МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЯНЮК ДМИТРО ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 621.941-229.6

ДИСЕРТАЦІЯ
ВДОСКОНАЛЕННЯ АВТОМАТИЧНОГО ОСЬОВОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ ПРУТКОВОЇ ЗАГОТОВКИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ

Спеціальність 131 Прикладна механіка
Галузь знань 13 Механічна інженерія
Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____Д. В. Янюк

Науковий керівник: Придальний Борис Іванович к.т.н., доцент

Луцьк 2026

АНОТАЦІЯ

Янюк Д.В. Вдосконалення автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки для підвищення ефективності токарної обробки. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 131 «Прикладна механіка». Луцький національний технічний університет, Луцьк, 2026.

Дисертаційну роботу присвячено підвищенню ефективності автоматизованої токарної обробки шляхом удосконалення автоматичного осьового позиціювання довгомірної пруткової заготовки під час її подачі та фіксації в токарному верстаті.

Актуальність дослідження зумовлена тим, що похибка положення торця прутка після автоматичної подачі та затиску безпосередньо впливає на величину припуску для підрізання торця, тривалість технологічного циклу, витрати матеріалу, енергії та ресурсу різального інструмента. Кінцеве положення торця прутка формується під дією сукупності конструктивних, динамічних, контактних і технологічних чинників. За традиційного упорного позиціювання удар заготовки об упор спричиняє її пружну деформацію, післяударні коливання та можливий відскок, що збільшує розсіювання її положень в осьовому напрямку при такому базуванні та зумовлює необхідність гарантованого припуску на підрізання торця.

Метою роботи є підвищення ефективності токарної обробки при автоматичній подачі пруткових заготовок. Для досягнення мети використано системний, структурно-функціональний та порівняльний аналіз, методи теоретичної механіки, динаміки пружних систем і механіки поздовжнього удару, математичного моделювання та теорії автоматичного керування, математичної статистики, статистичного керування процесами і фізичного експерименту. Чисельні дослідження виконано для аналізу перехідних процесів та впливу параметрів системи і законів керування, а експериментальні методи застосовано для перевірки точності позиціювання і зіставлення з результатами моделювання.

У роботі систематизовано способи автоматичної подачі та осьового позиціювання пруткових заготовок і визначено чинники, що обмежують точність та стабільність традиційних систем. Загальну похибку позиціювання декомпоновано за послідовністю подій процесу. Виокремлено складові, пов’язані з керуванням переміщенням, механічними деформаціями елементів системи, затиском, змінним тертям прутка з напрямними, похибками геометричної форми за показником прямолінійності прутка та температурними змінами. Для систем із жорстким геометричним обмеженням одержано узагальнений аналітичний опис похибки, що дозволило окремо дослідити її динамічну складову, яка виникає при взаємодії прутка з упором.

Для опису процесу зупинки прутка розроблено математичну модель упорного позиціювання в лінійно-в’язко-пружному наближенні та одновимірну хвильову модель поширення поздовжніх напружень. Ураховано зміну фактичної довжини, маси та осьової жорсткості прутка в процесі його витрачання, силову дію привода подачі, тертя та характеристики контакту з упором. Встановлено, що пікова компресія і залишкове зміщення торця залежать від пружно-інерційних параметрів прутка, швидкості його підходу до упора та моменту подальшого затиску. Для розглянутого модельного випадку при витримці перед затиском 20 мс залишкова динамічна похибка становила близько 2,20 мм. Сформульовано аналітичний критерій безвідскокової зупинки, що визначає умови утримання прутка в контакті з упором на піку пружної сили та дає змогу обґрунтовувати допустиму швидкість подачі. Такий опис дозволяє пов’язати момент затиску не лише з геометричною координатою торця, а й із поточним динамічним станом прутка.

Для оцінювання точності та стабільності позиціювання сформовано комплексний статистичний підхід, за яким систематичне зміщення розглядається окремо від випадкової варіабельності процесу. Передбачено відокремлення власної мінливості процесу від складової, внесеної вимірювальною системою, а також застосування параметричних і непараметричних оцінок імовірності потрапляння торця в поле допуску, індексу здатності процесу, довірчих і

толерантних інтервалів. За даними, що відповідають прийнятій параметричній моделі, оцінюються положення центру розподілу та розкид; при порушенні її передумов передбачено непараметричну оцінку частки відповідних циклів. Сформовано алгоритм прийняття інженерних рішень: статистично значуще систематичне зміщення є підставою для коригування заданої величини подачі, тоді як надмірна варіабельність вказує на необхідність конструктивних, або технологічних заходів зі стабілізації процесу. Отже, результати серійних вимірювань використовуються не лише для констатації відповідності допуску, а й для визначення характеру необхідної коригувальної дії.

Для усунення обмежень пасивного упорного базування розроблено метод активного осьового позиціювання, у якому безпосереднє визначення фактичного положення торця поєднано з керованим силовим демпфуванням післяударних коливань та коригувальним двостороннім осьовим переміщенням перед остаточним затиском. Обґрунтовано структурно-кінематичну схему активного пневматичного упора, побудовано динамічні моделі системи та досліджено керування з булевою логікою і ПІД регулюванням силової взаємодії. У програмній реалізації передбачено параметричну адаптацію регулятора до зміни маси заготовки та компенсацію сухого і в’язкого тертя. За результатами комп’ютерного моделювання для дослідженого набору заготовок система з ПІД-регулюванням забезпечила кінцеве відхилення торця в межах від -8 до 2 мкм при тривалості позиціювання не більше 0,33 с для довжини подачі у 100 мм.

Окремо досліджено можливість застосування фрикційної роликової подачі як складової керованого осьового позиціювання. Запропоновано структуру з приводними профільованими роликами та двома інформаційними каналами: контролю фактичного переміщення із виявленням проковзування і безпосереднього контролю кінцевого положення торця. Така організація забезпечує коригування параметрів руху та можливість реверсивного переміщення заготовки до заданої координати. Для роликового подавача розроблено динамічну модель, у якій враховані нелінійні закони зміни тертя від

параметрів заготовки, люфти в кінематичній передачі, пружно-в’язку контактну взаємодію та реалізована можливість виникнення проковзування.

Для експериментальної перевірки запропонованих положень створено стенд та апаратно-програмні засоби керування активним упором. Досліджено чутливість і стабільність спрацювання оптичного засобу визначення положення торця та проведено повний факторний експеримент щодо впливу маси заготовки і довжини подачі на похибку та тривалість позиціювання. За результатами експерименту побудовано регресійні залежності відповідних вихідних параметрів. Для досліджених режимів експериментальна похибка осьового позиціювання становила 6,2-12,2 мкм, що відповідає теоретичним результатам з точністю понад 91% із врахуванням коригувального коефіцієнту. Також експериментальні та розрахункові дані відтворили близьку один до одного величину розкиду (9 та 10 мкм), що в сумі характеризує розроблену модель як реалістичну, тому одержані регресійні залежності можуть бути використані для врахування зміни умов подачі при коригуванні параметрів позиціювання.

Виконано оцінювання технологічного і техніко-економічного ефекту підвищення точності позиціювання. Для прийнятого в роботі розрахункового сценарію обробки заготовки зі сталі 45 діаметром 40 мм повне уникнення підрізання торця забезпечує економію близько 0,52-0,84 Вт·год енергії різання, 6 г матеріалу на одну деталь та 5-10 с машинного часу на цикл. За прийнятої структури витрат розрахункове зменшення повної собівартості становить близько 20 % без урахування вартості зекономленого металу. Наведені показники стосуються визначеного в роботі розрахункового сценарію і характеризують потенційний ефект від вилучення додаткової операції за умови забезпечення необхідної точності кінцевого положення заготовки.

Об’єктом дослідження є процес автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки під час її подачі та фіксації в токарному верстаті.

Предметом дослідження є закономірності формування, зміни та стабілізації похибки осьового положення торця пруткової заготовки залежно від

параметрів заготовки, системи подачі, умов упорного обмеження, затиску та керуючих впливів.

Практичне значення одержаних результатів полягає в можливості використання розроблених моделей, розрахункових залежностей, статистичної процедури та алгоритмів керування при проєктуванні і модернізації систем автоматичної подачі пруткових заготовок. Вони дають змогу обґрунтовувати режими підходу до упора і момент затиску, оцінювати стабільність позиціювання за результатами серійних вимірювань, реалізовувати активне коригування кінцевої координати та визначати технологічну доцільність зменшення припуску на підрізання торця або вилучення цієї операції. Створені експериментальний стенд і програмно-апаратні засоби можуть бути використані для подальших досліджень і апробації систем активного осьового позиціювання.

Основні наукові результати дисертації одержано здобувачем особисто. Ним виконано теоретичні розрахунки, розроблено математичні моделі, проведено імітаційне моделювання динамічних систем, створено експериментальний стенд і програмне забезпечення системи керування, виконано факторний експеримент, статистичне опрацювання даних та сформульовано висновки. У статті, опублікованій у співавторстві, здобувачеві належать аналітичні розрахунки та отримані на їх основі результати.

Ключові слова: система відстеження; економічні показники; інноваційний продукт; технічна ефективність; оптимізація; пружний елемент; моделювання; автоматизація; комп’ютерне моделювання; математичне моделювання; режими різання; глибина різання; точність; подача; сервопривод; технологічне пошкодження; точіння; загальносистемні закономірності; надійність; Arduino.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Опубліковані статті у фахових виданнях:

1. Янюк Д.В. Вдосконалення пристрою подачі пруткових заготовок в токарному обладнанні. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2024. Т. 2, № 23. С. 297–303. DOI: 10.36910/automash.v2i23.1552.

2. Придальний Б. І., Янюк Д. В. Вплив упорного обмеження автоматичної подачі довгомірної заготовки на точність її осьового позиціонування в токарному верстаті. *Вісник машинобудування та транспорту.* 2025. Т. 22, №2. С. 71–80. DOI: 10.31649/2413-4503-2025-22-2-71-80.

3. Yaniuk D. Assessment of the stability of the axial positioning of the end face of a long cylindrical workpiece during automatic feeding in a machine tool. *Central ukrainian scientific bulletin. technical sciences*. 2025. Vol. 2, no. 12(43). P. 117–122. DOI: 10.32515/2664-262x.2025.12(43).2.117-122.

4. Янюк Д.В. Інтегральна оцінка впливу скорочення операції формування торця на показники ефективності токарної обробки пруткових заготовок. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2025. Т. 1, №4(95). С. 352–358. DOI: 10.35546/kntu2078-4481.2025.4.1.46.

5. Янюк Д. В. Визначення закономірностей варіабельності величини автоматичної подачі довгомірної пруткової заготовки у верстат. *Перспективні технології та прилади*. 2025. Т. 1, № 27. С. 213–218. DOI: 10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2025-27-30.

6. Янюк Д.В. Структура оцінювання характеристик машин автоматичної подачі пруткових заготовок в токарні верстати. *Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ»*. 2026. № 84. С. 49–56. DOI: 10.36910/775.24153966.2025.84.7.

Опубліковані тези конференцій:

1. Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Янюк Д.В. Підвищення точності позиціонування торця пруткової заготовки в токарному автоматі. *International multidisciplinary scientific and practical internet conference for young researchers, applicants for higher education and scientists:* тези доп., 6-7 квітня, Київ 2023р. С.

315-318. Матеріали конференції: https://drive.google.com/file/d/14yN2oyoeHB9RzjCSUHYXG_5sITfhC5eG/view?usp=sharing.

2. Придальний Б.І., Янюк Д.В. Новий підхід до підвищення точності позиціонування торця пруткової заготовки під час токарної обробки. *5th International Scientific and Practical Internet Conference "Integration of Education, Science and Business in Modern Environment: Summer Debates"*, ISBN 978-617-8293-07-9, Дніпро 2023р. С. 408-410. Випуск журналу URL: http://www.wayscience.com/wp-content/uploads/2023/08/Conference-Proceedings-3-4-August-2023.pdf.

3. Придальний Б. І., Янюк Д. В. Інтегральний показник доцільності застосування машин автоматичної подачі пруткових заготовок. *XIV Міжнародної науково-технічної конференції "Прогресивні технології в машинобудуванні ATME-2026",* ISBN 978-617-8320-83-6, м. Івано-Франківськ – Яремче, 9–13 лют. 2026 р. Івано-Франківськ, 2026. С. 162–163, URL: https://drive.google.com/file/d/19g-5-C_UbvDtRn40BQ6UaS9HC2nboAUD/view?usp=drive_link.

ABSTRACT

Yaniuk D.V. Improvement of automatic axial positioning of bar stock to increase the efficiency of turning. Qualification scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 131 "Applied Mechanics". – Lutsk National Technical University, Lutsk, 2026.

The dissertation is devoted to increasing the efficiency of automated turning by improving the automatic axial positioning of a long bar workpiece during its feeding and fixation in a lathe.

The relevance of this research stems from the fact that the positional error of the bar end after automatic feeding and clamping directly affects the amount of allowance required for facing, the duration of the machining cycle, and the consumption of material, energy, and cutting tool life. The final position of the bar end is determined

by a combination of structural, dynamic, contact, and technological factors. In common stop-based positioning, the impact of the workpiece against the stop causes its elastic deformation, post-impact vibrations, and possible rebound, which increases the dispersion of its positions in the axial direction with this type of setup and necessitates a guaranteed allowance for end-facing.

The objective of this work is to improve the efficiency of turning operations with automatic feeding of bar stock. To achieve this objective, systematic, structural-functional, and comparative analyses were employed, along with methods from theoretical mechanics, the dynamics of elastic systems, and the mechanics of longitudinal impact, as well as mathematical modeling, automatic control theory, mathematical statistics, statistical process control, and physical experimentation. Numerical studies were conducted to analyze transient processes and the influence of system parameters and control laws, while experimental methods were used to verify positioning accuracy and compare it with simulation results.

This work systematizes methods for the automatic feeding and axial positioning of bar stock and identifies factors that limit the accuracy and stability of traditional systems. The total positioning error is decomposed according to the sequence of process events. Components related to motion control, mechanical deformations of system elements, clamping, variable friction between the bar and the guides, geometric shape errors in terms of the bar’s straightness, and temperature changes are identified. For systems with rigid geometric constraints, a generalized analytical description of the error was obtained, which made it possible to separately investigate its dynamic component arising from the interaction between the rod and the stop.

To describe the rod stopping process, a mathematical model of stop positioning in the linear-viscoelastic approximation and a one-dimensional wave model of longitudinal stress propagation were developed. The changes in the bar’s actual length, mass, and axial stiffness during its consumption, the force exerted by the feed drive, friction, and the characteristics of contact with the stop were taken into account. It was established that the peak compression and residual displacement of the bar end depend on the bar’s elastic-inertial parameters, its approach velocity to the stop, and the

moment of subsequent clamping. For the considered model case, with a pre-clamping dwell time of 20 ms, the residual dynamic error was approximately 2.20 mm. An analytical criterion for a rebound-free stop has been formulated, which defines the conditions for keeping the bar in contact with the stop at the peak of the elastic force and allows for justifying the permissible feed rate. This description makes it possible to relate the clamping moment not only to the geometric coordinate of the end face but also to the current dynamic state of the bar.

To evaluate the accuracy and stability of positioning, a comprehensive statistical approach has been developed, in which systematic bias is considered separately from the random variability of the process. The approach provides for separating the process's intrinsic variability from the component introduced by the measurement system, as well as the use of parametric and nonparametric estimates of the probability that the end face will fall within the tolerance zone, the process capability index, and confidence and tolerance intervals. Based on data corresponding to the adopted parametric model, the location of the distribution center and the spread are estimated; if the model's assumptions are violated, a nonparametric estimate of the proportion of relevant cycles is provided. An algorithm for making engineering decisions has been developed: a statistically significant systematic deviation serves as the basis for adjusting the specified feed rate, while excessive variability indicates the need for design or process measures to stabilize the process. Thus, the results of serial measurements are used not only to verify compliance with tolerance limits but also to determine the nature of the necessary corrective action.

To overcome the limitations of passive stop-based positioning, a method of active axial positioning has been developed, in which the direct determination of the actual end face position is combined with controlled force-based damping of post-impact vibrations and corrective bidirectional axial displacement prior to final clamping. The structural-kinematic scheme of the active pneumatic stop has been justified, dynamic models of the system have been constructed, and control using Boolean logic and PID regulation of the force interaction has been investigated. The software implementation provides for parametric adaptation of the controller to

changes in workpiece mass and compensation for dry and viscous friction. According to the results of computer simulation for the studied set of workpieces, the system with PID control ensured a final end face deviation within the range of -8 to 2 μm with a positioning time of no more than 0.33 s for a feed length of 100 mm.

The possibility of using a friction roller feed as a component of controlled axial positioning was investigated separately. A structure with driven profiled rollers and two information channels was proposed: monitoring of actual displacement with slip detection and direct control of the end face's final position. This configuration ensures correction of motion parameters and the ability to reverse the workpiece's movement to a specified coordinate. A dynamic model has been developed for the roller feeder, which accounts for nonlinear friction laws dependent on workpiece parameters, gaps in the kinematic transmission, elastic-viscous contact interaction, and the possibility of slippage.

To experimentally verify the proposed provisions, a test bench and hardware-software tools for controlling the active stop were created. The sensitivity and stability of the optical end-face position detection system were investigated, and a full factorial experiment was conducted to assess the influence of workpiece mass and feed length on positioning error and duration. Based on the experimental results, regression relationships for the corresponding output parameters were established. For the investigated operating modes, the experimental error in axial positioning ranged from 6.2 to 12.2 μm, which corresponds to the theoretical results with an accuracy of over 91% when accounting for the correction factor. Furthermore, the experimental and calculated data showed similar standard deviations (9 and 10 μm), which collectively characterize the developed model as realistic; therefore, the obtained regression relationships can be used to account for changes in feed conditions when adjusting positioning parameters.

An assessment was performed of the technological and technical-economic benefits of improving positioning accuracy. For the calculation scenario adopted in this study – involving the machining of a 40-mm-diameter 45 steel bar - completely avoiding facing results in savings of approximately 0.52–0.84 Wh of cutting energy,

6 g of material per part, and 5–10 seconds of machine time per cycle. Based on the assumed cost structure, the calculated reduction in total production cost is approximately 20%, excluding the value of the saved metal. These figures pertain to the calculation scenario defined in this study and characterize the potential effect of eliminating an additional operation, provided that the required accuracy of the workpiece's final position is ensured.

The object of the study is the process of automatic axial positioning of a bar workpiece during its feeding and clamping in a lathe.

The subject of the study is the patterns of formation, change, and stabilization of the axial position error of the bar workpiece end face depending on the workpiece parameters, the feeding system, the conditions of the stop, clamping, and control influences.

The practical significance of the obtained results lies in the possibility of using the developed models, calculation formulas, statistical procedures, and control algorithms in the design and modernization of automatic bar feed systems. They make it possible to justify the approach modes to the stop and the clamping moment, evaluate positioning stability based on the results of serial measurements, implement active correction of the final coordinate, and determine the technological feasibility of reducing the end-face undercut allowance or eliminating this operation. The experimental test bench and the software and hardware tools developed can be used for further research and testing of active axial positioning systems.

The main scientific results of the dissertation were obtained by the author personally. He performed theoretical calculations, developed mathematical models, conducted simulation modeling of dynamic systems, created an experimental test bench and control system software, carried out a factorial experiment, performed statistical data processing, and formulated the conclusions. In a co-authored paper, the analytical calculations and the results derived from them are attributable to the author.

Key words: tracking system; economic performance; product innovation; technical efficiency; optimization; elastic element; modeling; automation; computer modeling; mathematical modeling; cutting parameters; depth of cut; accuracy; feed; servo drive; technological damage; turning; system-wide regularities; reliability; Arduino.

LIST OF THE PUBLICATIONS

Published articles in scientific journals:

1. Yaniuk D.V. Improvement of the device for feeding bars in turning equipment. *Modern technologies in mechanical engineering and transport*. 2024. Vol. 2, No. 23. Pp. 297–303. DOI: 10.36910/automash.v2i23.1552.

2. Prydalnyi B. I., Yaniuk D. V. Influence of Persistent Restriction of Automatic Feeding of a Long Workpiece on the Accuracy of Its Axial Positioning in a Lathe. *Bulletin of mechanical engineering and transport.* ISSN 2415-3486 e-ISSN 2413-4503, Vinnytsia, Vol. 22, No. 2, 2025. DOI: 10.31649/2413-4503-2025-22-2-71-80.

3. Yaniuk D. Assessment of the stability of the axial positioning of the end face of a long cylindrical workpiece during automatic feeding in a machine tool. *Central ukrainian scientific bulletin. Technical sciences*. 2025. Vol. 2, No. 12(43). Pp. 117–122. DOI: 10.32515/2664-262x.2025.12(43).2.117-122.

4. Yaniuk D.V. Integral assessment of the impact of reduction of the end forming operation on the indicators of the efficiency of turning of bar blanks. *Bulletin of the Kherson national technical university.* ISSN: 2078-4481, Kherson, Vol. 1 No. 4(95), 2025. DOI: 10.35546/kntu2078-4481.2025.4.1.46

5. Yaniuk D. V. Determination of regularities of variability in the value of automatic feeding of a long bar into the machine. *Perspective technologies and devices*. 2025. Vol. 1, No. 27. Pp. 213–218. DOI: 10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2025-27-30.

