 31, 2015. T. 340. C. 317–330. DOI: 10.1016/j.jsv.2014.12.002.

110. Rahman M., Mansur M. A., Chua K. H., Evaluation of a Lathe with Ferrocement Bed. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*. 1993. 42 (1). Pp. 437–440.

111. Solution of Slope of a Frame Based on Simple Support Beam Coming from Method of Changing to Rigidity by Step Combined with Conversion Method / Yu XJ et al. *Engineering solutions for manufacturing processes, PTS 1–3. Advanced Materials Research*. 2013. T. 655–657. C. 1889–1892. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.

112. Urbikain G., Campa F.–J., Zulaika J.–J., López de Lacalle L.–N., Alonso M.–A., Collado V. Preventing chatter vibrations in heavy-duty turning operations in large horizontal lathes. *Journal of Sound and Vibration*, 2015. P. 340; 317–330.

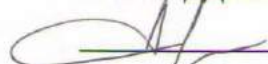
113. Vasilevich Y. V., Dounar S. S. Finite Element Analysis of Centreless-Lunette Turning of Heavy Shaft. *SCIENCE & TECHNIQUE*. 2017. T.16. Вып. 3. C. 196–205. DOI: 10.21122/2227–1031–2017–16–3–196–205.

114. Wavelet Neural Network Observer Based Adaptive Tracking Control for Two Degree of Freedom Piezo – Electric Actuated Nonlinear Metal Cutting Process Using Reinforcement Learning / Sharma M. et al. Koh SCL – *INTERNATIONAL CONFERENCE ON MODELLING OPTIMIZATION AND COMPUTING. Procedia Engineering*. 2012. T. 38. C. 1011–1023 DOI: 10.1016/j.proeng.2012.06.127.

115. Yun W. S., Kim S. K., Cho D. C. Thermal error analysis for a CNC lathe feed drive system. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 1999. 39 (7). Pp.1087–1101.

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи та зв'язків
зв'язків ДДМА д.т.н., проф. Алієв Г.С.
«18» грудня 2019 р.

АКТ

використання в навчальному процесі результатів розробок дисертаційної роботи "Підвищення точності обробки великогабаритних нежорстких деталей за рахунок адаптивного керування формоутворюючими рухами верстатів", виконаної асистентом кафедри "Металорізальні верстати та інструменти" Донбаської державної машинобудівної академії Антоненко Яною Сергіївною.

Ми, що нижче підписалися, д. т. н., професор кафедри "Металорізальні верстати та інструменти" ДДМА Клименко Галина Петрівна, к. т. н., доцент кафедри "Металорізальні верстати та інструменти" Іванов Іван Миколайович, склали даний акт про використання в навчальному процесі в курсах "Системи керування верстатами і гнучкими виробництвами", "Мехатроніка", "Дослідження і випробування верстатів" та "Конструювання і розрахунок верстатів та верстатних комплексів", результатів дисертаційної роботи "Підвищення точності обробки великогабаритних нежорстких деталей за рахунок адаптивного керування формоутворюючими рухами верстатів", а саме:

– в курсі "Системи керування верстатами і гнучкими виробництвами" для спеціалістів за спеціальністю 7.090203 "Металорізальні верстати та системи" розділ "Адаптивне керування процесом обробки" – методика побудови та розрахунку адаптивних систем керування з використанням декількох інформативних параметрів технологічної системи;

– в курсі "Мехатроніка" для спеціалістів за спеціальністю 7.090203 та магістрів 8.090203 «Металорізальні верстати та системи» – структурних схем систем адаптивного керування і діючого зразку блоку адаптації для системи керування процесом токарної обробки за декількома інформативними параметрами технологічної системи;

– в курсі "Дослідження і випробування верстатів" для спеціалістів за спеціальністю 7.090203 та магістрів 8.090203 "Металорізальні верстати та системи" – методика вимірювання пружних та теплових деформацій несучих систем верстату.

– в курсі "Конструювання і розрахунок верстатів та верстатних комплексів" для бакалаврів з напрямку 6.050502 "Інженерна механіка" – методика конструювання важких токарних верстатів.

Отримані результати також використані у ряді магістерських робіт.

Професор кафедри
«Металорізальні верстати
та інструменти», д.т.н., проф.

Г.П. Клименко

Доцент кафедри
«Металорізальні верстати
та інструменти», к.т.н., доц.

І.М. Иванов

ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор,
проректор з науково-педагогічної,
навчальної та методичної роботи ДДМА
к.т.н., проф. Фесенко А.М.




201_p

АКТ

на впровадження результатів дисертаційної роботи Антоненко Яни Сергіївни на тему

«Підвищення точності великогабаритних нежорстких деталей за рахунок адаптивного керування формоутворюючими рухами важких верстатів» в навчальному процесі

Ми, що нижче підписалися, д.т.н., доцент завідувач кафедри «Комп'ютеризовані мехатронні системи, інструмент і технології» ДДМА Васильченко Яна Василівна, к.т.н., доцент кафедри «Комп'ютеризовані мехатронні системи, інструмент і технології» ДДМА Мельник Максим Сергійович, склали даний акт про використання в навчальному процесі в курсах «Експлуатація, ремонт та модернізація верстатного обладнання», «Дослідження та випробування верстатів і верстатних комплексів», «Обладнання та транспорт механообробних цехів», «Інформаційні технології в машинобудуванні» результатів дисертаційної роботи «Підвищення точності великогабаритних нежорстких деталей за рахунок адаптивного керування формоутворюючими рухами важких верстатів», а саме:

- в курсі «Експлуатація, ремонт та модернізація верстатного обладнання» для спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» – експериментальні дослідження технологічних систем верстатів;

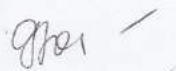
- в курсі «Дослідження та випробування верстатів і верстатних комплексів» для спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» – методи моделювання елементів несучої системи верстата для визначення їх жорсткості при існуючих навантаженнях; схеми і конструкцію адаптивних елементів управління геометричною точністю технологічних систем;

- в курсі «Обладнання та транспорт механообробних цехів» для спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» - методи і пристрої для управління траєкторіями формоутворюючих елементів верстата з метою підвищення точності обробки;

- в курсі «Інформаційні технології в машинобудуванні» для спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» - програмне забезпечення з розрахунку показників точності обробленої деталі на основі результатів вимірювань траєкторій формоутворюючих елементів.