6. Yaniuk D.V. Structure of evaluation of characteristics of automatic feeding machines of bars in lathes. *Interuniversity collection "Scientific notes".* ISSN 2415-3966. 2026, Lutsk, issue No 84. Pp. 49–56. DOI: 10.36910/775.24153966.2025.84.7.

Published abstracts of conferences:

1. Kuznetsov Yu.M., Prydalnyi B.I., Yaniuk D.V. Improving the accuracy of positioning the end of a bar workpiece in a lathe. *International multidisciplinary scientific and practical internet conference for young researchers, applicants for*

higher education and scientists: abstracts, April 6-7, Kyiv 2023. pp. 315-318. Conference materials: https://drive.google.com/file/d/14yN2oyoeHB9RzjCSUHYXG_5sITfhC5eG/view?usp=sharing

2. Prydalnyi B.I., Yaniuk D.V. New approach to improving the accuracy of positioning the end of a bar workpiece during turning. *5th International Scientific and Practical Internet Conference "Integration of Education, Science and Business in Modern Environment: Summer Debates",* ISBN 978-617-8293-07-9, Dnipro 2023. C408-410. Journal issue URL: http://www.wayscience.com/wp-content/uploads/2023/08/Conference-Proceedings-3-4-August-2023.pdf

3. Prydalnyi B. I., Yaniuk D. V. Integral demonstration of the feasibility of using machines for automatic feeding of bar blanks. *XIV International Scientific and Technical Conference "Advanced Technologies in Mechanical Engineering ATME-2026",* ISBN 978-617-8320-83-6, Ivano-Frankivsk – Yaremche, February 9–13, 2026, Ivano-Frankivsk, 2026. pp. 162–163, URL: https://drive.google.com/file/d/19g-5-C_UbvDtRn40BQ6UaS9HC2nboAUD/view?usp=drive_link.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ, СКОРОЧЕНЬ 19

ВСТУП 20

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОЇ ПОДАЧІ ТА ОСЬОВОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ ПРУТКОВИХ ЗАГОТОВОК..... 27

1.1 Тенденції розвитку технологій токарної обробки та автоматизації подачі пруткових заготовок 27

1.2 Класифікація способів і засобів автоматичної подачі та осьового позиціювання пруткових заготовок 30

1.2.1 Пристрої витягування прутка: принцип дії та функціональні особливості 30

1.2.2 Автоматичні пристрої подачі прутка: принцип дії та функціональні особливості 32

1.3 Конструктивні схеми та автоматизація систем подачі пруткових заготовок 37

1.4 Технічні рішення та методи оптимізації процесу для підвищення точності осьового позиціювання пруткових заготовок 42

1.5 Оцінювання технічної ефективності, економічних показників і впливу способу автоматичної подачі на тривалість технологічного циклу 51

1.5.1 Тривалість циклу подачі пруткової заготовки автоматичним пристроєм подачі..... 52

1.5.2 Тривалість циклу подачі пруткової заготовки пристроєм витягування 53

1.6 Наскрізна методологічна схема дослідження, загальносистемні закономірності та параметричні взаємозв’язки процесу автоматичного осьового позиціювання..... 54

1.7 Невирішені аспекти проблеми точності й надійності автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки 62

1.8 Висновки до розділу 1 67

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ФОРМУВАННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ ТОЧНОСТІ АВТОМАТИЧНОГО ОСЬОВОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ ПРУТКОВОЇ ЗАГОТОВКИ В ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ 68

2.1 Формування похибки осьового позиціювання пруткової заготовки 68

2.1.1 Автоматична подача пруткової заготовки як складова формування точності обробки при точінні 69

2.1.2 Складові похибки осьового позиціювання пруткової заготовки та вплив сервоприводу системи подачі 72

2.2 Динамічний аналіз чинників формування похибки під час автоматичної подачі пруткової заготовки 77

2.3 Математичне моделювання процесу зупинки пруткової заготовки при упорному обмеженні 87

2.4 Моделювання етапів та фаз процесу автоматичної подачі й осьового позиціювання пруткової заготовки з властивостями пружного елемента 92

2.5 Методика статистичного оцінювання точності, стабільності та надійності осьового позиціювання 100

2.6 Висновки до розділу 2 109

РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОЇ ПОДАЧІ Й ОСЬОВОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ ПРУТКОВОЇ ЗАГОТОВКИ 110

3.1 Обґрунтування концепції активного контролю точності осьового позиціювання пруткової заготовки 110

3.2 Структура та принцип дії системи осьового позиціювання з активним упором і керованим демпфуванням 112

3.3 Алгоритм керування активним упором із коригувальною зворотною подачею пруткової заготовки 114

3.4 Концепція пристрою автоматичної подачі пруткової заготовки із системою відстеження положення та функцією реверсивного переміщення 117

3.5 Математичне моделювання динамічної взаємодії елементів системи подачі та позиціювання пруткової заготовки..... 124

3.5.1 Моделювання системи з булевим законом керування..... 124

3.5.2 Моделювання системи з ПІД регулюванням 131

3.6 Параметри математичного і динамічного аналізу процесу подачі пруткової заготовки до активного упора..... 136

3.7 Математичне моделювання процесу подачі пруткової заготовки роликовим пристроєм 139

3.8 Порівняльний аналіз результатів математичного моделювання для оптимізації параметрів системи..... 147

3.8.1 Результати моделювання системи з булевим керуванням зусиллям 147

3.8.2 Результати моделювання системи з ПІД регулюванням 149

3.8.3 Результати моделювання роликового пристрою подачі..... 151

3.9 Висновки до розділу 3 157

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ АКТИВНОГО ОСЬОВОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ 158

4.1 Мета, завдання та план експериментальних досліджень..... 158

4.1.1 Планування дослідження точності, чутливості та стабільності оптичного засобу визначення осьового положення торця пруткової заготовки..... 159

4.1.2 Планування експериментального дослідження точності та швидкості осьового позиціювання пруткової заготовки з активним упором 161

4.2 Експериментальне визначення характеристик точності оптичного засобу вимірювання осьового положення торця пруткової заготовки 165

4.3 Експериментальний стенд і технічні засоби реалізації системи активного осьового позиціювання 169

4.3.1 Структура та елементна база експериментального стенду на платформі Arduino 169

4.3.2 Алгоритм функціонування експериментального стенду із системою відстеження осьового положення 173

4.3.3 Програмне забезпечення автоматизації системи керування активним упором на платформі Arduino 177

4.4 Методика експериментального визначення точності автоматичного осьового позиціювання та опрацювання результатів 181

4.5 Результати експериментального дослідження точності осьового позиціювання 186

4.5.1 Похибка осьового позиціювання до затиску заготовки 187

4.5.2 Тривалість процесу подачі та позиціювання заготовки 189

4.6 Порівняльний аналіз результатів математичного моделювання та експериментальних досліджень 190

4.7 Оцінювання технічної ефективності та економічних показників застосування запропонованого методу осьового позиціювання при точінні із рекомендованими режимами різання 193

4.7.1 Оцінювання скорочення виробничих втрат з урахуванням режимів різання, структури витрат і часових складових технологічного циклу 200

4.8 Висновки до розділу 4 202

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 204

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 206

ДОДАТКИ 220

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ, СКОРОЧЕНЬ

ВПІЗ – верстат-пристосування-інструмент-заготовка

Дв – двигун

ДН – давач наявності заготовки

ЗМ – затискний механізм

ЗОР – змащувально-охолоджувальна рідина

ЗП – затискний пристрій

КМД – кінцева міра довжини

МП – мікроконтролерний пристрій

МЗП – механізм зворотної подачі

ООН – організація об’єднаних націй

ПІД – пропорційно – інтегрально – диференційний

ПК – персональний комп’ютер

ППЗ – пристрій подачі заготовок

ПФЕ – повний факторний експеримент

Рm – регулятор тиску

СУ – система управління

ЦСР – цілі сталого розвитку ухвалені генеральною Асамблеєю ООН

ЧПК – числове програмне керування

ШІМ – широтно-імпульсна модуляція

Барфідер – пристрій для автоматичної подачі прутків

CAGR – compound annual growth rate – сукупний середньорічний темп зростання

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Ефективність автоматизованої токарної обробки залежить від продуктивності різання, тривалості допоміжних переходів, матеріаломісткості та стабільності положення заготовки в системі координат верстата. У серійному й масовому виробництвах заготовки часто встановлюють автоматичною подачею довгомірного прутка через шпиндель. Фактичне осьове положення торця після подачі й затиску визначає припуск на формування торцевої поверхні, яка слугує базою для лінійних розмірів деталі.

Недостатня точність осьового позиціювання зумовлює необхідність призначення величини подачі із запасом для запобігання недостатньому виступанню заготовки після її встановлення. Це призводить до збільшення припуску на підрізання торця та додаткових витрат матеріалу, енергії, машинного часу й ресурсу різального інструмента. Отже, точність осьового позиціювання є одним із чинників технологічної та ресурсної ефективності токарної обробки.

Поширене осьове базування заготовки об упор попри конструктивну простоту, супроводжується пружною деформацією, поширенням і відбиттям поздовжніх механічних збурень, відскоком та залишковими коливаннями. У міру витрачання прутка зменшуються його довжина й маса, змінюються осьова жорсткість і характер перехідного процесу. Тому за незмінних налаштувань подачі положення торця в момент затиску може відрізнятися.

Окремим завданням є кількісне оцінювання здатності системи стабільно забезпечувати задану осьову координату. Середнє значення похибки саме по собі не характеризує розкид результатів і не дозволяє відрізнити систематичне зміщення від випадкової варіабельності. Для обґрунтованого коригування процесу необхідно одночасно враховувати характеристики розподілу похибки та внесок вимірювальної системи. Пасивне упорне позиціювання при цьому не забезпечує цілеспрямованого усунення відхилення, яке виникло після первинної подачі.

Отже, актуальними є встановлення закономірностей формування похибки кінцевого осьового положення довгомірної пруткової заготовки, математичне й статистичне оцінювання цієї похибки та кероване коригування положення перед остаточним затиском. Це створює передумови для зменшення гарантованого припуску на підрізання торця або вилучення цієї операції з технологічного циклу задля підвищення ефективності токарної обробки.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Проведені дослідження, що висвітлені в роботі, відповідають плану науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України, а саме є частиною робіт у Луцькому національному технічному університеті (довідка від 22.10.2026р. №2880/01-14) на теми: «Теоретичні та експериментальні дослідження процесу обробки поверхонь складного профілю» (2021-2023рр, № д /р: 0121U108244), де використано результати дослідження механізмів автоматичної подачі пруткових заготовок, математичного моделювання процесів їх осьового позиціювання та фіксації, методи оцінювання похибок і стабільності позиціювання; «Нові підходи до розробки структур підсистем шпиндельних вузлів технологічного обладнання» (2024-2026рр, № д/р 0124U001840), у межах якої розроблені конструктивні й алгоритмічні рішення для підвищення точності встановлення заготовок у шпиндельних вузлах токарних верстатів.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності автоматичної токарної обробки пруткових заготовок шляхом удосконалення процесу їх автоматичного осьового позиціювання на основі встановлення закономірностей формування похибки положення торця, розроблення методів її оцінювання та керованого коригування, що створює передумови для зменшення припуску на підрізання торця або вилучення цієї операції з технологічного циклу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання дослідження:

1. Встановити закономірності формування похибки автоматичного осьового позиціювання довгомірної пруткової заготовки та розробити

математичні і статистичні засоби оцінювання його точності й стабільності з урахуванням параметрів заготовки і системи подачі, упорного обмеження, затиску, ударних і хвильових процесів.

2. Розробити та дослідити метод керованого осьового позиціювання пруткової заготовки з демпфуванням коливань і коригуванням положення торця, обґрунтувати засоби його реалізації, розробити математичні моделі та дослідити алгоритми керування системами подачі й позиціювання.

3. Експериментально перевірити працездатність і точність розробленого методу осьового позиціювання, встановити вплив параметрів заготовки та довжини подачі на похибку і тривалість процесу та зіставити експериментальні результати з результатами математичного моделювання.

4. Встановити кількісний вплив підвищення точності автоматичного осьового позиціювання на технологічну та техніко-економічну ефективність токарної обробки при зменшенні припуску на підрізання торця, або виключенні цієї операції з технологічного циклу.

Об’єкт дослідження – процес автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки під час її подачі та фіксації в токарному верстаті.

Предмет дослідження – закономірності формування, зміни та стабілізації похибки осьового положення торця пруткової заготовки залежно від параметрів заготовки, системи подачі, умов упорного обмеження, затиску та керуючих впливів.

Методи дослідження. Для розв’язання поставлених завдань використано комплекс взаємопов’язаних теоретичних, чисельних, статистичних та експериментальних методів:

– системний, структурно-функціональний та порівняльний аналіз – для класифікації пристроїв автоматичної подачі пруткових заготовок, встановлення їх функціональних зв’язків та визначення чинників, що впливають на точність осьового позиціювання;

– методи теоретичної механіки, динаміки пружних систем і механіки поздовжнього удару – для математичного опису зупинки прутка при контакті з

упором, пружної деформації, післяударних коливань і поширення поздовжніх механічних збурень;

– методи математичного моделювання та теорії автоматичного керування – для дослідження системи активного позиціювання, активного упора і фрикційного роликового пристрою подачі, а також аналізу булевого та ПІД законів керування в програмному середовищі чисельного та імітаційного моделювання;

– методи математичної статистики та статистичного керування процесами – для оцінювання систематичного зміщення, випадкової варіабельності, внеску вимірювальної системи, імовірності відповідності, індексу здатності процесу, довірчих і толерантних інтервалів;

– експериментальні методи вимірювання положення і часу, факторний експеримент та регресійний аналіз для перевірки працездатності активного позиціювання, визначення впливу маси заготовки і довжини подачі та зіставлення експериментальних результатів із результатами математичного моделювання;

– розрахунково-аналітичні методи для оцінювання матеріальних, енергетичних, часових та вартісних наслідків зменшення припуску на підрізання торця або вилучення цієї операції.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в розвитку теоретичних і методичних засад забезпечення точності та стабільності автоматичного осьового позиціювання довгомірних пруткових заготовок у токарних верстатах, а саме:

1. Вперше встановлено закономірності формування залишкової динамічної похибки осьового положення торця пруткової заготовки на момент затиску з урахуванням ударної взаємодії з упором, поздовжніх хвиль напружень та зміни маси і жорсткості прутка в процесі його витрачання; на цій основі сформульовано критерій безвідскокової зупинки.

2. Вперше розроблено комплексний метод статистичного оцінювання точності та стабільності автоматичного осьового позиціювання, який забезпечує

розмежування систематичного зміщення, випадкової варіабельності процесу та внеску вимірювальної системи і дає змогу обґрунтовувати вибір між коригуванням заданої величини подачі та заходами зі зменшення розкиду процесу.

3. Вперше розроблено метод автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки, що поєднує визначення фактичного положення її торця, кероване силове демпфування післяударних коливань і коригувальне двостороннє переміщення до заданої координати перед остаточним затиском.

4. Набув подальшого розвитку метод фрикційної роликової подачі пруткових заготовок шляхом застосування двоконтурного контролю переміщення і кінцевого осьового положення, що забезпечує виявлення проковзування, коригування руху та реверсивне переміщення заготовки до заданої координати.

Практичне значення одержаних результатів. Практичне значення одержаних результатів полягає у створенні розрахункових, алгоритмічних і технічних засобів для оцінювання та підвищення точності автоматичного осьового позиціювання пруткових заготовок у токарних верстатах. Одержані залежності дають змогу визначати допустимі параметри подачі й зупинки прутка за характеристиками заготовки і системи позиціювання. Розроблений статистичний підхід дозволяє розмежовувати систематичне зміщення та випадкову варіабельність і обґрунтовувати необхідність коригування подачі або стабілізації процесу.

Розроблено та експериментально досліджено систему активного осьового позиціювання з апаратно-програмним керуванням, створено експериментальний стенд. Запропоновано структурно-кінематичну схему фрикційного роликового пристрою подачі з контролем переміщення та кінцевого положення заготовки.

Розроблений підхід дає змогу кількісно оцінювати матеріальні, енергетичні, часові й економічні наслідки зменшення припуску на підрізання торця або вилучення цієї операції. Результати придатні для обґрунтування модернізації систем автоматичної подачі в серійному та масовому виробництві.

Науково-методичні та прикладні результати дисертаційної роботи впроваджено в навчальний процес Луцького національного технічного університету, а саме у дисципліни «Металообробне обладнання», «Програмування і налагодження обладнання з ЧПУ», «Експлуатація та обслуговування верстатного обладнання» та «Гідропневмоавтоматика» (довідка від 22.10.2026р. №2879/01-17)

Окремі результати дослідження використано на двох підприємствах, а саме ТОВ «Модерн-Інжиніринг» та ТОВ «Басмотор», що підтверджено відповідними актами. Випробування підтвердили можливість використання розроблених методик, алгоритмів та рішень дисертаційної роботи підприємствами під час налагодження, контролю технічного стану та оцінювання стабільності роботи систем автоматичної подачі пруткових заготовок. Результати показали зменшення розкиду позиції заготовки після подачі з 0,065мм до 0,012мм.

Одержані результати дослідження відповідають спрямованості Цілей сталого розвитку, визначених резолюцією Генеральної Асамблеї ООН A/RES/70/1 від 25 вересня 2015 року, насамперед ЦСР 9 «Промисловість, інновації та інфраструктура» (завдання 9.4) і ЦСР 12 «Відповідальне споживання та виробництво» (завдання 12.2 і 12.5). Відповідність забезпечується розробленням методів удосконалення автоматичного осьового позиціювання пруткових заготовок, що створює передумови для підвищення ресурсоефективності токарної обробки та скорочення утворення технологічних відходів. Додатково результати дослідження пов'язані з ЦСР 8 «Гідна праця та економічне зростання» (завдання 8.2 і 8.4) та ЦСР 7 «Доступна та чиста енергія» (завдання 7.3) через обґрунтування можливостей скорочення машинного часу, матеріальних та енергетичних витрат.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати дисертаційної роботи одержані здобувачем особисто. Здобувачем проведено аналіз способів автоматичної подачі та осьового позиціювання пруткових заготовок; встановлено структуру формування похибки кінцевого осьового положення; виконано математичний опис упорної взаємодії та розроблено статистичний

підхід до оцінювання точності й стабільності процесу. Розроблено метод активного осьового позиціювання, математичні моделі й алгоритми керування, обґрунтовано конструктивну схему фрикційного роликового пристрою подачі.

Здобувачем сформовано програму та методику експериментальних досліджень, створено апаратно-програмні засоби керування експериментальним стендом, проведено експерименти та обробку отриманих даних, виконано зіставлення з результатами математичного моделювання і розрахункове оцінювання технологічної та техніко-економічної ефективності запропонованих рішень. Результати, наведені в дисертації, використано в публікаціях здобувача за темою роботи.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та окремі результати дослідження апробовано на: International multidisciplinary scientific and practical internet conference for young researchers, applicants for higher education and scientists (Київ, 6-7 квітня 2023 р.); V International scientific and practical internet conference «Integration of education, science and business in modern environment: summer debates» (Дніпро, 3-4 серпня 2023 р.) та XIV-ій міжнародній наукову-технічній конференції "Прогресивні технології в машинобудуванні atme 2026" (Івано-Франківськ – Яремче, 9-13 лютого 2026 р.).

Публікації. Основні результати дисертації опубліковано у шести наукових статтях, із яких п’ять одноосібних та одна у співавторстві, з яких особистий внесок здобувача становить 4,5 ум. друк. арк., а також у трьох публікаціях апробаційного характеру за матеріалами міжнародних науково-практичних конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 121 найменувань, з яких 84 іноземною мовою і 8 додатків розміщених на 36 сторінках. Загальний обсяг дисертації становить 255 сторінок, з них основного тексту 185 сторінок, у яких включено 11 таблиць та 64 рисунки.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОЇ ПОДАЧІ ТА ОСЬОВОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ ПРУТКОВИХ ЗАГОТОВОК

У розділі розглянуто конструктивно-технологічні передумови та вибір напряму дослідження. Автоматична подача пруткових заготовок визначає організацію допоміжних операцій та умови підготовки матеріалу до токарної обробки. Вибір технічних засобів подачі пов’язаний зі способом передавання руху, осьовим базуванням прутка, характеристиками привода та взаємодією з вузлами верстата.

Порівняння пристроїв витягування й автоматичної подачі ґрунтується на відомих конструктивних рішеннях, науково-технічних джерелах і розрахункових характеристиках технологічних циклів. Основними аспектами аналізу є функціональні можливості обладнання, тривалість допоміжних операцій, умови формування кінцевого осьового положення заготовки та його вплив на подальшу токарну обробку.

Поєднання конструктивного й технологічного аспектів створює передумови для визначення чинників, які потребують кількісного дослідження під час оцінювання точності осьового позиціювання.

1.1 Тенденції розвитку технологій токарної обробки та автоматизації подачі пруткових заготовок

Ринок токарних верстатів та систем подачі заготовок переживає етап безпрецедентної цифровізації та поглибленої автоматизації, що стимулюється концепцією Індустрії 4.0 та 5.0 [1; 2]. Сучасна цифровізація машинобудівних підприємств базується на принципах контролю життєвого циклу виробничих модулів [3], при цьому автоматичні машини подачі прутка є невід’ємною частиною цієї одиниці. За аналітичними прогнозами [4], залежно від методології оцінки та включення периферійного обладнання, глобальний ринок токарних верстатів досягнув обсягу від $11,64 млрд до $29,65 млрд у 2025 році та показав

стабільні середньорічні темпи зростання (CAGR) близько 5,4%, що може протриматись аж до 2030-2032 років. Значний відсоток ринку займають автоматизовані токарно-обробні центри, тому підвищення їхньої продуктивності є актуальною тематикою. Підвищення продуктивності може досягатись різними шляхами, як-от покращенням управління процесом обробки [5], так і встановленням додаткового обладнання для автоматизації підготовчих операцій [6]. Машини для автоматичної подачі пруткових заготовок значно підвищують продуктивність верстатного комплексу натомість, зменшують вільну площу в приміщенні та потребують обслуговування. Згідно з ринковою аналітикою на 2024-2025 роки, спостерігаються такі макроекономічні та технологічні тенденції в поширенні методів завантаження:

- домінування автоматичних подавачів над ручним завантаженням: близько 52% виробників звітують про стратегічний перехід на токарні верстати з ЧПК, інтегровані з пристроями автоматичної подачі прутків (англ. bar feeder, далі – барфідер). Доведено, що автоматичне подавання підвищує загальну пропускну здатність підприємства на 45% і зменшує час простою обладнання на 38% [7];

- зменшення часу переналагодження пристрою подачі заготовки (ППЗ) на інший розмір або тип заготовки що дозволяє збільшити продуктивність при роботі з малими партіями деталей, яке є особливо важливо для розвитку виробництв в напрямку індивідуалізації [8];

- підвищення рівня автоматизації та місткості магазинів заготовок, що сприяє зменшенню залученості працівників на виробництві. Таким чином відпадає потреба в позмінній роботі та зменшується кількість працівників необхідна для забезпечення виробничого процесу

- підвищується доступність обладнання для подачі та спрощується його інтеграція у виробничу систему, що означає зменшення порогу входу виробництва в еру індустрії 4.0 [9].

Нове обладнання розробляється з урахуванням побажань клієнтів стосовно вільної площі для його інтеграції, тому на ринку представлені моделі різних

довжин. При проектуванні нового виробничого приміщення вибір системи подачі, як і розрахунок складських площ, безпосередньо і нерозривно пов'язаний зі стандартами постачання металопрокату, які суттєво різняться залежно від географічного регіону та прийнятої системи вимірювань (метрична проти дюймової). Ознайомлення з цими стандартами дозволяє краще зрозуміти потреби ринку та відмінності в технологічних завданнях.

У європейських та міжнародних стандартах, що опираються на метричну систему вимірів [10; 11] прутковий матеріал для ринку постачається суворо стандартизованими довжинами. Найбільш поширеною і економічно вигідною є довжина 6000 мм (6 метрів). Для потреб токарного оброблення, зручності транспортування та зберігання продавці, або самі постачальники часто розрізають ці 6-метрові заготовки навпіл. В результаті утворюються заготовки довжиною 3000 мм (3 метри). У деяких випадках, залежно від потреб масового токарного виробництва, можливе виготовлення прутків довільної довжини від 2 до 12 метрів для низьколегованих вуглецевих сталей звичайної якості, та до 6 метрів для якісних вуглецевих та легованих сталей [12].

Для компаній, що використовують короткі ППЗ, європейським неофіційним стандартом є подальша нарізка цих прутків на стрічко-пилкових верстатах на фрагменти довжиною 1 – 1,5 м. Ця довжина розрахована відповідно довжини шпинделя більшості сучасних токарних верстатів з ЧПК. Деталі, коротші за 1 метр (наприклад, 200-500 мм), зазвичай класифікуються як одиничні циліндричні заготовки і завантажуються або вручну, або за допомогою роботизованих систем, рідше – спеціальним режимом у барфідерах.

В Північній Америці стандартна довжина комерційного прокату не обмежується стандартом, однак прутки не виготовляють більше 60 футів через труднощі їх транспортування [13]. Найбільш популярними для середньо та крупносерійних виробництв є довжини від 12 до 20 футів (приблизно 3,6-6,0 метрів). Як і в європейських країнах заготовки можуть додатково нарізати на фрагменти довжиною 2, 3 або 4 фути (0,6-1,2 метра) для використання в компактних коротких ППЗ.

1.2 Класифікація способів і засобів автоматичної подачі та осьового позиціювання пруткових заготовок

Системи завантаження та осьового позиціювання пруткового матеріалу класифікуються за рівнем автоматизації, фізичним принципом переміщення заготовки, типом підтримки матеріалу та ступенем інтеграції з системою ЧПК верстата. Розуміння кожного методу та можливості його технічної реалізації дозволяє підібрати саме той варіант, який зможе найкращим чином оптимізувати виробничий процес відповідно до заданих параметрів таких як: серійність, номенклатура деталей, економічність. На кожен з вказаних параметрів впливає низка чинників, які визначаються конструктивними особливостями та загальними принципами роботи механізмів подачі.

1.2.1 Пристрої витягування прутка: принцип дії та функціональні особливості

Витягувач прутка – це допоміжний інструмент, який встановлюється безпосередньо в револьверну головку токарного верстата з ЧПК. На відміну від класичних пристроїв подавання, які штовхають матеріал крізь шпиндель ззовні, з тильної сторони шпинделя верстата, витягувач захоплює пруток з боку робочої зони і витягує його на потрібну довжину за допомогою запрограмованого руху осі Z верстата [14]. Це дозволяє частково автоматизувати процес без залучення зовнішнього габаритного обладнання. За принципом дії витягувачів поділяються на кілька категорій.

Пружинні витягувачі (рис. 1.1) використовують затискні елементи з високоміцної пружинної сталі, що в зонах контакту із матеріалом мають рифлену поверхню. Під час налаштування губки встановлюються на розмір, що є меншим за діаметр прутка для створення необхідного радіального зусилля [15]. Коли револьверна головка рухає витягувач на пруток завдяки переміщенню по осі Z, завдяки західній фасці губки відгинаються, деформуючи пружні елементи, що створюють постійну силу захоплення. Далі затискний пристрій (ЗП) верстата відпускає заготовку та відбувається її подачі за рахунок сил тертя між

затискними елементами пристрою подачі та поверхнею матеріалу. Після досягнення необхідної координати ЗП верстата здійснює затиск, що утримує заготовку від подальшого осьового руху і губки пружинного витягувача, що створюють значно менше тертя ніж губки ЗП, зісковзують із поверхні заготовки.



Рисунок 1.1 – Пружний витягувач [16]

Гідравлічні та пневматичні витягувачі мають схожий принцип дії тому розглянемо їх будову та функціонал на прикладі популярної на ринку моделі Grippex (рис. 1.2) [17]. Пристрій використовує стандартну систему змащувально-охолоджувальної рідини (ЗОР) верстата для створення зусилля захоплення. Тиск ЗОР, що зазвичай становить не більше 1 бара, приводить у дію внутрішній поршень інструменту, який змушує три пальці з твердосплавними вставками міцно затиснути пруток. Це рішення дозволяє переміщувати заготовки вагою до 95 кг без механічного зносу пружин, який притаманний простішим моделям.

Спільні переваги витягувачів полягають у їхній безпрецедентно низькій вартості. Середня вартість промислового витягувача становить до $2000 порівняно з $20,000–$40,000 за повноцінний автоматичний подавач. Вони не потребують додаткової площі цеху та відзначаються надзвичайною простотою налаштування, оскільки не вимагають складного електричного або програмного інтерфейсу з системою ЧПК верстата, окрім базового макропрограмування.

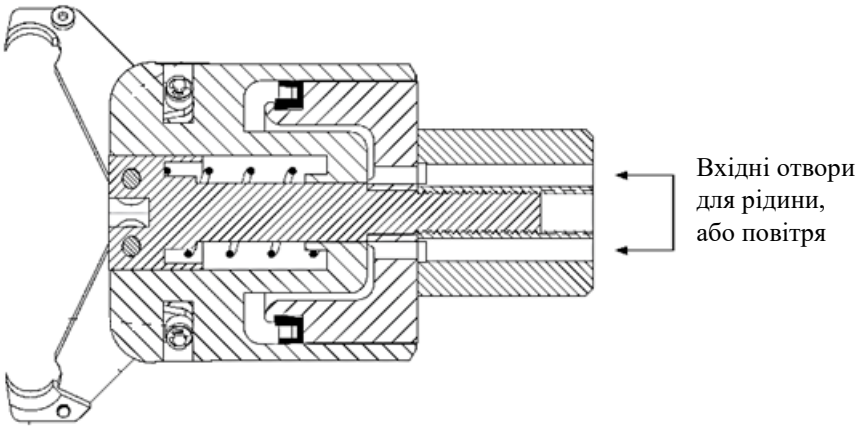


Рисунок 1.2 – Будова гідравлічного/пневматичного затискача Grippex для витягування заготовки [17]

Головним недоліком витягувачів є їхня нездатність самостійно завантажити новий пруток зі стелажа після закінчення попереднього. Коли матеріал вичерпується, система зупиняється оператором, або ж завдяки макрокоманді підрахунку деталей, яка запобігає холостим циклам обробки. Далі необхідне втручання оператора для ручного встановлення наступного прутка. Крім того, витягувач займає одну цінну позицію в револьверній головці, обмежуючи кількість доступного ріжучого інструменту.

1.2.2 Автоматичні пристрої подачі прутка: принцип дії та функціональні особливості

Пристрої автоматичної подачі заготовок є найбільш ефективними для використання у великосерійному токарному виробництві. Вони розташовуються позаду шпиндельної бабки верстата і подають матеріал у зону різання. Сучасні магазинні подавачі здатні автоматично завантажувати нові прутки з накопичувального лотка без зупинки верстата, здійснюючи плавний перехід від прутка до прутка за відносно короткий проміжок часу. Окрім безпосередньої подачі вони виконують допоміжну функцію в підтримуванні матеріалу, що через свою довжину виступає за верстат та без належної підтримки може спричиняти

вібрації. Таким чином підвищується, ефективність використання матеріалу, якість обробки, довговічність різального інструменту та опор верстата.

Загалом існує три основних напрямки для стабілізації вільного кінця заготовки, що залишається в барфідері: гідродинамічні, гідростатичні та механічні опори (табл. 1.1). Гідростатичні є найдорожчими, адже потребують масло-станції з насосом який буде подавати мастило високої якості в опорні втулки. Через тиск у розмірі 1-2 бари пруток зависає в масляній ванні. Такий метод забезпечує майже повну відсутність вібрацій попри дисбаланс заготовок, що дозволяє обертати їх з великим діапазоном частот [18]. Гідростатичні підшипники можуть використовувати в токарних верстатах як головних упор шпинделя, що забезпечує йому кращі експлуатаційні характеристики відносно опор кочення [19]. Наявність масло-станції у верстаті спрощує інтеграцію системи підтримки вільного кінця заготовки.

Гідродинамічні опори є простіші та дешевші, адже працюють без підведеного ззовні тиску що дозволяє їм значно здешевити масло-станцію [20]. Величина підтримувальних сил, що виникають через ефект масляного клину має пряму пропорційну залежність від швидкості поверхні заготовки. Однак, при дуже великих швидкостях та динамічних навантаженнях від дисбалансу масляна плівка може порватись, що є небажаним ефектом, якого краще уникати. Це накладає суттєві обмеження в діапазоні робочих швидкостей таких систем.

Обидва описаних методи використовують опорні втулки з певною геометрією, які придатні до використання з обмеженим діапазоном розмірів. При зміні діаметра матеріалу, або профілю поперечного перерізу необхідно проводити заміну цих елементів, щоправда, через велику товщину масляного шару в гідростатичних системах допускається використання однієї втулки під ширший діапазон діаметрів заготовок. Також проводяться дослідження для збільшення діапазону роботи та кращої стабілізації прутка у в’язко-пружних структурах [21], зокрема в середовищі магнітореологічних рідин [22].

За приводом подачі матеріалу подавачі можна класифікувати як пневматичні, електро-механічні та сугубо механічні.

Таблиця 1.1 – Основні типи систем підтримки прутка

Тип	Ключові Особливості	Приклади Моделей
Гідро-динамічні	1) Підтримує високі швидкості (6-8 тис. об/хв). 2) Слабка стабілізація на низьких швидкостях (<1000 об/хв). 3) Потребує заміни опорних втулок при зміні діаметра.	Mini-Rhinobar (Lexair) [23] IEMCA Boss 542 [24] ALPHA 112 S3 [25]
Гідро-статичні	1) Підтримує дуже великий діапазон швидкостей (від 100 до 12 тис. об/хв). 2) Сумісний із будь-якою формою профілю прутка.	Sprint 565 S2+ [26] Turbo 3-38 [27]
Механічні	1) Низька допустима швидкість (до 4 тис. об/хв). 2) Присутні помірні вібрації під час роботи. 3) Прості в обслуговуванні та дешеві.	Infinity [28] X-Files-S [29]

Системи з механічним методом підтримки та центрування прутка відзначаються своєю простотою в обслуговуванні. Вони підтримують менші частоти обертання та продукують часткові вібрації. Так як ці завантажувачі користуються популярністю під них розробляють системи для автоматичної зміни напрямних втулок [30], та автоматичного налагодження на необхідний розмір [31]. Також розробники намагаються підвищити частоти обертання застосовуючи активну систему гасіння радіальних коливань [32].

Пневматичні подавачі використовують енергію стисненого повітря для руху поршня-штовхача. Через фізичні властивості газів без зворотного зв’язку неможливо здійснити точне позиціювання, що вимагає використання механічного упору. Історичні гравітаційні системи, де використовувалися масивні контр-ваги та троси для постійного тиску на матеріал, зараз вважаються застарілими і майже не використовуються через низку факторів. Однак повністю

механічні подавачі, керовані кінематикою, що реалізовується здебільшого системою кулачкових механізмів та приводними цангами, досі знаходять широке застосування у специфічних секторах. Зокрема, у мікромеханіці (виробництво деталей для годинників діаметром менше 1 мм) та на класичних кулачкових автоматах швейцарського типу [33]. Вони забезпечують абсолютну кінематичну синхронізацію механічних рухів з циклом верстата, хоча й поступаються гнучкістю сучасним ЧПК-системам. Для досягнення необхідної точності осьового позиціювання наявність упора для такого типу подачі є необхідністю. Електричні приводи завдяки сучасним системам керування мають високу точність, а механічні елементи із сучасних матеріалів забезпечують їх високу жорсткість. Можливість повністю контролювати параметри процесу подачі дозволяє оптимізувати закон руху для ефективного використання ресурсів. Через підвищення точність серводвигунів у ППЗ став доступним режим роботи без упора із достатньою точністю для чорнових операцій та з використанням упору для більш відповідальних робіт [34].

За конфігурацією довжини матеріалу ППЗ жорстко класифікуються на короткі та довгі, що зумовлює відмінності у конструкції та особливостях їх використання (табл. 1.2).

Короткі подавачі спеціально розроблені для прутків довжиною від 1 до 1,5 метрів, які повністю або майже повністю поміщаються всередині шпиндельної труби токарного верстата. Оскільки матеріал не виступає назовні, немає потреби у складних масивних системах зовнішньої стабілізації. Вони займають мінімум виробничої площі і є типовим рішенням для цехів з обмеженим простором [35].

Довгі подавачі призначені для обробки стандартних нерізаних прутків 3–6 метрів. Вони забезпечують найнижчий відсоток відходів матеріалу, оскільки генерують лише один залишок на кожні 3–6 метри матеріалу, порівняно з трьома залишками при розпилюванні цієї ж заготовки на метрові шматки для короткого ППЗ. Вони вимагають значної площі цеху, але є абсолютно необхідними для автоматів поздовжнього точіння, які працюють в режимі 24/7.

Таблиця 1.2 – Особливості подавачів різних довжин

Завантажувачі довжиною шпинделя (короткі) 1-1,5 метри	Довгі завантажувачі 3-6 метрів
Створюють більше необроблених залишків	Максимізують коефіцієнт використання матеріалу
Займають менше виробничої площі	Збільшують довжину верстата на 65м
Менші вимоги до геометрії прутка	Мають жорсткіші вимоги до кривизни прутка
Відсутність системи підтримки прутка	

Сумарно властивості барфідерів та характеристики їхніх конструктивних елементів, а також конкретні моделі з їх реалізацією, що частково висвітлені у дослідженні [36] занесені до таблиць 1.1-1.3, що допоможе орієнтуватись при виборі даного агрегату разом із матеріалами досліджень [37] та [38].

Таблиця 1.3 – Технології подачі та інтеграція з системою верстата

Привод подачі	Пневматичний	Простий, дешевий, швидкий ($\pm$0,4мм)
	Гідравлічний	Низька швидкість, точність ($\pm$0,5мм)
	Серво	Висока точність без упору ($\pm$0,2мм)
Інтеграція з ЧПК верстатами	Механічне підключення	Сумісність затискного пристрою з автоматичними завантажувачами
		Можливість співвісного встановлення пристрою подачі з віссю Z верстата
		Необхідна жорстка фіксація до підлоги
	Електричний інтерфейс	Використовує М-коди
		Потребує інтеграції аварійної зупинки
Додаткова опціональна автоматизація	Завантажувач в’язок прутків у барфідер	
	Автоматична подача прутків до живильника у виробничому приміщенні (до 1 т)	

1.3 Конструктивні схеми та автоматизація систем подачі пруткових заготовок

Одними з перших поширеними ППЗ були цангові подавачі, що використовувались у токарних верстатах-автоматах (рис. 1.3). Привод подачі міг бути від обертових елементів верстату через кулачки [39] або ж від постійної дії сили тяжіння.

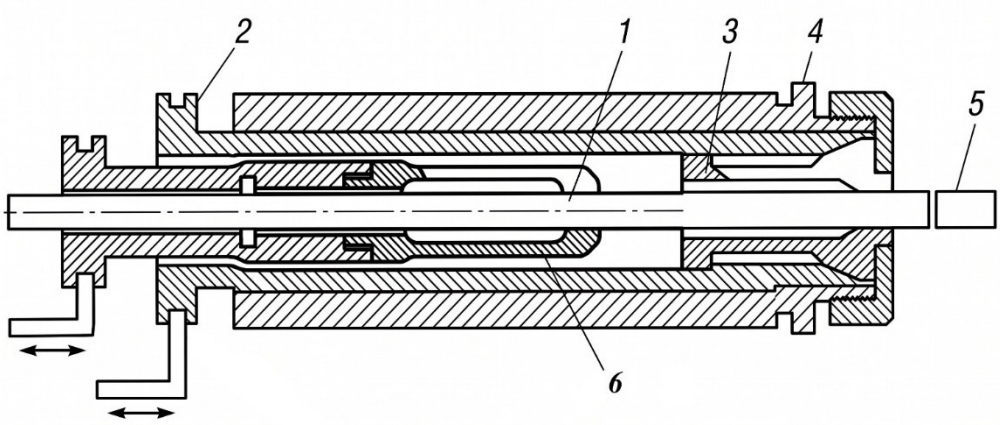


Рисунок 1.3 – Будова цангового ППЗ [39]: 1 – пруток; 2 – затискна труба; 3 – затискна цанга; 4 – шпиндель; 5 – деталь; 6 – цанга подачі

Принцип роботи механізму, зображеного на рисунку 1.3, полягає у почерговому переміщенні тяг та відбувається в такій послідовності:

1. Профільний барабан через важіль з кулачком зміщує затискну трубу 2 таким чином, щоб пелюстки затискної цанги 3 розкрились, звільняючи оброблюваний пруток 1.

2. Інший кулачковий барабан приводить у рух тягу труби подачі в напрямку до зони обробки. Цанга подачі 6, завдяки своїй будові при русі відносно поверхні заготовки в напрямку зони обробки, змінює геометрію контакту, що спричинює жорстку фіксацію. Таким чином зафіксований пруток починає рухатись разом із цангою до відкидного упора, виставленого в заданій позиції зупинки торця прутка.

3. Після досягнення заданої довжини, що характеризується ударом торця прутка об упор, цанга подачі деякий час продовжує свій рух ковзаючи по

поверхні прутка, на величину задану при налаштуванні обладнання для запобігання ефекту недостатньої довжини подачі.

4. Важіль затиску повертається у вихідне положення: затискна цанга насувається на конус і надійно фіксує пруток у шпинделі.

5. Після фіксації прутка важіль подачі тягне трубу подачі разом із цангою назад. Оскільки затискна цанга під дією радіальних сил утворює більшу силу тертя ніж цанга подачі, остання при русі назад ковзає по поверхні прутка у своє початкове положення, готуючись до наступного циклу. Зменшення сили тертя між прутком та цангою подачі зумовлене її геометрією.