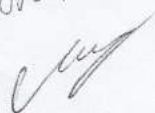
Отримані результати також використані у ряді магістерських робіт.

Зав. кафедри КМСІТ
д.т.н., доцент



Я.В. Васильченко

Доцент кафедри КМСІТ
к.т.н.



М.С. Мельник

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Антоненко Яны Сергеевны на тему "Повышение точности обработки крупногабаритных нежестких деталей за счет адаптивного управления формообразующими движениями станков"

Диссертационная работа Я. С. Антоненко обобщает многолетние исследования теоретических и прикладных проблем эксплуатации тяжелого токарного оборудования, с целью повышения производительности, увеличения рыночного потенциала и конкурентоспособности станочного оборудования.

Результаты проведенных исследования получили широкую апробацию и промышленное внедрение на ООО "ТСС-ТЯЖСТАНКОСЕРВИС", а так же подтвердили свою актуальность и практическую значимость при проектировании нового станочного оборудования и модернизации существующего, с целью повышения точности и производительности токарной обработки на тяжелых станках с системами числового программного управления.

В рамках диссертационной работы автором внедрены на предприятии "ТСС-ТЯЖСТАНКОСЕРВИС" при модернизации тяжелых токарных станков "Система адаптивного управления формообразующими движениями при обработке крупногабаритных нежестких деталей на тяжелом токарном станке" с экономическим эффектом на один тяжелый токарный станок 31150 грн.

Основные положения и научно-прикладные результаты диссертационной работы, приведены до уровня конкретных промышленных разработок, которые были использованы при модернизации конструкции тяжелых токарных станков.

Опыт ООО "ТСС-ТЯЖСТАНКОСЕРВИС" свидетельствует, что научно-практические разработки и практические решения по повышению точности и производительности тяжелых токарных станков с ЧПУ, представленные в диссертации Я. С. Антоненко, полезны для станкостроительных заводов и предприятий, занимающихся модернизацией тяжелых станков.

Генеральный директор
 ООО "ТСС-ТЯЖСТАНКОСЕРВИС"



В. А. Кулик

Генеральний директор
ПАТ «Краматорський завод важкого верстатобудування»



В.В. Загудаєв

СПРАВКА

на впровадження результатів дисертаційної роботи асистента кафедри «Комп'ютеризовані мехатронні системи, інструмент і технології» Донбаської державної машинобудівної академії Антоненко Яни Сергіївни.

1 Дисертаційна робота узагальнює багаторічні дослідження теоретичних та прикладних проблем експлуатації важкого токарного обладнання, з метою підвищення продуктивності, підвищення ринкового потенціалу та конкурентоспроможності верстатного обладнання.

2 Короткий зміст роботи: Проаналізовано методи підвищення точності технологічної системи, структуру виникнення похибок при обробці нежорстких деталей. Розроблено структурні та функціональні моделі управління точністю важкого верстата, математичні моделі роботи адаптивної системи на базі важкого токарного верстата для обробки нежорстких деталей. Проведено моделювання станини важкого токарного верстата для обробки деталей масою до 100 тонн у порівнянні з експериментальними даними та визначено раціональні геометричні та конструктивні параметри. Проведено експериментальні дослідження розроблених систем управління точністю. Розроблено математичні моделі технологічних систем для визначення показників точності поверхонь деталі (макро- і мікрогеометрії) Розроблено програмне забезпечення з розрахунку показників точності обробленої деталі на основі результатів вимірювань траєкторій формоутворюючих елементів. Розроблено методи і пристрої для управління траєкторіями формоутворюючих елементів верстата з метою підвищення точності обробки. Розроблено методику вибору оптимальних параметрів технологічних операцій.

3 Розроблена модель роботи несучої системи важкого токарного верстата з урахуванням пружних та теплових деформацій. Вперше розроблено методи управління точністю важкого токарного верстата зі зворотнім зв'язком по складових несучої системи, прогнозованими відхиленнями, виміряним параметрам процесу обробки. Розроблено метод компонування станин важких токарних верстатів з системою сил розподілених навантажень, що діють на верстат в процесі його роботи з забезпеченням мінімальних відхилень базових поверхонь та можливістю сприйняття підвищених навантажень від маси заготовки та сил різання.

4 Розроблено методи проектування несучих систем важких токарних верстатів з урахуванням типового характеру навантаження. Запропоновано схеми і конструкцію адаптивних елементів управління геометричною точністю технологічних систем. Розроблено рекомендації з проектування несучої системи важкого токарного верстатного обладнання з ЧПК підвищеної точності. Економічний ефект від впровадження склав вісімдесят чотири тисячі гривень на одну одиницю важкого верстату і не є підставою для фінансових розрахунків між Донбаською державною машинобудівною академією та ПАТ «Краматорський завод важкого машинобудування». Розроблено рекомендації, щодо підвищення конкурентоспроможності важких токарних верстатів.

5 Дата впровадження: 20 вересня 2017р.

Головний конструктор
ПАТ «КЗВВ»

О.Г. Палашек

Науковий керівник
д.т.н., проф., ректор ДДМА

В.Д. Ковальов