Така конструкція містить низку недоліків, які значно зменшували реальну ефективність пристрою порівняно з розрахунковою. Метою подальших патентів було удосконалення такої конструкції для підвищення її надійності та полегшення процесу переналагодження. У класичних схемах зміна довжини деталі потребувала ручної заміни кулачків, або тривалого та точного налаштування куліси. Рішення переналагодження частково знайшли в патенті [40] використавши електромеханічні упори та вимикачі. Такі удосконалення дозволили автоматизувати та пришвидшити зміну довжини ходу подавальної труби. Поломки через нестабільний діаметр прутка вдалось усунути завдяки впровадження пружинних компенсаторів у ланцюг «важіль-труба», які поглинали надлишкове зусилля, однак це не усувало весь негативний вплив від відхилення форми та розмірів заготовки. Найбільшою проблемою було забезпечення сталої довжини подачі, адже під час роботи на високих швидкостях важкий пруток при ударі об передній упор міг «відскочити» назад до початку фази затиску патроном верстата, що призводило до браку по довжині. Вдосконалення кінематики важелів для більш плавного гальмування матеріалу в кінці ходу та створення демпферних упорів допомогли вирішити проблему в короткостроковій перспективі, попри це точність осьового позиціювання не вдалось вивести на рівень достатній для повноцінної відмови від операції підрізання торця. Крім того залишались проблеми, які безпосередньо пов’язані з принципом роботи цангово-важільних механізмів:

1. Пошкодження поверхні металу, що відбувається під час зворотного ходу, коли подавальна цанга треться об нерухомий пруток. На м'яких матеріалах, таких як алюміній, латунь, бронза, або полірованих прутках це неминуче залишає глибокі поздовжні подряпини, що може вплинути на роботу обладнання де були жорсткі вимоги щодо заготовок.

2. Жорстке обмеження довжини подачі за один цикл утворене фізичними розмірами шпиндельного барабана і важелів. Якщо потрібно виточити дуже довгу деталь, механізм змушений робити декілька циклів зворотно-поступальних рухів подачі, що витрачало машинний час.

3. Знос та втрата зусилля подавальних цанги через постійне тертя [41]. Коли пелюстки стираються, зусилля падає, і цанга починає проковзувати відносно прутка під час руху вперед. Як результат пруток не доходить до упору.

4. Шум і вібрація що спричинені відсутністю підтримки задньої частини довгого прутка, який при високих обертах починає бити по стінках труби, створюючи гуркіт і вібрації, що погіршують якість обробки деталі та пошкоджують обладнання.

Для вирішення цих проблем змінили принцип подачі: замість передачі зусилля через тертя об поверхню заготовки, здійснюється силовий вплив на її торець (рис. 1.4). Таким чином усувається технологічне пошкодження поверхні, звільняється місце у шпинделі та навколо заготовки для розміщення елементів підтримки її вільного кінця, нівелюється можливість проковзування, що дозволяє подавати пруток набагато точніше, а також мінімізувати відходи прутка через можливість здійснювати подачу безпосередньо до затискних елементів шпинделя завдяки конструкції штовхача. Однак при подачі довгих нежорстких заготовок малого діаметра, можлива їх деформація, що значно погіршить точність осьового позиціювання та може призвести до аварійної ситуації [42].

Джерелом зусилля подачі може виступати стиснуте повітря, гідравлічна рідина, або електричний двигун. Пневматичний привод є швидким та легким в обслуговуванні, але може бути менш стабільним та контрольованим через значну зміну фізичних параметрів газів від температури, складності контролю

витрати газу та його значну стисливість, через що для точного позиціювання необхідно використовувати механічний упор або зворотній зв’язок. Натомість гідравлічні приводи мають дуже високу жорсткість, яка є доцільною при подачі великих заготовок значної маси.

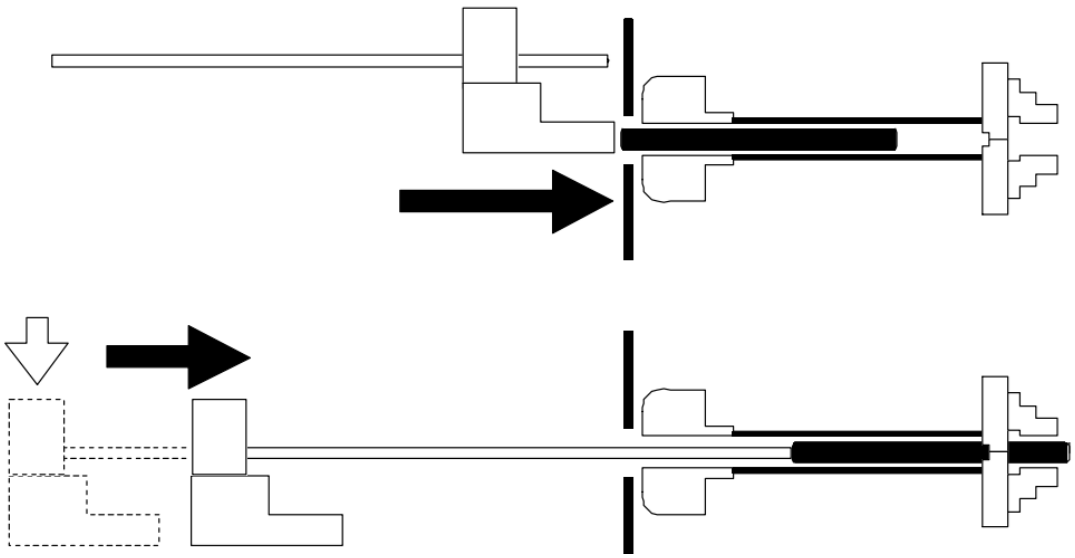


Рисунок 1.4 – Конструктивна схема барфідера Quick 6 S2 [43]

Недоліком такої системи є необхідність маслостанції, що підвищує час обслуговування та загальну вартість. Електричні приводи завдяки сучасним системам керування мають можливість повністю контролювати параметри процесу подачі, що дозволяє оптимізувати закон руху для ефективного використання ресурсів.

У схемах роботи подавачів прутка немає принципових відмінностей: механічний перетворювач (МП) у сугубо механічних ППЗ виконує ту ж функцію, що і регулятор тиску (Pm), а інші елементи залишаються майже незмінними (рис. 1.5). Кожен із розглянутих приводів руху зайняв своє місце у виробничих приміщеннях, однак між усіма є спільна риса – необхідність використання упора для зупинки прутка. Сервопривод може зупинити заготовку і без упора, але в такому випадку доведеться зрізати більше припуску через нижчу точність позиціювання. Тому в більшості випадків використання упора є необхідністю і

він досі залишається конструктивним елементом системи подачі прутка в токарних верстатах.

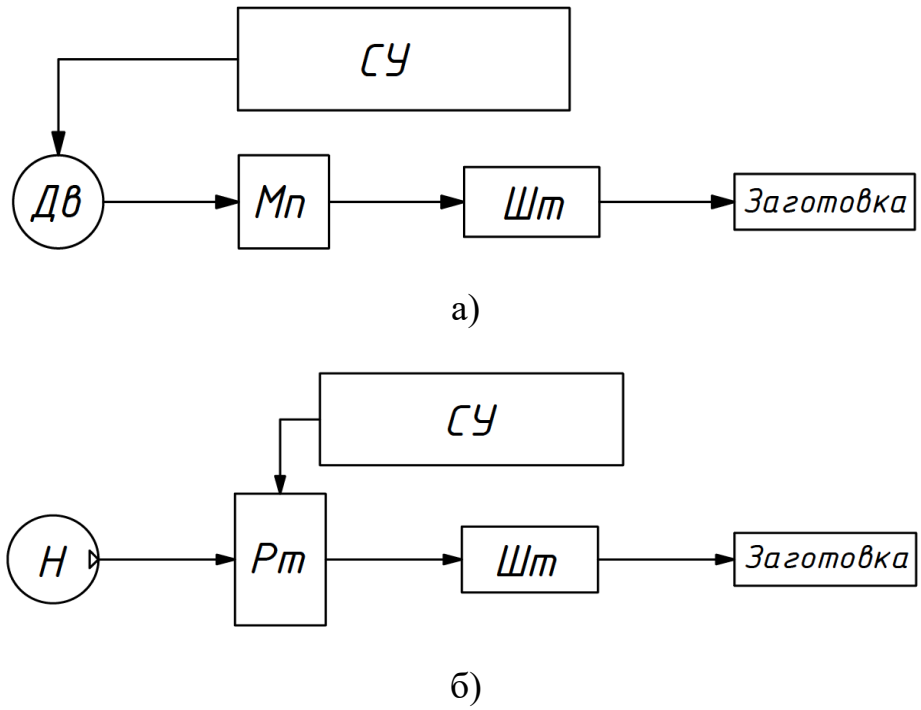


Рисунок 1.5 – Схеми роботи механізмів для подачі пруткової заготовки: а) з механічним приводом, б) з гідравлічним/пневматичним приводом

Упорне позиціювання торця прутка при подачі барфідером структурно нестабільне через наявність ефекту удар-відскок та деформацій контактуючих поверхонь [44]. Попри це, наведений метод позиціювання використовують у масовому та багатосерійному виробництвах. Час установки заготовки може займати значний відсоток від часу циклу обробки деталі, тому швидкість підходу прутка до упора підвищують, що спричиняє більший відскок від упора, і після затиснення торець прутка вже може не контактувати з базовою площиною упора, що спричинює зменшення осьового розміру заготовки і, відповідно, брак виробу. Сповільнення подачі прутка знижує продуктивність, тобто зменшує відсотковий час різання у процесі циклу обробки.

Для зменшення відскоку при високих швидкостях використовують демпфувальні упори, але вони не розв’язують проблему надійно в довгостроковій перспективі. Для гідро-демпферів окремо відзначено низьку

довговічність підтримки сталого номінального положення опорної площини і втрати повторюваності бази. Ступінь впливу цих дефектів можна понизити використовуючи результати роботи [45].

1.4 Технічні рішення та методи оптимізації процесу для підвищення точності осьового позиціювання пруткових заготовок

В інженерії поширена практика гасити коливання різного роду демпферами та змінами в коливальному контурі. На коливальні параметри заготовки ніяк вплинути неможливо, тому зміни в коливальному контурі припадали на елементи, що безпосередньо контактували із заготовкою в процесі подачі.

Одним із таких варіантів модернізації для зниження коливальних ефектів прутка запропоновано інтеграцію демпфера в конструкцію штовхача [46]. Запропонований пристрій інтегрується безпосередньо в трубку штовхача ППЗ і складається з наступних елементів (рис. 1.6): корпус штовхача, що являє собою довгу трубу (2), закриту з тильного боку заглушкою (3) для з'єднання з приводом; вузол захоплення реалізований цанговим затискним пристроєм розташованим на кінці штовхача (14); демпфуючий елемент (22), що розміщений всередині труби штовхача та має здатність ковзати вздовж неї та гідравлічного сповільнювача.

Внутрішня будова сповільнювача (рис. 1.7) включає циліндричний корпус (25) з внутрішньою (30) та зовнішньою кільцевою (31) камерами, які з'єднані між собою отворами (32), робочий орган сповільнювача поршень (35) зі штоком (36), на який діє внутрішня поворотна пружина (38). Сповільнювач заповнений маслом, густина якого є досить важливим параметром, адже визначає характеристики демпфування.

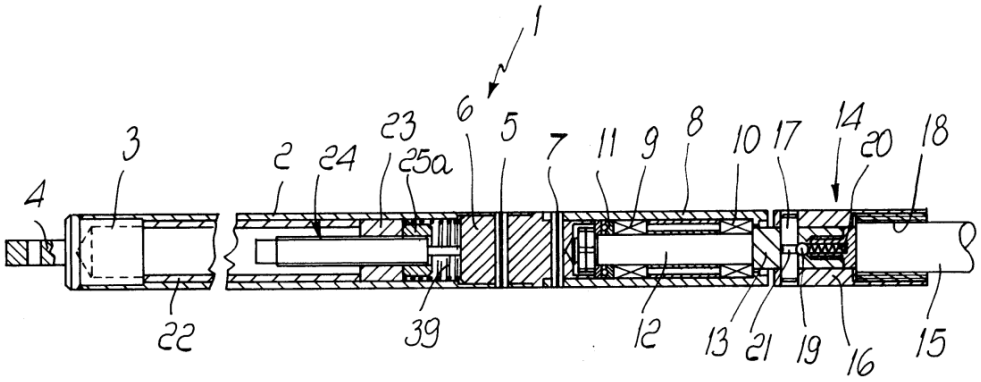


Рисунок 1.6 – Конструкція штовхача із пристроєм сповільнення [46]: 2 – труба; 3 – заглушка; 4 – з'єднувальний виступ; 5 – еластичний штифт; 6 – циліндричний корпус; 7 – штифт; 8 – втулка; 9 і 10 – радіальні підшипники; 11 – упорний підшипник; 12 – вал, 13 – буртик; 14 – цанга; 15 – пруткова заготовка; 16 – втулка; 17 – штифт; 18 – помадка під заготовку; 19 – кулька; 20 – пружина; 21 – кільцева канавка; 22 – втулка; 23 – кільце; 24 – рідинний сповільнювач; 25а – кільце; 39 – додаткова пружина

Механізм працює за принципом використання власної інерції для гасіння удару: під час токарної обробки (у неробочому стані демпфера) внутрішня пружина (38) виштовхує шток, утримуючи демпфуючий елемент у максимально розтиснутому стані. Коли цикл обробки завершено, ППЗ подає пруток вперед до жорсткого зіткнення з упором токарного верстата. У момент різкої зупинки прутка рухома маса (втулка 22 та сповільнювач 24) за рахунок власної інерції продовжує свій рух вперед, що змушує шток вдавлювати поршень (35) всередину корпусу, що призводить до стискання сповільнювача. Масло під тиском поршня змушене перетікати через дросельні отвори, що повільно розсіює кінетичну енергію удару. Таким чином, в'язке тертя рідини протидіє відскоку прутка, утримуючи його щільно притиснутим до упора верстата.

Цей винахід спрямований на усунення критичної проблеми високошвидкісних токарних ліній: зменшення час подачі заготовки та, відповідно, час простою верстата. Висока швидкість подачі неминуче призводить до того, що важкий пруток при зіткненні жорстко відскакує від упора

верстата. Якщо затискна цанга верстата спрацьовує в ту мить, коли пруток відскочив і не торкається упора, відрізана деталь виходить коротшою за встановлені документацією вимоги і підлягає вибракуванню. Відомі раніше пристрої для запобігання відскокам встановлювалися на систему моторного приводу ППЗ, але вони виявилися недостатньо ефективними та економічно невигідними. Цей патент кардинально вирішує це завдання, нейтралізуючи кінетичну енергію безпосередньо в точці удару за допомогою маси самого штовхача.

Хоча механізм є елегантним механічним рішенням, з погляду сучасної динаміки верстатів він має низку обмежень: складність налаштування під різну масу та зниження надійності через знос ущільнень. У самому патенті зазначається, що конструкція може потребувати встановлення додаткової пружини 39 (рис. 1.6), якщо базова пружина 38 (рис. 1.7) виявиться «занадто слабкою». Це підкреслює вузький робочий діапазон пристрою що обумовлюється жорстко заданими гідравлічними параметри. Відповідно, кінетична енергія масивного двометрового прутка на початку обробки і легкого короткого залишку в кінці суттєво відрізняється, а сповільнювач не оснащений інтелектуальною системою адаптивності до цієї зміни.

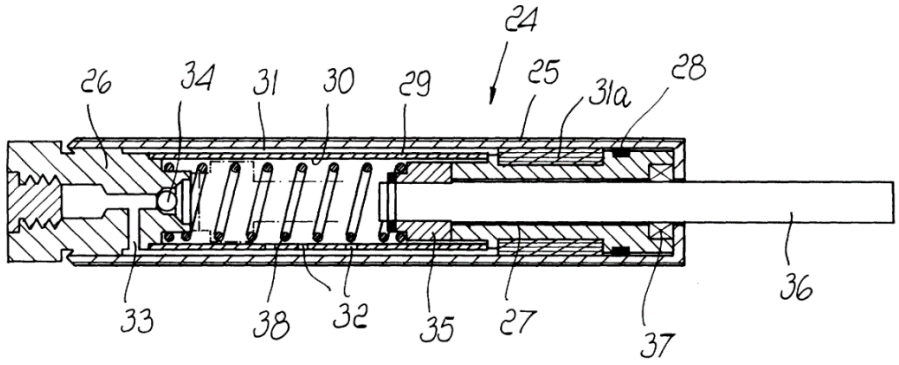


Рисунок 1.7 – Внутрішня будова сповільнювача [46]: 24 – сповільнювач; 25 – корпус; 26 – заглушка; 27 – втулка; 28 – ущільнення; 29 – оболонка; 30 – камера; 31 – зовнішня камера; 31а – компенсаційна камера; 32 – масив отворів; 33 – канал; 34 – кульковий кран; 35 – поршень; 36 – шток; 37 – ущільнювальне кільце; 38 – пружина

Ще один вид змін – експлуатації, які реалізуються через знос та старіння гумових та полімерних елементів, адже робота гідравлічного сповільнювача критично залежить від стану ущільнень, таких як кільця на втулці 28 (рис. 1.7) та напрямній штока 37 (рис. 1.7). В умовах інтенсивного багатосерійного виробництва, де механізм зазнає мільйонів ударів, ці ущільнення схильні до швидкої деградації, що призведе до витоку робочої рідини й повної втрати демпфувальних властивостей. Також таке пристосування не усуває негативні наслідки удару прутка об упор серед яких пластичне деформування останнього, адже розсіювання кінетичної енергії прутка відбувається безпосередньо після зіткнення.

На відміну від попереднього механізму, який призначений для розміщення на кінці штоку ППЗ, патент [47] описує механізм, що розташований в корпусі упора безпосередньо в робочій зоні верстата, який зазвичай встановлюється в револьверну головку (рис. 1.8).

Запропонований скомбінований пружинно-гідравлічний механізм складається з двох основних вузлів: стакана (циліндра) та рухомого багатоступінчастого поршня. Циліндр (2) – це зовнішній корпус, який має виступ (2a) на передньому краї для фіксації у верстаті. У його внутрішній передній частині розташовані канавки (5) та (3) для сальника (11) та двох ущільнювальних кілець (13). У задній (глухій) частині циліндра сформована масляна камера (6), заповнена демпфуючою рідиною/маслом (17). Багатоступінчастий поршень (1) вставляється в циліндр і складається з трьох робочих зон: внутрішня зона (1a) найменшого діаметра на яку насаджено лінійний підшипник (10), який має центральний наскрізний отвір (10a), зовнішні поздовжні масляні канали (10b) та кулькові елементи (10c); середня зона (1b) слугує напрямною для витої пружини (8); зовнішня (контактна) зона (1c) найбільшого діаметра, яка виступає назовні і безпосередньо приймає удар торця прутка та має канавку (4), в яку вставляється стопорне кільце (12) для обмеження зворотного ходу.

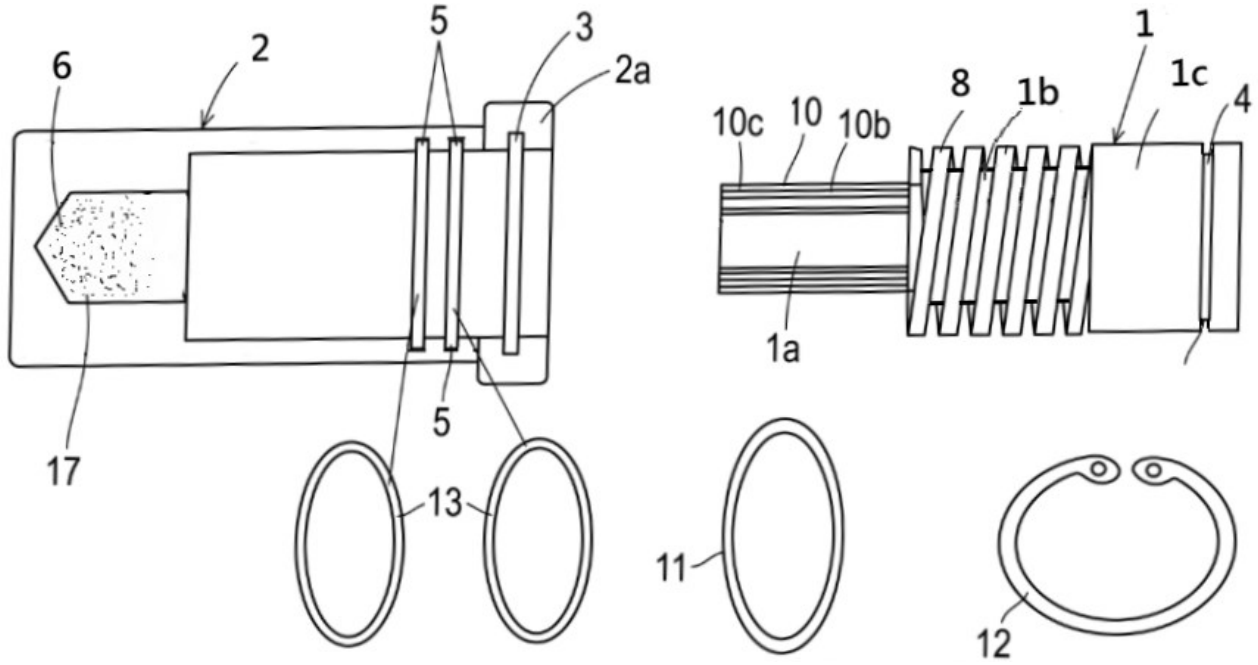


Рисунок 1.8 – Демпферний упор [47]: 1 – багатоступінчастий поршень; 2 – циліндр; 3 – канавка під сальник; 4 – канавка під стопорне кільце; 5 – канавки під ущільнювальні кільця; 6 – масляна камера; 8 – пружина; 10 – лінійний підшипник; 11 – сальник; 12 – стопорне кільце; 13 – ущільнюючі кільця

Пристрій поєднує механічне та гідравлічне розсіювання кінетичної енергії. Спеціальний інструментальний блок із упором (1) підводиться револьверною головкою на вісь шпинделя. ППЗ на високій швидкості проштовхує заготовку крізь шпиндель в наслідок чого торець заготовки жорстко стикається із зовнішньою зоною (1c) поршня. Під дією удару поршень (1) втискається всередину циліндра (2) розсіюючи енергію удару одночасно двома шляхами: стисканням механічної пружини (8) та опір переміщення гідравлічної рідини. Масло (17) з камери (6) під тиском поршня змушене перетікати через вузькі масляні канали (10b) лінійного підшипника всередину порожнини поршня, створюючи гідравлічний опір пропорційний швидкості руху. Після затискання прутка в патроні верстата, револьверна головка відходить, і внутрішня пружина (8) повертає поршень (1) у вихідне положення до упору в стопорне кільце (12).

Завдяки безпосередній близькості рухомих елементів до контактуючого торця упору, останній не встигає зазнати навантажень для пластичної деформації, а енергія удару починає миттєво гаситися завдяки пружній та в’язкій зусиллям протидії. Однак залежність гідравліки від температури впливає на в’язку частину гальмування через зміну кінематичної в'язкості масла (17). При нагріванні масло стає рідшим, опір у каналах (10b) падає, і демпфер стає «м'якшим», що може призвести до нестабільності в його роботі. Хоч цей пристрій потребує мінімум обслуговування, все ж ущільнення при інтенсивній роботі швидко виходитимуть з ладу як і в попередньому прикладі. Використання такого упора забирає одну позицію в револьверній головці, зменшуючи технологічні можливості верстата для складних деталей, де потрібна велика кількість різального інструменту.

Окрім проблеми точності установки заготовки, актуальною є проблема відстеження наявності достатньої довжини заготовки для фіксації у ЗП верстата. При недостатній залишковій довжині заготовки можливі варіанти недостатньої величини подачі, коли ходу штока ППЗ недостатньо для забезпечення контакту прутка з упором, або виштовхування залишку зі шпинделя, що спричинить холостий цикл обробки. Навіть при спрацюванні всіх систем залишається ризик ненадійної фіксації через брак довжини, що може призвести до вивільнення заготовки із ЗП під час обробки з подальшими негативними наслідками.

Для вирішення цієї проблеми патент [48] пропонує пневматичний відкидний упор головною особливістю конструкції якого є наявність активного зворотного зв'язку реалізованого через пневматичну систему (рис. 1.9). Пристрій складається з жорсткого кронштейна (20), який кріпиться до станини, або револьверної головки верстата та має внутрішній канал для підключення стисненого повітря через штуцер (16), та поворотного важеля (30) з'єднаним з базовим елементом за допомогою осі обертання (60) так, що може здійснювати маятникові рухи, для взаємодії з пневмо-магістраллю через пневматичний клапанний вузол, що інтегрований у кронштейн безпосередньо під поворотним важелем та складається з корпусу (41), зворотної пружини, гумових

ущільнювальних кілець (46) та запірної кульки (42), яка у вихідному положенні виступає над поверхнею для забезпечення можливості контакту з поворотним важелем.

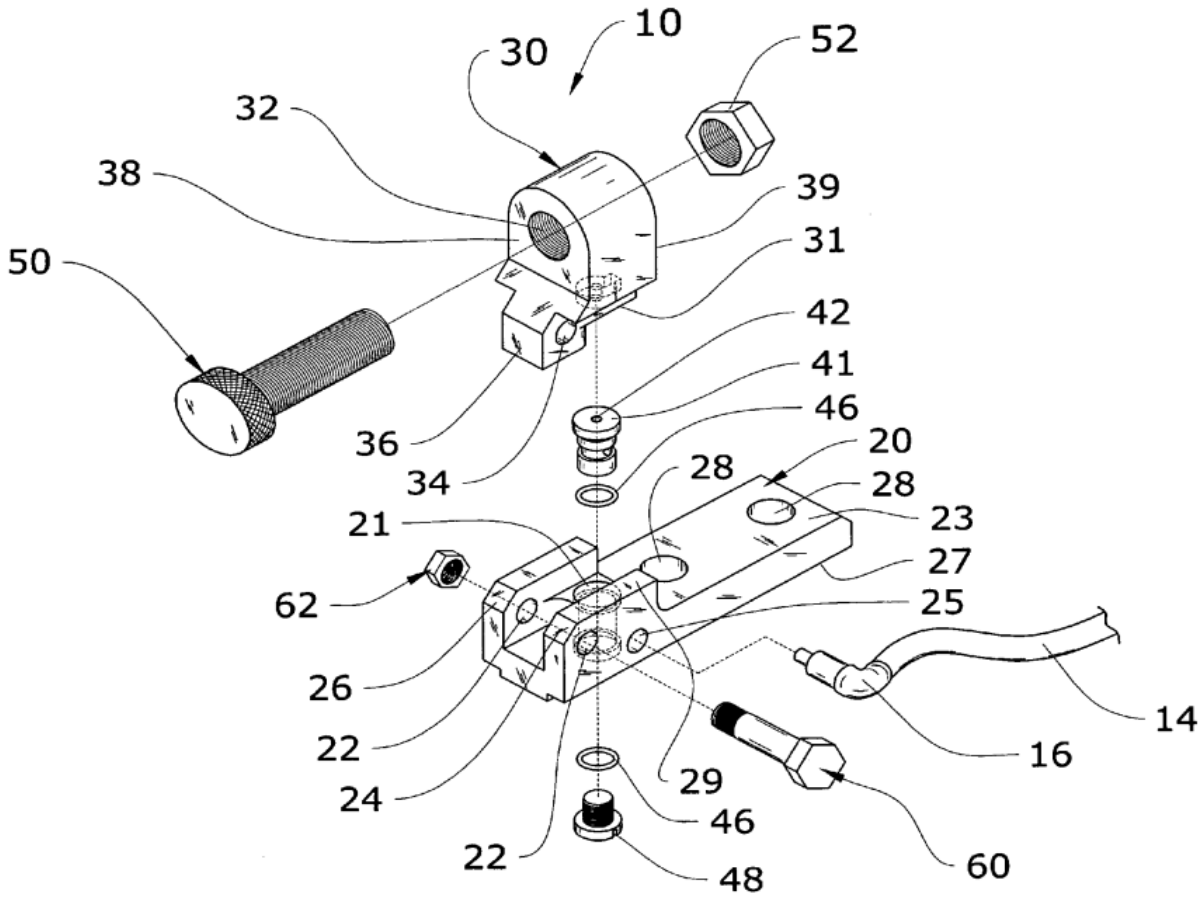


Рисунок 1.9 – Елементи пневматичного відкидного упору [48]: 10 – упор; 14 – пневматична магістраль; 16 – з’єднувач; 20 – кронштейн; 21 – отвір під клапан; 22 – отвори під вісь; 23 – верхня базова поверхня; 24, 26 – виступи; 25 – отвір для під’єднання; 27 – нижня базова поверхня; 28 – отвори кріплення; 29 – верхня площина виступів; 30 – поворотний елемент; 31 – нижня контактуюча поверхня елементу 30; 32 – різьбовий отвір; 34 – другий отвір для клапану; 36 – нижня поверхня елементу 30; 38 – передня поверхня; 39 – задня поверхня; 41 – верхня частина корпусу клапана; 42 – кульковий елемент; 46 – ущільнювальні кільця; 48 – фіксатор клапана; 50 – елемент активації; 52 – фіксуюча гайка; 60 – вал; 62 – елемент фіксації

Під час подачі пруток висувається зі шпинделя верстата і вдаряє по активаційному елементу (50). Сила тиску прутка змушує поворотний важіль (30) відхилятися назад навколо своєї осі (60). Нижній виступ (31) поворотного важеля тисне на кульку (42), долає опір пружини (44) і відкриває клапан, який починає випускати стиснене повітря в атмосферу, що спричинює різке падіння тиску у пневматичній магістралі. Реле тиску фіксує це падіння і відправляє електричний сигнал системі ЧПК про те, що заготовка досягла упора і подачу слід зупинити.

Традиційні електромеханічні кінцеві вимикачі в робочій зоні токарного верстата швидко виходять з ладу через заливання МОР та потрапляння стружки. Пневматична система розпізнавання є абсолютно нечутливою до рідин і бруду, що гарантує високу довговічність. Також механізм замінює пасивний жорсткий упор на активний сенсор, дозволяючи системі верстата визначати момент фізичного контакту і запобігати подальшому проштовхуванню прутка, або ж зробити висновок, що пруток завершився. Однак є завдання, які залишаються не вирішеними наприклад запізнювання спрацювання датчика спричинене інертністю пневматичної системи: існує часова затримка між фізичним ударом, відкриттям клапана, падінням тиску та реакцією електроніки. Також запропонована конструкція не розсіює енергію удару поступово, адже пруток вдаряється об жорсткий сталевий упор, що має мінімальний хід, який не зможе достатньо плавно розсіяти всю кінетичну енергію. Це призводить до високих ударних навантажень та ризику відскоку заготовки назад у момент затискання цанги, або ж пластичних деформацій контактних поверхонь, як і у звичайних жорстких упорах.

Окремі механізми затиску циліндричних заготовок [49 – 51] сприяють покращенню умов для точності їх осьового позиціювання через можливість попереднього затиску, що зменшує амплітуду і тривалість коливань. У роботі [52] запропоновано підхід до затиску заготовки у визначеному, завдяки оптичному вимірювальному пристрою, положенні. Дослідження [53] вказує на можливість застосування автоматичних систем синтезу структур нових механізмів для позиціювання заготовки. Використання методів оптимізаційного

синтезу технологічних параметрів виготовлення деталей [54] створює передумови для обґрунтованого вибору швидкісних і силових характеристик циклу завантаження заготовки, що дозволяє мінімізувати ймовірність появи технологічних відмов та забезпечити стійкість процесу базування. У стандартизованих процедурах перевірки геометричних та позиційних показників верстатів [55] відсутні вимоги до точності позиціювання пруткової заготовки за упором. Причиною цього може бути невизначеність процесів [56], які виникають при контакті заготовки з упором та складнощі їх розрахунку. Для виявлення основних факторів впливу на точність осьового позиціювання заготовки в токарному верстаті від параметрів процесу зупинки довгомірного пруткового матеріалу жорстким упором та характеристик засобів його автоматичної подачі, доцільно розглянути дослідження різних типів ударів на систему подачі, зокрема, у роботі [57] проведено аналіз методів математичного моделювання деформацій системи тіл при ударі, що сприяє розробці розрахункової моделі подачі прутка в упор. Математичний опис коливань довгого стрижня після удару були об’єктом дослідження [58], однак, розроблена модель не враховує підпір стрижня з боку штовхача. У роботі [59] автор розглянув параметричні характеристики удару пружного стрижня у твердий упор, при яких можливе пошкодження поверхонь тіл. Чисельний метод розрахунку деформацій поверхонь відносно параметрів удару та їх шорсткості досліджувалась у роботі [44]. Результати показали необхідність високих вимог до чистоти поверхонь для забезпечення геометричної сталості упору. Модель продемонстровану в дослідженні [60] дозволяє розрахувати пластичні деформації при контакті матеріалів різної твердості, та вказує про їх утворення навіть при незначних швидкостях. Це створює передумови для розробки підходів до визначення похибки положення прутка та її компенсації, що частково відображено в дослідженнях [61; 62].

1.5 Оцінювання технічної ефективності, економічних показників і впливу способу автоматичної подачі на тривалість технологічного циклу

Використану енергію можна оцінювати за станами верстата: готовність, холостий хід, розгін-гальмування, різання, зміна інструмента, обслуговування допоміжних систем. Це дає передумови створення декомпозиції етапів роботи з виокремленням секторів, що забезпечують економію часу й енергії (кВт·год) при скороченні або виключенні операцій. У металообробних верстатах частка чистого різання становить меншу частину від повної енергії, решта – некорисні стани, на які безпосередньо впливає скорочення тривалості операцій і кількості проходів. Економічну модель собівартості як агреґатну модель вартості на деталь можна виразити у вигляді

$$C = C_{\text{загот}} + C_{\text{верст}} + C_{\text{оператора}} + C_{\text{інструм}},$$

де складові це вартість заготовки, енергії витраченої на її обробку, оплати праці оператора, інструмента з урахуванням ресурсу й кількості ріжучих кромок. Узагальнений емпіричний розподіл витрат вказує, що найбільші частки припадає на верстат і інструмент; енергія має меншу частку, але за великих обсягів її економія відчутна і помітну економію також дає зменшення часу. Це загалом аргументує користь підвищення швидкості та точності автоматичної подачі заготовки, скорочення або усунення підрізання торцевої поверхні заготовки. Окремою сферою економії можна вважати матеріал, відходи та вплив на екологію. Системний список стадій, що формують екологічний слід можна вважати наступним: виробництво матеріалу, різання матеріалу, підготовка та утилізація ЗОР, виготовлення верстата та інструмента, очистка. Скорочення припуску напряму зменшує перетворення матеріал у стружку, пов’язані втрати енергетичних ресурсів, витрати на інструмент та інші відходи [63; 64].

Метод підрахунку базується на оцінюванні сировинних та енергетичних втрат яких можна уникнути при зменшенні величини підрізання торця або уникнення даної технологічної операції шляхом підвищення точності

позиціювання торцевої поверхні заготовки, що отримана після відрізання виготовленої деталі. Тобто, підрахунок базується на врахуванні кількості матеріалу який потрібно перетворити у стружку та ресурсу, що необхідний для даного процесу (енергія різання, машинний час, ресурс і т.д.). Для проведення розрахунків візьмемо як вхідні дані номінальну довжину деталі 40 мм та діаметр заготовки 20 мм.

1.5.1 Тривалість циклу подачі пруткової заготовки автоматичним пристроєм подачі

При типовій швидкості подачі серводвигуна 600 мм/с, механічний час переміщення становитиме:

$$t_{feed} = \frac{40\ \text{мм}}{600\ \text{мм/с}} = 0{,}06\ \text{с}$$

Час на провертання револьверу та позиціювання упору приймемо мінімально можливий для верстата DMC DL 22A – 0,5 с [65], адже логічно встановити його на наступній позиції відносно відрізного різця. Точні переміщення у верстатах здійснюються зазвичай зі швидкість 1000 мм/хв тобто 16 мм/с. Для безпечної зміни інструменту необхідно відвести револьвер, припустімо, у нашому випадку достатньо буде 20 мм. Після завершення подачі необхідно відвести упор та знову змінити інструмент для початку оброки. Під час цього процесу можна здійснити затиск заготовки щоб заощадити трохи часу, адже послідовність операцій дає таку можливість. Тоді, враховуючи паралельність процесів, час на підвід та відвід упору становитиме:

$$t_{stoper} = (\frac{20\ \text{мм}}{16\ \text{мм/с}} + 1{,}5\text{с}) * 2 = 5{,}5\ \text{с}.$$

Тоді загальний час подачі становитиме 5,56 с.

1.5.2 Тривалість циклу подачі пруткової заготовки пристроєм витягування

На основі аналізу типового G-коду макросу для роботи витягувача [66], покроково розрахуємо сумарний час T_{puller} для циклічного переміщення матеріалу на 40 мм. Загальне кінематичне рівняння циклу витягувача має вигляд:

$$T_{puller} = t_{index} + t_{rapid1} + t_{engage} + t_{dwell1} + t_{pull} + t_{dwell2} + t_{disengage} + t_{rapid2}$$

Детальний розрахунок кожної фази:

1. t_{index}: Зміна інструменту в револьверній головці на позицію, де встановлено витягувач (T0909) ($\approx 0{,}5$ с).

2. t_{rapid1}: Швидке підведення (G00) по осях X та Z до безпечної точки (кліренсу) перед обрізаним торцем деталі ($\approx 0{,}5$ с).

3. t_{engage}: Робоча подача (G01) насування губок витягувача на залишок прутка. Припустимо, необхідна глибина захоплення $L_{grip} = 20$ мм, швидкість насування $F_{in} = 1000$ мм/хв:

$$t_{engage} = \frac{20\text{мм}}{1000\text{мм/хв}} \times 60\text{с/хв} = 1{,}2 \text{ с.}$$

4. t_{dwell1}: Програмна пауза (G04) для повного розтискання губок патрона (після команди M10). Оскільки гідравліка патрона має інерцію, а система ЧПК не завжди має датчик зворотного зв'язку про повне відкриття, виробники витягувачів (такі як Royal) суворо рекомендують встановлювати паузу $\approx 1{,}5$ с для запобігання пошкодженню механізмів.

5. t_{pull}: Безпосереднє витягування матеріалу по осі Z на цільові $L_{feed} = 40$ мм. Швидкість витягування (G01) обов'язково обмежується для запобігання вислизанню матеріалу з губок, наприклад $F_{pull} = 500$ мм/хв:

$$t_{pull} = \frac{40 \text{ мм}}{500 \text{ мм/хв}} \times 60 \text{ с/хв} = 4{,}8 \text{ с.}$$

6. t_{dwell2}: Програмна пауза (G04) для надійного затискання губок патрона (M11) перед тим, як витягувач відпустить пруток. Аналогічно ≈ 1,5 с.

7. $t_{disengage}$: Робоча подача (G01) для зняття витягувача з прутка. Зміщення ≈ 20 мм для безпечного виходу з зони різання, $F_{out} = 2000$ мм/хв:

$$t_{disengage} = \frac{20 \text{ мм}}{2000 \text{ мм/хв}} \times 60 \text{ с/хв} = 0{,}6 \text{ с.}$$

8. t_{rapid2}: Швидке відведення (G00) у безпечну точку або точку зміни наступного ріжучого інструменту (≈ 0,5 с).

Сумарний математично розрахований час:

$$T_{puller} = 0{,}5 + 0{,}5 + 1{,}2 + 1{,}5 + 4{,}8 + 1{,}5 + 0{,}6 + 0{,}5 = 11{,}1 \text{ с.}$$

Порівнявши результати можна зробити висновок, що технологія подачі заготовки зовнішнім приладом є більш економічною, однак не позбавленою недоліків, що відкриває необхідність ретельного вивчення процесів, які відбуваються під час подачі заготовки, що допоможе підвищити економічну ефективність подачі, та зменшити додаткові витрати, які виникають через її недостатню точність у вигляді операції підрізання торця.

1.6 Наскрізна методологічна схема дослідження, загальносистемні закономірності та параметричні взаємозв'язки процесу автоматичного осьового позиціювання

Для забезпечення цілісності дисертаційного дослідження його теоретичні, розрахункові, конструктивні, модельні та експериментальні складові доцільно розглядати як послідовні етапи встановлення, перетворення та перевірки

взаємозв’язків між параметрами об’єкта дослідження і характеристиками процесу його функціонування. Такий підхід дає можливість простежити єдину причинно-наслідкову логіку від властивостей пруткової заготовки та системи подачі через динамічні явища, похибку кінцевого положення і статистичну стабільність повторних циклів до керованого коригування положення та технологічного ефекту від підвищення точності.

Наскрізна методологія узгоджується з метою дисертаційної роботи, відповідно до якої підвищення ефективності автоматичної токарної обробки досягається шляхом удосконалення процесу осьового позиціювання на основі встановлення закономірностей формування похибки положення торця, розроблення методів її оцінювання та керованого коригування. У прийнятій структурі дослідження це реалізується через чотири взаємопов’язані завдання: встановлення й оцінювання закономірностей формування похибки; розроблення методу керованого позиціювання та засобів його реалізації; експериментальну перевірку; встановлення технологічного й техніко-економічного ефекту.

Методологічно важливо, що кожний наступний етап використовує параметри, залежності або критерії, отримані на попередньому. Тому окремі розділи дисертації не утворюють незалежних напрямів, а формують послідовний ланцюг: параметри системи визначають її динамічний стан; динамічний стан формує результат окремого циклу; множина результатів утворює статистичні характеристики процесу; ці характеристики визначають необхідність і характер коригування; кероване коригування змінює кінцеве положення; досягнута точність визначає можливість зміни припуску і, відповідно, показників ефективності токарної обробки.

До першої групи належать геометричні та фізико-механічні характеристики пруткової заготовки: L_{eff}, m, A, E та ρ. Вони визначають інерційні, пружні та хвильові властивості довгомірного прутка. Маса ефективної частини прутка, яка бере участь у динамічному процесі, визначається як:

$$m = \rho A L_{eff}.$$

Осьова жорсткість прутка у спрощеному лінійному представленні становить:

$$k_{bar} = EA/L_{eff}.$$

Отже, у процесі послідовного витрачання одного прутка зменшення L_{eff} супроводжується зменшенням m та збільшенням k_{bar}. Навіть за незмінних налаштувань пристрою подачі об’єкт позиціювання є параметрично змінним, тому його реакція на однаковий силовий і кінематичний вплив не залишається сталою протягом усього періоду використання прутка.

Другу групу утворюють параметри процесу автоматичної подачі: задане переміщення L_{set}, швидкість підходу до упора v_0, осьова сила подачі F_p та сумарна сила тертя F_f. Вони задають кінематичні й силові умови руху прутка та впливають на енергію контакту, компресію, відскок і тривалість перехідного процесу.

Третю групу утворюють характеристики упорного обмеження та умови подальшого затиску. До них належать жорсткість упора k_{stop}, коефіцієнт демпфування c_d та час до затиску t_{clamp}. Ці параметри визначають умови припинення руху, розсіювання енергії та фазу коливального процесу, в якій виконується остаточна фіксація заготовки.

Вихідні параметри не визначають кінцеву точність безпосередньо. Спочатку вони формують динамічний стан системи під час контакту довгомірного прутка з упорним елементом. У цьому процесі кінетична енергія частково переходить у пружну деформацію, виникають поздовжні механічні збурення, відбиття хвиль, відскок і залишкові коливання.

Для кількісного опису цього стану використовуються осьова компресія $\delta(t)$, її максимальне значення δ_{max} та залишкова динамічна складова похибки ΔL_{dyn}. Таким чином, групи вихідних параметрів перетворюються в характеристики динамічного процесу за логікою: перша група визначає жорсткість прутка: $k_{bar}\,(E, A, L_{eff})$; друга група – величину максимального

контактного зусилля $\mathrm{F}_{max}(v_0, \mathrm{m}, k_{bar})$; третя група – рівняння коливального процесу $\delta(t)$, що дає можливість отримати похибку довжини від незагаслої компресії ΔL_{dyn}.

Фізичний зміст цього етапу полягає у встановленні механізму, через який зміна параметрів заготовки та режимів подачі перетворюється у зміну кінцевого положення. Зокрема, зменшення довжини прутка одночасно змінює його масу, жорсткість і власні динамічні характеристики, тому фіксована швидкість подачі або стала витримка до затиску не гарантують однакового динамічного стану на різних стадіях використання прутка.

Результатом одного циклу автоматичної подачі є фактичне осьове положення торця. У прийнятій у дослідженні системі позначень L_{set}є заданою довжиною подачі, L_1 характеризує фактичну величину подачі після завершення переміщення, але до затиску, а L_2 – фактичне положення після затиску. Похибка кінцевого осьового положення визначається як:

$$\Delta = L_2 - L_{set}.$$

Для і-го циклу відповідна реалізація похибки записується як:

$$\Delta_i = L_{2,i} - L_{set},\ i = 1, \dots, n.$$

Отже, результат динамічної взаємодії у вигляді ΔL_{dyn} при заданні початкових параметрів та часу затримки затиску t_{clamp} переходить у показник $L_{2,i}$, який дозволяє отримати відхилення Δ_i, що є безпосередньо вимірюваною характеристику одного циклу.

Цей перехід є центральним для фізичної частини дослідження: конструктивні та режимні параметри мають наукове значення настільки, наскільки встановлено їхній зв’язок із кінцевою похибкою положення торця. Саме тому теоретичний аналіз у розділі 2 спрямований не на ізольоване

визначення динамічних характеристик, а на встановлення їхнього внеску в кінцевий результат позиціювання.

Для серійного або масового виробництва одна реалізація Δ_i не характеризує здатність системи стабільно забезпечувати необхідне осьове положення. Сукупність повторних циклів утворює вибірку:

$$\{\Delta_i\}, \text{ де } i = 1, ..., n.$$

На основі цієї сукупності визначаються систематичне зміщення μ, випадкова варіабельність σ, імовірність або частка потрапляння в поле допуску P_{ok}, індекс здатності процесу C_{pk}та показники невизначеності оцінювання. Такий перехід дозволяє відрізнити точність окремого позиціювання від стабільності процесу в цілому:

$$\{\Delta_i\} \rightarrow \mu,\ \sigma,\ P_{ok},\ C_{pk}.$$

Методологічне значення статистичного етапу полягає в тому, що він перетворює множину фізичних реалізацій процесу на критерії для прийняття інженерних рішень. Значне μ за відносно малого σ свідчить про систематичне зміщення і може обґрунтовувати корекцію L_{set}. Натомість велике σ за прийнятного центрування вказує на необхідність зменшення самої варіабельності шляхом зміни конструктивних, режимних або керуючих параметрів. При цьому невизначеність вимірювального каналу повинна відокремлюватися від власної мінливості механічного процесу.

У статистичному аналізі додатково використовуються поле допуску T, довірчі та толерантні інтервали, а для оцінки систематичного зміщення – розширена невизначеність середнього $U(\bar{\Delta})$. Це забезпечує перехід від опису вже отриманої вибірки до обґрунтованого прогнозування придатності процесу для наступних циклів.

Встановлення причин похибки та її статистичних характеристик створює основу для переходу від пасивного обмеження переміщення до керованого позиціювання. У пасивній системі кінцевий результат формується переважно внаслідок механічної взаємодії прутка з упором. Якщо після удару виникає залишкове відхилення, така система не має засобів цілеспрямованого повернення торця до заданої координати.

У запропонованому підході сигнали з давачів про фактичне положення торця заготовки використовуються як інформаційна основа для керуючого силового впливу на неї. Методологічно цей рівень доцільно подати не через введення нових узагальнених позначень, а через послідовність фізичних операцій: визначення фактичного положення, встановлення відхилення від заданого положення, формування керованого силового впливу, демпфування післяударних коливань, коригувальне двостороннє переміщення та повторний контроль перед остаточним затиском.

Таким чином, параметричний ланцюг замикається зворотним зв’язком: встановлені в розділі 2 причини і критерії похибки визначають, які параметри потрібно зробити керованими, а розділ 3 досліджує, як зміна керуючого впливу перетворюється у зміну кінцевого положення та тривалості перехідного процесу. Для цього порівнюються варіанти керування активним упором та модель фрикційного роликового пристрою подачі.

Експериментальна частина не утворює окремого від теоретичної логіки напряму, а виконує функцію фізичної перевірки встановлених та змодельованих взаємозв’язків параметрів заготовки та подачі, що змінюються факторному, з вихідними характеристиками позиціювання, якими є похибка кінцевого положення і тривалість процесу. Узагальнено експериментальний рівень можна подати як перевірку залежності похибки позиціювання від параметрів заготовки та подачі:

$$\Delta_{\text{теор}}(L_{set}, m) \cong \Delta_{\text{експ}}(L_{set}, m).$$

Зіставлення експериментальних результатів із результатами математичного моделювання дає можливість оцінити не лише абсолютні відмінності між моделлю та реальною системою, а й відтворюваність встановленої спрямованості впливу параметрів. У такий спосіб третє завдання дисертації перевіряє працездатність запропонованого способу та достовірність центральних причинно-параметричних переходів.

Кінцевою метою дослідження є не зменшення Δ як ізольованої геометричної величини, а використання досягнутої точності й стабільності для зміни наступного технологічного процесу. Сукупність характеристик Δ, μ, σ, P_{ok} та C_{pk}визначає, наскільки обґрунтовано можна зменшувати гарантований припуск a_p на підрізання торця:

$$\Delta,\ \mu,\ \sigma,\ P_{ok},\ C_{pk} \rightarrow a_p.$$

Цей перехід принципово пов’язує статистичну характеристику позиціювання з технологічним рішенням. Зменшення припуску або повна відмова від підрізання повинні ґрунтуватися не на одиничному успішному циклі, а на підтвердженій здатності процесу забезпечувати необхідне положення з прийнятною варіабельністю та невизначеністю.

Зменшення a_p або вилучення операції підрізання змінює структуру технологічного циклу і відповідні ресурсні витрати. У техніко-економічному блоці це відображається через тривалість циклу t_{cyc}, часовий індикатор β_t, енергетичний індикатор β_E, інструментальний індикатор β_{tool}, матеріальний індикатор β_{mat} та повну собівартість C_{tot}:

$$a_p \rightarrow t_{cyc},\ \beta_t,\ \beta_E,\ \beta_{tool},\ \beta_{mat},\ C_{tot}.$$

Таким чином, четверте завдання дисертації завершує наскрізний параметричний ланцюг: підвищення точності й стабільності осьового позиціювання перетворюється в можливість зміни припуску та операційної

структури циклу, а потім у кількісно оцінюваний матеріальний, енергетичний, часовий, інструментальний і вартісний ефект.

Наведена послідовність відображає методологічну роль кожного з основних розділів дисертації: розділ 2 встановлює фізичні та статистичні закономірності формування результату позиціювання; розділ 3 переводить встановлені закономірності у структуру керованої системи та досліджує її математичними моделями; розділ 4 перевіряє працездатність і точність запропонованого методу експериментально та визначає практичний ефект від зміни технологічного циклу.

Узагальнено взаємозв'язки між основними групами параметрів і результатами дослідження можна подати у вигляді блок-схеми, яка відображена на рисунку 1.10.

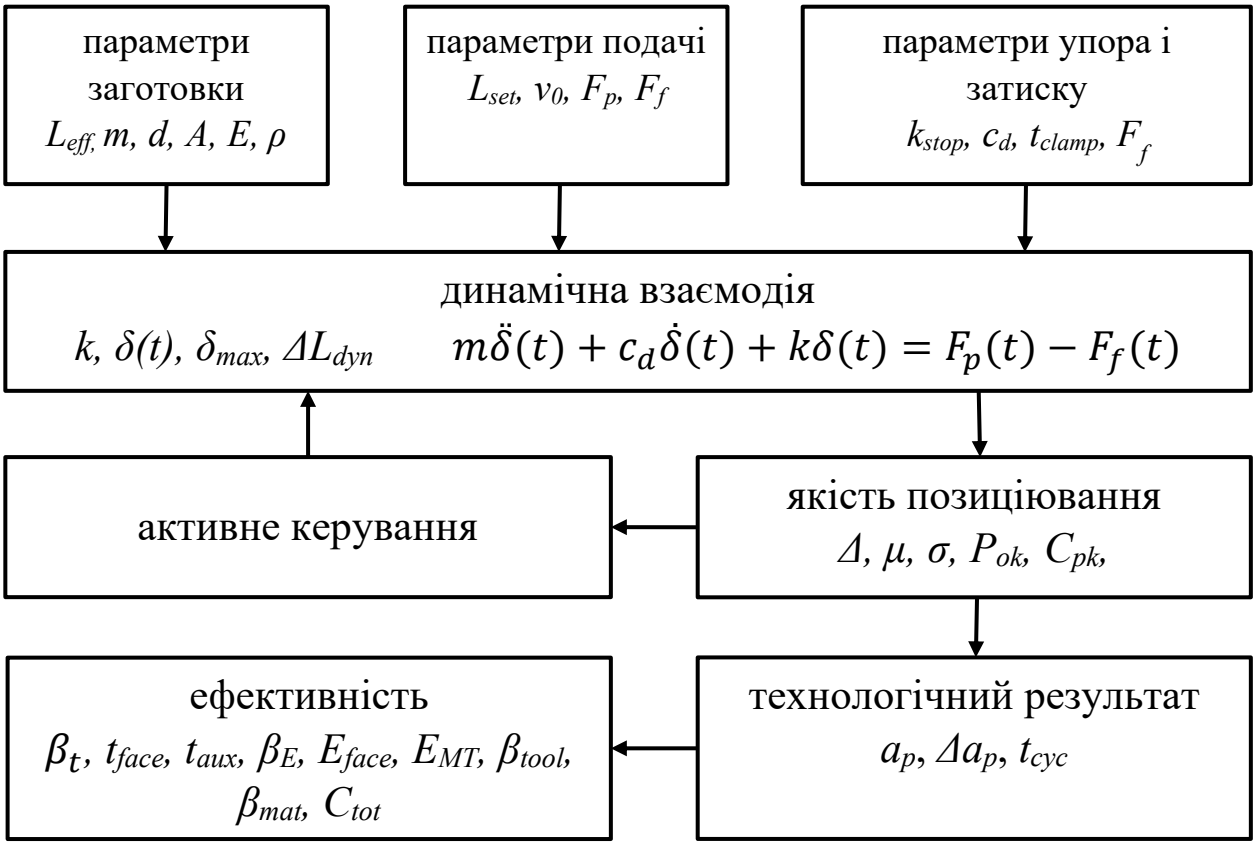


Рисунок 1.10 – Структурно-параметрична схема наскрізної методології дослідження автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки

Отже, наскрізна методологія дисертаційного дослідження полягає в послідовному переході від параметрів конструкції і функціонування об’єкта через його динамічний стан, одиничну похибку та статистичну стабільність до керованого коригування кінцевого положення і кількісно оцінюваного технологічного ефекту. Така побудова забезпечує логічний зв’язок між сформульованою науково-технічною проблемою, чотирма актуальними завданнями дослідження, змістом теоретичних і експериментальних розділів та відповідними загальними висновками.

1.7 Невирішені аспекти проблеми точності й надійності автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки

Проведений аналіз сучасних способів і технічних засобів автоматичної подачі та осьового позиціювання пруткових заготовок показує, що автоматизація завантаження матеріалу є необхідною передумовою підвищення продуктивності токарного обладнання, однак сама по собі не гарантує стабільного отримання заданого кінцевого осьового положення торця. Порівняння пристроїв витягування та автоматичних пристроїв подачі засвідчує перевагу останніх за тривалістю допоміжного циклу, проте швидкість виконання подачі та точність позиціювання є взаємопов'язаними характеристиками і не можуть оцінюватися ізольовано.

Недостатня точність кінцевого осьового положення має безпосередній технологічний наслідок. Для запобігання недостатньої величини подачі, яка може призвести до невиправного дефіциту матеріалу для формування наступної деталі, величину автоматичної подачі необхідно задавати із гарантованим додатним запасом. У результаті перед початком основної токарної обробки виникає потреба у формуванні торцевої поверхні шляхом підрізання. Надлишковий припуск супроводжується додатковими витратами матеріалу, енергії, машинного часу та ресурсу різального інструмента. Отже, точність і стабільність осьового позиціювання слід розглядати не лише як локальні характеристики системи подачі, а як фактори ефективності технологічного циклу в цілому.

Одним із поширених способів обмеження кінцевого переміщення прутка є позиціювання за упором. Конструктивна простота такого рішення поєднується з принциповою динамічністю процесу зупинки довгомірного прутка. Контакт торця з упорним елементом супроводжується перетворенням кінетичної енергії у пружну деформацію, виникненням поздовжніх механічних збурень, можливим відскоком і залишковими коливаннями. Якщо затиск виконується до завершення перехідного процесу, фактичне положення торця визначається не тільки геометричною координатою упора, а й поточним динамічним станом системи в момент фіксації.

Складність забезпечення повторюваного результату посилюється тим, що довгомірний пруток у процесі послідовного виготовлення деталей є параметрично змінним об'єктом. У міру його витрачання змінюються фактична довжина, маса та осьова жорсткість, а відповідно змінюються інерційні та коливальні властивості системи. Тому сталі значення швидкості подачі, силового впливу або часової витримки перед затиском не обов'язково забезпечують однакове кінцеве положення торця на різних стадіях використання одного прутка. Це свідчить про недостатність оцінювання процесу лише за паспортними характеристиками пристрою подачі або за результатом одиничного циклу.

Для серійного, або масового виробництва принципове значення має не окреме відхилення при одиничній подачі, а сукупність результатів, отриманих за повторних циклів за наближено однакових умов. Саме на рівні такої сукупності проявляється статистична природа результату позиціювання. Однакове, або близьке до нуля середнє відхилення може відповідати принципово різним станам процесу: стабільному процесу з невеликим систематичним зміщенням, або процесу з істотним випадковим розкидом окремих реалізацій. Тому для об'єктивного оцінювання необхідно розмежовувати систематичну складову та випадкову варіабельність, а також відокремлювати власну мінливість механічного процесу від невизначеності вимірювання. Потреба в такому розмежуванні утворює окрему складову невирішеного завдання, оскільки без нього неможливо обґрунтовано визначити, чи достатньою є корекція заданої величини подачі, чи необхідне конструктивне, режимне, або алгоритмічне зменшення варіабельності.

Таким чином, перша складова виявленої проблеми полягає в недостатньо формалізованому взаємозв'язку між параметрами пруткової заготовки та системи подачі, умовами упорного обмеження і затиску, динамічними явищами під час зупинки та сукупністю кінцевих відхилень у повторних циклах. Для її розв'язання необхідно встановити закономірності формування похибки, математично описати найбільш суттєві фізичні процеси та сформувати статистичні засоби оцінювання точності й стабільності позиціювання. Детальне обґрунтування і розроблення відповідних моделей та методів доцільно виконувати вже в теоретичному розділі дисертації, тоді як у межах першого розділу фіксується сама наявність цієї невирішеної складової.

Друга складова проблеми пов'язана з обмеженими можливостями пасивного позиціювання. Пасивний упор визначає граничне положення прутка, однак після виникнення відскоку, залишкової компресії або іншого відхилення не забезпечує цілеспрямованого повернення торця до заданої координати. Пасивні демпфувальні рішення можуть зменшувати інтенсивність окремих динамічних проявів, але не усувають принципової залежності результату від змінного стану заготовки та процесу. Звідси випливає необхідність переходу від простого обмеження переміщення до керованого осьового позиціювання, у якому фактичне положення торця визначається засобом контролю, а система має можливість впливати на післяударні коливання і виконувати коригувальне переміщення до завершення затиску.

Такий перехід одночасно ставить завдання обґрунтування технічних засобів та алгоритмів керування. Сам факт наявності активного виконавчого елемента не гарантує підвищення точності, оскільки результат залежить від закону формування керуючого впливу, динаміки привода та змінних параметрів заготовки. Тому розроблення керованої системи повинно супроводжуватися математичним моделюванням її динаміки та дослідженням алгоритмів, які забезпечують прийнятне поєднання кінцевої похибки і тривалості позиціювання.

Третя складова проблеми стосується підтвердження працездатності та меж застосовності запропонованих рішень. Математичні моделі неминуче містять спрощення щодо тертя, характеристик привода, механічних з'єднань, вимірювального каналу та зовнішніх збурень. Тому отримані розрахункові

закономірності не можуть розглядатися як достатня підстава для оцінювання реальної точності без експериментальної перевірки. Необхідно встановити, чи відтворюються прогнозовані залежності у фізичній системі, як на похибку і тривалість позиціювання впливають параметри заготовки та довжина подачі, а також наскільки узгоджуються експериментальні результати з результатами математичного моделювання. У цій частині експеримент не є самостійною вихідною проблемою, а виступає необхідним етапом перевірки розробленого методу та моделей.

Четверта складова проблеми визначається необхідністю встановити практичний технологічний сенс підвищення точності. Зменшення похибки позиціювання саме по собі не є кінцевою метою роботи. Практичний ефект виникає тоді, коли досягнута точність і стабільність дають можливість обґрунтовано зменшити гарантований припуск на підрізання торця, або виключити цю операцію з технологічного циклу. Тому необхідним є кількісний зв'язок між характеристиками позиціювання та змінами тривалості циклу, витрат матеріалу, енергії, інструментального ресурсу і відповідних складових собівартості. Такий зв'язок забезпечує перехід від локального покращення роботи системи подачі до оцінювання ефективності токарної обробки в цілому.

Науково-технічна проблема, на розв’язання якої спрямоване дисертаційне дослідження, полягає в необхідності забезпечення прогнозованого, статистично оцінюваного та керованого автоматичного осьового позиціювання довгомірної пруткової заготовки за змінних параметрів заготовки і системи подачі, динамічної взаємодії при упорному обмеженні та випадкової варіабельності результатів повторних циклів, із кількісним обґрунтуванням впливу досягнутої точності на технологічну та техніко-економічну ефективність токарної обробки.

У формалізованому вигляді логіка виявленої проблеми може бути подана як послідовність взаємопов'язаних перетворень:

– параметри заготовки, системи подачі, упорного обмеження та затиску;

– динамічний стан у процесі зупинки та фіксації;

– кінцеве відхилення окремого циклу Δ_{il};

– сукупність повторних результатів $\{\Delta_i\}$ та статистична стабільність процесу;

– необхідність керованого коригування кінцевого положення;

– можливість зменшення припуску a_p або вилучення підрізання торця;

– зміна технологічних і техніко-економічних показників токарної обробки.

Зі сформульованої проблеми випливають чотири взаємопов'язані напрями подальшого дослідження, які узгоджуються з логікою наступних розділів дисертації:

1. Встановлення закономірностей формування похибки та розроблення математичних і статистичних засобів оцінювання точності й стабільності автоматичного осьового позиціювання з урахуванням параметрів заготовки, системи подачі, упорного обмеження, затиску, ударних і хвильових процесів.

2. Розроблення і дослідження методу керованого осьового позиціювання та технічних засобів його реалізації, які забезпечують демпфування післяударних коливань і коригування кінцевого положення, а також математичних моделей та алгоритмів керування відповідними системами.

3. Експериментальна перевірка працездатності й точності розробленого методу, визначення впливу параметрів заготовки і довжини подачі на похибку та тривалість процесу, а також зіставлення експериментальних і розрахункових результатів.

4. Кількісне встановлення впливу підвищення точності автоматичного осьового позиціювання на технологічну і техніко-економічну ефективність токарної обробки при зменшенні припуску на підрізання торця або виключенні цієї операції.

Отже, результати аналізу, виконаного в першому розділі, обґрунтовують необхідність переходу в наступному розділі від опису існуючих конструкцій і способів подачі до теоретичного дослідження механізмів формування похибки автоматичного осьового позиціювання. Передусім потребують системного розгляду складові похибки, динамічні чинники зупинки прутка, математичне представлення процесу упорного позиціювання та статистичне оцінювання сукупності результатів повторних циклів. Це створює теоретичну основу для подальшого розроблення і дослідження керованих засобів осьового позиціювання.

1.8 Висновки до розділу 1

1. Систематизовано способи та технічні засоби автоматичної подачі й осьового позиціювання пруткових заготовок та визначено їх основні конструктивні і функціональні відмінності. Встановлено, що автоматизація подачі підвищує продуктивність токарного обладнання, однак сама по собі не забезпечує стабільного отримання заданого кінцевого осьового положення торця заготовки.

2. Порівняльний аналіз пристроїв витягування та автоматичних пристроїв подачі показав перевагу останніх за тривалістю допоміжного циклу та водночас виявив взаємозв'язок між швидкістю подачі й точністю позиціювання. Недостатня точність потребує гарантованого додатного припуску та підрізання торця, що спричиняє додаткові витрати матеріалу, енергії, машинного часу й ресурсу різального інструмента.

3. Виявлено недостатність оцінювання автоматичного осьового позиціювання лише за характеристиками пристрою подачі або результатом одиничного циклу. Обґрунтовано необхідність подальшого врахування змінних параметрів довгомірного прутка, динамічних явищ при упорному обмеженні та затиску, а також розмежування систематичної складової і випадкової варіабельності результатів повторних циклів.

4. Сформульовано науково-технічне завдання забезпечення прогнозованого, статистично оцінюваного та керованого автоматичного осьового позиціювання довгомірної пруткової заготовки за змінних параметрів процесу. Визначено необхідність подальшого встановлення закономірностей формування похибки, розроблення засобів її оцінювання і керованого коригування та кількісного визначення впливу підвищення точності на технологічну і техніко-економічну ефективність токарної обробки. Даний підхід сприяє формуванню науково-теоретичної та методичної основ для створення продуктових інновацій (product innovations) у сфері технологічного обладнання, зокрема нових конструкцій автоматичних затискних механізмів із розширеними функціональними можливостями, підвищеною надійністю та ефективністю функціонування а також виконання окремих завдань Цілей сталого розвитку визначених генеральною Асамблеєю ООН

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ФОРМУВАННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ ТОЧНОСТІ АВТОМАТИЧНОГО ОСЬОВОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ ПРУТКОВОЇ ЗАГОТОВКИ В ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

У розділі розглянуто фізичні механізми похибки та її кількісне оцінювання. Точність осьового позиціювання залежить від зміни механічного стану прутка протягом подачі, контакту з упором та фіксації у затискному механізмі верстата. Для кількісного опису процесу враховуються геометричні й фізико-механічні характеристики заготовки, режими подачі, силові та контактні умови взаємодії, а також момент остаточного затиску.

Механізми формування похибки досліджуються шляхом аналізу її складових, математичного моделювання пружного деформування та динаміки поздовжнього удару. Ураховуються зміни характеристик прутка в міру його витрачання та особливості перебігу післяударних процесів.

Для оцінювання результатів повторних циклів застосовуються статистичні методи визначення систематичного зміщення, випадкової варіабельності та відповідності встановленому полю допуску з урахуванням невизначеності вимірювання. Поєднання механічного та статистичного описів становить основу для обґрунтування контролю величин і параметрів керування осьовим позиціюванням.

2.1 Формування похибки осьового позиціювання пруткової заготовки

У сучасному автоматизованому токарному виробництві на базі верстатів з ЧПК забезпечення заданих параметрів точності деталей вимагає комплексного аналізу всіх етапів технологічного процесу. Традиційна система «верстат – пристосування – інструмент – заготовка» (ВПІЗ) при використанні пруткових автоматів розширюється за рахунок підсистеми автоматичної подачі заготовок. У цьому контексті автоматична подача розглядається як активна підсистема, що

формує первинну точність і безпосередньо впливає на стабільність подальшого процесу різання.

2.1.1 Автоматична подача пруткової заготовки як складова формування точності обробки при точінні

Основою для аналізу точності отриманих лінійних розмірів деталі є побудова та розрахунок технологічного розмірного ланцюга, що при моделюванні може бути реалізованим за методикою вказаною у [67]. Розмірний ланцюг являє собою сукупність взаємопов'язаних розмірів, що утворюють замкнутий контур і визначають взаємне положення поверхонь деталі під час обробки. Лінійний розмір деталі A_Δ, що отримується на токарному верстаті з ЧПК (замикаюча ланка розмірного ланцюга), залежить від низки факторів і складових ланок A_i (рис. 2.1):

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^{n} \xi_i A_i,$$

де n – кількість ланок; ξ_i – передаточне відношення i-ї складової ланки. До основних факторів, що впливають на точність лінійних розмірів, належать: геометрична точність верстата та точність позиціювання його супорта з інструментом [68]; температурні деформації елементів технологічної системи під час роботи; розмірний знос різального інструменту; пружні деформації системи ВПІЗ під дією сил різання; похибка осьового позиціювання пруткової заготовки $\delta \mathrm{A}_1$ (рис. 2.1).

Останній фактор є критичним для першої технологічної операції – підрізання торця [69], яка створює налагоджувальну базу для всіх подальших лінійних розмірів. Величина вильоту заготовки після подачі A_1 безпосередньо формує фактичний припуск на підрізання торця a_p, що впливає на режими різання, а отже, на результуючу похибку $\delta \mathrm{A}_2$ другої ланки розмірного ланцюга. Замикає ланцюг ланка A_3, що утворюється при відрізанні деталі.

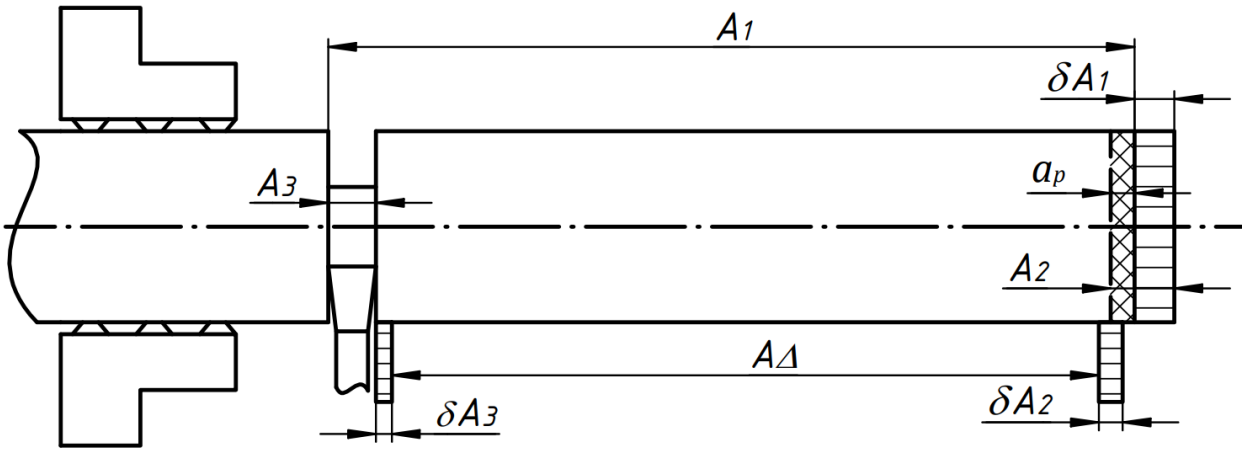


Рисунок 2.1 – Розмірний ланцюг типової деталі в осьовому напрямку

Розглянемо математичну залежність положення торцевої поверхні після обробки від величини припуску та жорсткості системи ВПІЗ. Нехай номінальний припуск на підрізання торця дорівнює a_p. При обробці за один прохід цей припуск фактично відповідає глибині різання. Осьова складова сили різання P_z, яка здійснює взаємно відтискний вплив на різець та заготовку через оброблювану поверхню, визначається за емпіричною залежністю [70, с.11-12]:

$$P_z = C_p \cdot {a_p}^{x_p} \cdot s^{y_p} \cdot v^{n_p} \cdot K_p$$

де C_p – коефіцієнт, що залежить від умов обробки та матеріалу; s –подача; v – швидкість різання; x_p, y_p, n_p – показники степеня; K_p – загальний коригувальний коефіцієнт. Пружне відтискання в системі ВПІЗ в осьовому напрямку ΔZ розраховується через її еквівалентну осьову жорсткість j:

$$\Delta Z = \frac{P_z}{j} = \frac{C_p \cdot s^{y_p} \cdot v^{n_p} \cdot K_p}{j} \cdot {a_p}^{x_p}.$$

Через недосконаліть підсистеми автоматичної подачі фактичний припуск a_p не є сталою величиною і коливається в межах $a_p = {a_p}_{nom} \pm \Delta$, де Δ, – похибка осьового позиціювання прутка. Відповідно, зміна припуску на Δ, викликає

коливання сили різання ΔP_z, що призводить до варіації пружних відтискань $\delta(\Delta Z)$. Зміну величини відтискання можна класифікувати до похибок обробки спричинених копіюванням, тобто перенесенням профілю попередньої поверхні на нову з деяким коефіцієнтом. Величину цієї похибки можна знайти як диференціал функції відтискання за припуском:

$$\delta(\Delta Z) = \frac{\partial(\Delta Z)}{\partial a_p}\Delta = \frac{x_p \cdot C_p \cdot s^{y_p} \cdot v^{n_p} \cdot K_p}{j} \cdot {a_p}^{x_p - 1} \cdot \Delta.$$

З отриманої залежності видно, що відхилення траєкторії різця і, як наслідок, просторове положення підрізаного торця, прямо пропорційне похибці попереднього позиціювання заготовки Δ і обернено пропорційне жорсткості системи j. Чим більший розкид вильоту прутка забезпечує пристрій подачі, тим суттєвіше змінюється пружне відтискання інструменту під час врізання.

Окрім формування статичної похибки розміру, мінливість припуску, зумовлена неточним позиціюванням, є потужним джерелом динамічних збурень. Стрибкоподібна зміна сили різання при входженні інструмента в матеріал з надмірним припуском генерує вимушені коливання в пружній системі верстата. Врахування взаємозв'язку процесу різання в динамічних моделях шпиндельних вузлів верстатів [71] підтверджує, що амплітуда динамічних відтискань істотно зростає при низькочастотних збуреннях сили різання, викликаних змінною глибиною різання на першому проході. Дослідження оптимізації енергоспоживання при підрізанні торця заготовок зі змінною швидкістю видалення матеріалу [72] підтверджують, що торцювання характеризується нестаціонарним тепловим і силовим навантаженням через безперервну зміну поточної швидкості різання від периферії до центру заготовки Згідно з фундаментальними дослідженнями динаміки металорізальних верстатів та процесів різання [73], вібрації в зоні обробки є одним із головних факторів погіршення якості поверхневого шару: погіршення шорсткості поверхні (Ra та Rz), виникнення хвилястості поверхні, інтенсифікації розмірного зносу різальної

кромки через мікроудари та втомне руйнування твердого сплаву, що зі свого боку додатково збільшує складову похибку δA_2 ланки A_2 розмірного ланцюга. Крім того, згідно дослідження [74] нестабільність різання призводить до нерівномірних параметрів внутрішніх напружень і міцності поверхневого шару сталевих деталей, що несе негативний вплив на торець як на базу для подальших операцій. Дослідження [75; 76] підтверджують, що стабілізація процесу стружкоутворення неможлива без мінімізації варіативності припуску. Таким чином, забезпечення високої точності автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки є питанням раціонального використання матеріалу заготовки, та ресурсів виробництва.

2.1.2 Складові похибки осьового позиціювання пруткової заготовки та вплив сервоприводу системи подачі

Основні геометричні параметри які будуть використовуватись у дослідженні:

- L_{set} – задана довжина подачі прутка як цільове значення, що формується як керуюча команда системи подачі (барфідера) яка містить інформацію наскільки далеко має бути проштовхнуто пруток уздовж осі шпинделя до події «зупинка» (затиску ще немає), тобто це референс у координатній системі верстата. Базова величина для порівняння з фактичною величино подачі і входить у визначення похибки Δ. Може калібруватися (зміщуватися) за результатами статистики, коли виявляють систематичний зсув.

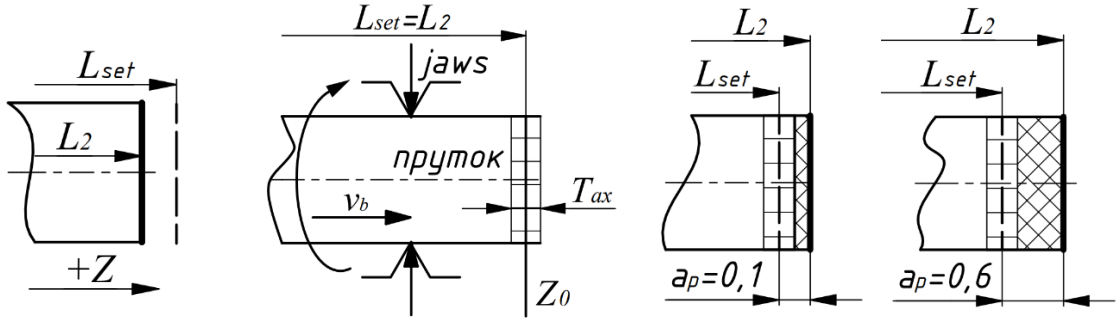
- L_1 – фактична довжина перед затиском, як фактичний виступ прутка після завершення подачі, але до замикання затиску через пруток, а тому характеризує лише роботу барфідера (без впливу фази затиску). Може бути отримана шляхом вимірювання в контрольній точці одразу після зупинки подачі. Дає можливість визначити похибку барфідера $\Delta_{BF} = L_1 - L_{set}$ і відокремити її від ефектів затиску.

- L_2 – фактична довжина заготовки після затиску як доступна для обробки. Її можна визначити шляхом вимірювання положення торця в тій самій

контрольній точці після завершення затиску. Використовується для обчислення загальної похибки Δ за якою оцінюють відповідність допуску розміру.

- $\Delta = L_2 - L_{set}$ – похибка осьового положення торця заготовки визначена різницею реальної та заданої довжини заготовки. Вказує на відхилення фактичного виступу від заданого як інтегральний результат параметрів ланцюга процесів “подача – затиск”. Тобто це різниця між фактичним положенням після затиску та заданим значенням.

Розглянуті геометричні параметри дають можливість опису основних чотирьох сценаріїв формування осьового позиціювання торця пруткової заготовки при її автоматичній подачі у верстат (рис. 2.2).



а) б) в) г)

Рисунок 2.2 – Варіанти положення торця заготовки сформованої автоматичною подачею довгомірного прутка.

Еталонне положення без підрізання (рис. 2.2, б): $|\Delta| \leq T$, де T – половина двобічного допуску, як ширина вікна «прийнятності» $[-T, +T]$ навколо ідеального положення $Z_0 = L_{set}$. Фізично це допуск на виступ торця перед початком циклу обробки. Якщо після подачі й затиску торець заготовки співпадає з програмною координатою Z_0 верстата в межах встановленого допуску, тоді торець, що лишився після відрізання попередньої деталі, використовується як готова база для наступного циклу. Як наслідок, це дає можливість не виконувати прохід у площині торця і цикл обробки скорочується.

Прийнятний варіант із малим припуском на торцювання (рис. 2.2 в): Торець виступає за координату Z_0 на малу величину a_p що може становити до

0,1 мм. Передбачається прохід різця з мінімальним зняттям матеріалу з торця в напрямку $-Z$ до $Z = Z_0$ з метою точного забезпечення осьового розміру. Витрати спричинені споживанням енергії і зносом інструменту при цьому процесі мінімальні, що визначає позитивний вплив на техніко-економічні показники обробки.

Прийнятний, але гірший варіант із необхідністю зняття великого припуску (рис. 2.2, г). Значний виступ торця за $Z = Z_0$ формує великий припуск на торцювання a_p спричинений неточністю барфідера, що може становити до 0,6 мм. Більший припуск потребує більшої затрати енергії для обробки, спричинює підвищений знос інструменту та верстату. Для керування процесом рекомендується: звузити розкид Δ_{BF} налаштуванням барфідера, внести відповідний зсув у L_{set}, якщо лінійний осьовий припуск на торцювання, тобто відстань (вздовж осі Z) між фактичним торцем після затиску та цільовою площиною Z_0 є величина систематично позитивна. Рекомендується провести інженерні заходи для налаштувань параметрів процесу подачі для його наближення до вищеописаних випадків позиціювання.

Неприйнятний варіант це недостатня величина подачі заготовки (рис. 2.2, а): виникає коли торець прутка не доходить до площини $Z = Z_0$. Після затиску тіло заготовки не перетинає програмної площини і її довжини не вистачає для забезпечення розміру. Дії не здатні компенсувати дефіцит довжини і осьовий розмір деталі в цьому циклі не може бути забезпечений. Деталь підлягає браку а подальша робота повинна бути припинена до налаштування параметрів подачі. Рекомендовано перезапуск циклу з повторною подачею до затиску. Можливими джерелами даної критичної помилки може бути комбінація помилки подачі та надмірного втягування під час затиску. Рекомендації для даного випадку стосуються оцінки значення L_1 у контрольній точці і якщо $L_1 < Z_0$, виконати переналаштування L_{set} при якому настає потреба здійснення операції підрізки торця для досягнення необхідного осьового розміру.

У формуванні величини похибки Δ беруть участь складові, які залежать від різних процесів, що відбуваються під час подачі та в різних елементах ланцюга подачі заготовки. Тож послідовно розглянемо кожну елементарну похибку.

ε_{ctrl} – формується характеристиками функціонування системи керування переміщенням штовхача прутка 6 (рис. 2.3), оскільки значення величини подачі в команді системи керування не є рівним фактичному ходу штовхача в тому числі через наявність квантування давача контролю положення (енкодера), характеристик регулювання швидкості та ін..

ε_{mech} – механічна складова через наявність пружних деформацій та зазорів у ланцюзі «штовхач – напрямна втулка 4 – пруток 5 – затискні елементи 2».

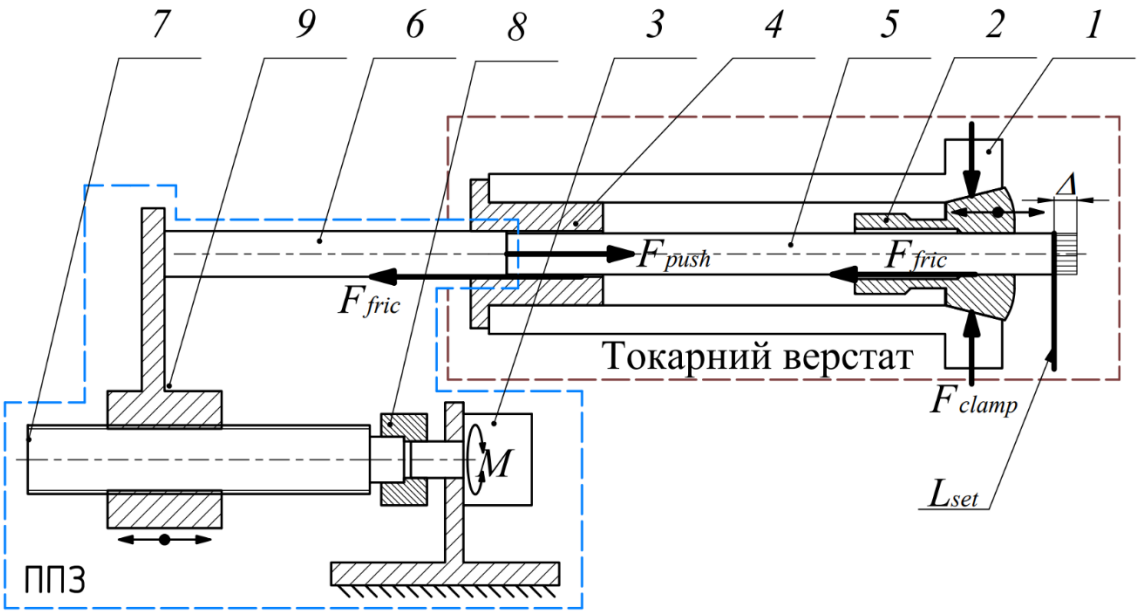


Рисунок 2.3 – Загальна схема автоматичної подачі довгомірної заготовки, де: 1 – шпиндель, 2 – затискний патрон (цанга), 3 – двигун сервопривода, 4 – напрямна втулка, 5 – заготовка, 6 – штовхач, 7 – гвинтова передача привода подачі, 8 – з'єднувальна муфта, 9 – гайка привода штовхача

ε_{clamp} – визначається закономірностями контакту при затиску де зсув прутка під час закриття патрона (цанги) визначається мікроковзанням залежно від нормальної сили затиску, коефіцієнта тертя й типу цанги. Для затяжних цанг

є систематична підтяжка всередину на фіксовану величину δ_{db} з малою, але ненульовою дисперсією.

ε_{liner} – виникає як результат контактування з елементами каналу для переміщення прутка, що задають напрям його руху (лайнери) де виникає тертя та послідовність ефектів прилипання і зриву контакту через які частина переміщення штовхача періодично поглинається пружністю (під час дії сил зчеплення контактуючих поверхонь) до моменту розриву та появи ковзання, що дає як зміщення так і варіацію.

ε_{bar} – неповна прямолінійність та биття прутка породжують радіальні сили на опорах (у лайнерах), що модулюють осьове тертя і, відповідно, відхилення довжини при подачі без упора.

$\varepsilon_{thermal} \equiv \alpha L \Delta T$ – термічний дрейф визначається сумарним лінійним розширенням ефективної частини контуру, що піддається термічному впливу, тобто від зміни температури ΔT за коефіцієнтом α (різним для матеріалів прутка, штовхача, гнізда, корпуса і т.д.) [77; 78]. Для стабільної температури дана складова майже константа, а при термодрейфі це повільна систематична зміна. Таким чином похибку положення можна представити у формі:

$$\Delta = \varepsilon_{ctrl} + \varepsilon_{mech} + \varepsilon_{clamp} + \varepsilon_{liner} + \varepsilon_{bar} + \varepsilon_{thermal}.$$

Для подальшого аналізу необхідно провести декомпозицію функціонування системи за подіями в часі, що в межах одного циклу подачі прутка для формування заготовки буде наступною:

- t_0: старт подачі барфідером;
- t_1: уповільнення, зупинка (можливий контакт з упором);
- t_2: вимір вильоту торця заготовки від цанги L_1 до затиску, коли патрон (цанга) ще відкритий;
- t_3: замикання силового контуру затиску через заготовку в затискному пристрої;
- t_4: вимір довжини зготовки від цанги до торця – L_2;

- t_5: відвід штовхача барфідера.

Логічні складові загальної похибки величини подачі та формування заготовки Δ можна розкласти на складові:

$$\Delta = \varepsilon_{BF} + \varepsilon_{clamp},$$

де ε_{BF} – визначається характеристиками функціонування підсистем барфідера, ε_{clamp} – вплив процесу затиску заготовки (прутка) на зміну осьового положення її торця. Таким чином, формування похибки від функціонування барфідера ε_{BF} (до t_2) можна виразити набором складових:

$$\varepsilon_{BF} = \varepsilon_{ctrl} + \varepsilon_{mech} + \varepsilon_{liner} + \varepsilon_{thermal}.$$

Ці елементи формують фактичну величину подачі до затиску L_1. В найкращих номінальних умовах $L_1 \approx L_{set}$ саме як результат функціонування барфідера. Ці складові впливають тільки на L_1 (тобто на результат подачі), хоча джерелом є шлях через елементи верстата та з'єднувальні канали (при наявності). Похибка положення торця заготовки, що виникає в результаті її затиску ε_{clamp} (перехід t_2 до t_4), визначає різницю між величинами L_1 і L_2.

2.2 Динамічний аналіз чинників формування похибки під час автоматичної подачі пруткової заготовки

Похибка позиціювання сервоприводу (ε_{ctrl}): $\varepsilon_{ctrl} = e_{fol} + r \cdot \delta_q$, де e_{fol} – похибка відстеження, що виникає через змінні зусилля в системі подачі, δ_q – крок квантування, як статична складова, обумовлена дискретністю вимірювального датчика (енкодера), r – коефіцієнт редукції механізмом подачі, що зменшує похибку квантування пропорційно до зменшення частоти обертання.

Квантування, як миттєва похибка виникає, оскільки енкодер реагує на переміщення не безперервно, а дискретними кроками (наприклад, по декілька мікрон) і може бути в межах половини його кроку в ту чи іншу сторону: $\delta_q \in \left[-\frac{q}{2}, +\frac{q}{2}\right]$. Тобто, дана складова може трактуватися як похибка між реальним

положенням і тим, що ідентифікує система управління. Її вплив на похибку позиціювання прутка змінюється пропорційно коефіцієнту перетворення r , що задається кінематикою барфідера. Стандартне відхилення спричинене цією похибкою:

$$\sigma_q = \frac{q}{\sqrt{12}} \approx \frac{q}{3{,}46}.$$

Під час відстеження у випадках для крокової або швидкісної команди виникає динамічна складова похибки, що залежна від швидкості, тертя та параметрів системи:

$$e_{fol}(t) \approx F\left(\tau_{servo}, \zeta, \omega_n,\ \tau_{fr},\ v\right),$$

де τ_{servo} характерний час сервопетлі, як швидкість реакції системи на команду, тобто чим менший час, тим швидше система керування барфідера виправляє відхилення фактичного положення ротора двигуна від заданого системою; ζ, ω_n – параметри жорсткості та швидкодії, що фактично загалом визначають, чи буде система коливатися навколо заданого положення прутка чи плавно до нього приходити; τ_{fr} – стала тертя в каналі, що визначає опір руху прутка, на подолання якого витрачається робота привода барфідер; v – швидкість подачі і чим вона вища, тим більше сил інерції та тертя, тим важче системі точно зупинитися. У спрощеній залежності можна відзначити, що при більших значення швидкості і тертя відчутно збільшується e_{fol}.

Дані фізичні процеси в елементах барфідера виникають в результаті послідовності взаємодії його вузлів. Спочатку сервопетля реагує на навантаження від сухого та змішаного тертя. Тобто, після подачі контролером команди «перемістити на L_{set}» привод барфідера ініціює рух, але енергія, що витрачається на перші мікрометри переміщення використовується не на рух прутка, а на пружну деформацію механічних деталей та подолання сили спокою (статичного тертя), що фактично є найбільшою складовою сил тертя. Через ці

фактори реальне положення вхідної ланки кінематичного ланцюга відстає від заданої команди, Сервосистема ідентифікує це відставання і намагається його компенсувати, але коли привод долає максимальне тертя, пруток починає рухатися, система вже може бути в стані перерегулювання.

Механічні деформації: ε_{mech} визначає характеристики руху елементів, коли частина енергії витрачається не на корисне переміщення прутка, а на пружну деформацію елементів системи, подолання механічних зазорів та різні в'язко-пружні втрати. Тобто, взаємодія штовхача, каналу, прутка, патрона або цанги та інших елементів барфідера формує явища гістерезису та люфти при зміні напряму дії сили. Мінімалістичну модель таких нефункціональних додаткових переміщень Δx, які «втрачаються» на стискання та розтягнення елементів системи під дією сили F, можна відобразити наступним чином,

$$\varepsilon_{mech} \equiv \Delta x = (F/k_{chain}) + \varphi(F, \dot{F}),$$

де k_{chain} – еквівалентна осьова жорсткість всієї системи, $\varphi(F, \dot{F})$ – нелінійна складова, що враховує гістерезис, спричинений люфтами та в'язко-пружними деформаціями і залежить від величини сили *F,* яка діє в механізмах барфідера та швидкості її зміни $\dot{F}$.

Дані фізичні процеси виникають оскільки частина ходу штовхача витрачається не на поступальний рух прутка, а на пружне стискання ланцюга. При реверсі або зміні навантаження виникає «мертва зона» (люфт), а також енергетичні втрати, що проявляються як нелінійна петля гістерезису «сила-переміщення» коли при навантаженні і розвантаженні механізми барфідера поводиться по-різному.

Реальні вимірювання даної складової можливе через квазістатичні випробування, коли при навантаженні системи і вимірюванні переміщення формується петля гістерезису «сила-переміщення», де з нахилу лінійної частини петлі визначається k_{chain} а з ширини петлі – величину залишкових деформацій.

Для динамічних випробувань доречно застосувати синусоїдальне збурення сили і спектральний аналіз жорсткості в стані функціонування механізму.

Зменшення впливу даної складової може здійснюватися через підвищення жорсткості (коротший та товстіший штовхач, додаткові опори, жорсткі матеріали), усунення люфтів, через попередній натяг механізмів [79], точніше виготовлення деталей пристрою подачі, оптимізацію геометрії через зменшення перекосів взаємного розташування, та перекосів геометрії самого каналу.

Складова похибки ε_{mech} особливо критична для прецизійних барфідерів з високою швидкістю роботи, де механічні деформації можуть становити значну частку від загальної похибки позиціювання.

Контактні явища при затиску (ε_{clamp}): Осьова складова $F_{||}$ сили, що забезпечує осьове мікропереміщення прутка з'являється внаслідок відхилення від паралельності поверхонь контакту та кінематики змикання затискних елементів. Моделювання динаміки пелюсток затискних цанг [80] показує, що радіальна податливість та пружні коливання окремих пелюсток під дією затискного зусилля мають нерівномірний характер. Ця асиметрія контакту генерує нескомпенсовану поздовжню складову сили затиску, яка провокує додаткове мікроковзання заготовки та посилює систематичний зсув торця в процесі вибірки радіального зазору. Тобто, нахил контакту на кут β призводить до того, що нормальна сила N має осьову проєкцію, а сила тертя μN утворює дотичну складову, де μ – коефіцієнт сухого тертя. До осьових сил у момент затиску також може долучатись штовхач створюючи силу F_{push} – у випадку, якщо його відвід несинхронізований. Розклад сил уздовж осі прутка дає:

$$F_{||} \approx N \sin\beta + \mu N \cos\beta + F_{push}.$$

Модель сухого тертя Кулона задає порогову умову $F_{||} > \mu N$. У стані прилипання $F_{||} \leq \mu_s \mathrm{N}$, у режимі ковзання $F_{||} = \mu_k N$, де $\mu_k < \mu_s$ коефіцієнти тертя відповідно кінетичного та статичного. Тобто, до моменту $F_{||} \leq \mu_s N$, коли

осьова складова сили менша за граничну силу тертя пруток не зсувається уздовж осі. Коли $F_{||} > \mu_s$N під дією $F_{||}$ контакт зривається в ковзання, відбувається короткий осьовий додатковий зсув на величину δ_s, після чого сила знову фіксується вже на рівні $\mu_k N$. Для оцінки δ_s пропонується квазістатична модель,

$$\delta_s \approx \frac{(\mu_s - \mu_k)N}{k_{ax}},$$

де k_{ax} – еквівалентна осьова жорсткість ланцюга «пруток-напрямні-шпиндель-штовхач». Звідки видно, що більші N або різниця $\mu_s - \mu_k$ призводить до зростання δ_s а при збільшенні жорсткості k_{ax} спостерігається зменшення δ_s. Наприклад, N=2000 Н, μ_s=0,20, μ_k=0,15, k_{ax}=5·10^7 Н/м. Тоді:

$$\delta_s \approx (0{,}05) \cdot 2000/(5 \cdot 10^7) \approx 2 \text{ мкм}.$$

Цангові системи затиску, що містять конусні елементи кінематичного ланцюга мають керовану величину осьового протягування прутка δ_{db} від осьової складової руху затискних елементів, оскільки в конічній (цанговій) посадці радіальний рух конуса неминуче створює осьову складову ходу. δ_{db} – практично стало повторювана величина протягування. Для затяжної (натискної) цанги сам вузол протягується на величину $\Delta_z \approx \Delta_r / \tan\alpha$, де α – півкут конуса, Δ_r – радіальне зближення пелюсток (затискних елементів) цанги. Якщо пруток у стані прилипання до поверхонь затискних елементів цанги, він долучається до осьового руху затискних елементів й отримує майже той самий Δ_z :

$$\delta_{db} = \xi \cdot \frac{\Delta_r}{tan\ \alpha}, \qquad 0 \le \xi \le 1,$$

де ξ – фактор захоплення прутка, що залежить від μ, чистоти поверхні, мастила та ін. Для затискних патронів з радіальним ходом кулачків та беззсувних цангових патронів $\delta_{db} \to 0$ завдяки іншій кінематиці замикання силового контуру.

Отже для затискних патронів дана складова похибки складається з двох доданків:

$$\varepsilon_{clamp} = \delta_{db} + \delta_s + \frac{F_{||}}{k_{ax}},$$

де перший є квазі-систематичним, а наступні є випадковим, оскільки залежить від тертя й умов контакту.

Розглянемо ε_{liner}, як складову похибки від взаємодії прутка з системою підтримок та спрямування в каналі барфідер-шпиндель. Під час подачі штовхач переміщує пруток уздовж каналу барфідера і напрямної у шпинделі. Уздовж контакту діє розподілене сухе тертя за елементами ланцюга «штовхач-пруток-направляючі» має скінченну осьову жорсткість. Поки сумарна дотична сила тертя менша за поріг статичного тертя, осьове переміщення прутка відстає від ходу штовхача (мікрозміщення, пружне накопичення). Після перевищення порогу відбувається короткий зсув (slip). Такий тип руху на графіку в координатах «помилка довжини та час/хід» дає пилкоподібну траєкторію.

Динаміка даної багатоконтактної системи може виражатися як суперпозиція локальних явищ прилипання-проковзування, що діє уздовж каналу як розподілена система контактів, кожен з яких має власні параметри μ_{sl}, μ_{kl} – коефіцієнти відповідно статичного та кінетичного тертя в контактах прутка з елементами каналу, k_{fr} – коефіцієнт тангенційної жорсткості, залежить від матеріалів контактуючих пар та реальної площі контакту і визначає поведінку системи в області мікропереміщень, що виражається в крутості підйому ділянки попереднього ковзання на графіку. Така системи проходить незалежний цикл «накопичення-зриву», що вносить свій внесок у загальну похибку позиціювання прутка. Також характеристики системи визначаються k_{ax}, N_m – сила взаємодії, що залежить від ваги прутка, зазору між діаметром прутка і діаметром лайнера (підтримки) та характеристик його матеріалу, що визначаються сумарно по довжині контакту. У момент, що передує початку проковзування (pre-sliding) справедлива квазіпружна апроксимація для сили тертя:

$$F_{fric}(x) \approx k_{fr}x, \text{ поки } F_{fric} \leq \mu_{sl}N$$

Енергія, що накопичується, $E = 0{,}5k_{fr}x^2$, вивільняється, коли $F_{fric} \to \mu_{sl}N$ і зчеплення контакту руйнується (контакт зривається). Перехідний процес «прилипання → зсув» визначає величину стрибка прутка,

$$\delta_{ss} \approx \frac{(\mu_{sl} - \mu_{kl})N_m}{k_{ax}}.$$

Суперпозиція багатьох контактів уздовж каналу формує ряд незалежних стрибків δ_{ss} і визначає характерний профіль похибки, що утворюється накопиченням похибки у фазі «прилипання» та різким зменшенням похибки у фазі «просування» відповідно до середніх значень, що визначаються балансом між параметрами системи.

Для мінімізації впливу цієї складової похибки доцільно проводити оптимізацію трибологічних умов шляхом підбору мастильних матеріалів для зменшення μ_s, μ_k та відповідної обробки поверхонь для стабілізації коефіцієнтів тертя. Також через конструктивні вдосконалення шляхом підвищення осьової жорсткості k_{ax} та оптимізації геометрії каналу для рівномірного розподілу навантаження. Активні методи компенсації можуть ґрунтуватися на заходах, що зменшують зазори в напрямних та шляхом використання адаптивного управління параметрами подачі. Отже, складова похибки ε_{liner} є важливою для розуміння динаміки прецизійних систем подачі прутка. Її аналіз вимагає врахування розподілених трибологічних явищ та пружних деформацій у складній механічній системі барфідера.

Складова ε_{bar}, що вказує на характеристику прутка, є необхідною для розуміння впливу геометричних якостей прутка на точність позиціювання. Її аналіз вимагає врахування просторової модуляції сил тертя та динамічної взаємодії в системі «пруток-направляючі». Геометричні недоліки прутка викликають періодичну гармонічно модульовану зміну ефективної нормальної

сили $N(s)$ і, як наслідок, періодичну модуляцію осьового тертя, що формує квазігармонічний внесок у загальну похибку Δ.

$$N(s) = N_0 + N_1 \cos\cdot\left(\frac{2\pi s}{\lambda} + \varphi\right),$$

де s – пройдений шлях подачі, N_0 – середнє значення нормальної сили, N_1 – амплітуда модуляції ($N_1 \ll N_0$), λ – характерна просторова довжина хвилі геометричних відхилень, φ – фаза початкового положення.

Осьова складова сили тертя описується як:

$$F_{||}(s) \approx \mu \cdot N(s) = \mu\left(N_0 + N_1 \cos\cdot\left(\frac{2\pi s}{\lambda} + \varphi\right)\right).$$

Для ланцюга з жорсткістю k_{ax} це дає квазігармонічну помилку довжини:

$$\Delta_{harm}(s) \approx \left(\frac{\mu N_1}{k_{ax}}\right) \cdot \cos\left(\frac{2\pi s}{\lambda} + \varphi\right).$$

Амплітуда спадатиме зі збільшенням k_{ax} і λ та ростиме зі збільшенням μ і N_1 тобто з підвищенням кривизни прутка і тіснішим каналом. Звідси можна зробити висновок, що геометричні параметри прутка і зокрема його прямолінійність визначає величину N_1 та довжину хвилі λ. Тобто високий клас правильності форми прутка зменшує амплітуду модуляції. Овальність поперечного перерізу прутка впливає на форму модуляції нормальної сили. Співвідношення діаметрів прутка і лайнера визначає середнє значення N_0, тобто, оптимальний зазор мінімізує N_0 при збереженні стабільності. Осьова жорсткість k_{ax} зворотно пропорційно впливає на амплітуду похибки і підвищується через жорсткі штовхачі та направляючі. Коефіцієнт тертя μ безпосередньо впливає на амплітуду похибки і може контролюватися через вибір мастильних матеріалів

Вплив термічних деформацій ($\varepsilon_{thermal} \equiv \alpha L \Delta T$) проявляється в осьовому подовженні вимірювального ланцюга. Будь-які елементи в послідовності між торцем заготовки у вигляді прутка та двигуном привода барфідера при зміні температури змінюють свій розмір і зсувають положення торця заготовки від номінально-визначеного положення в системі координат верстата, що визначає довжину подачі заготовки L_{true} і опосередковано впливає на точність. Цей ефект може бути відображений у моделі з ефективним коефіцієнтом, де ефективні параметри агрегують внески всіх ланок. Для цього розглядаються послідовно ділянки i=1...m довжиною L_i з коефіцієнтом лінійного розширення α_i при зміні температури ΔT_i.

Тоді, у першому наближенні

$$\delta_{th} = \sum_{i=1}^{m} \sigma_i \, \alpha_i L_i \Delta T_i = \alpha_{\text{еф}} L_{\text{еф}} \Delta T_{\text{еф}},$$

де $\sigma_i \epsilon \{+1, -1\}$ відображає напрямок внеску щодо вимірювальної бази (що збільшується в бік приросту фактичної довжини заготовки, або навпаки – зменшує), а $\alpha_{\text{еф}}, L_{\text{еф}}, \Delta T_{\text{еф}}$ більш зручні ефективні параметри, що агрегують властивості всієї системи.

У даному випадку в послідовному механічному ланцюзі барфідера термічні деформації доцільно розподіляти між елементами пропорційно їх механічній податливості. Теплове вільне подовження певної ланки δ_{th} не завжди повністю може перейти у зсув торця заготовки. Частина цього вкладу іде на пружні деформації інших ланок (стиснення/розтяг), і лише решта дає зміну положення торця заготовки. Тобто, яка величина дійде до торця заготовки визначає розподіл податливостей елементів (тобто 1/k) у ланцюгу де менш жорсткі ділянки ланцюга (елементи) нівелюють більшу частину переміщення. Це визначає певну функцію жорсткісного розподілу, що умовно можна виразити через C=1/k, бо саме жорсткість вирішує, що виразиться у зсуві торця, а що

перетвориться і акумулюється у внутрішнє механічне напруження (консервативні сили).

Для більш точної моделі доцільно врахувати жорсткість кожної ланки k_i , які зв'язані послідовно. Частка термічної деформації, що передається на розмір вильоту деталі, пропорційна податливості $1/k_i$. Тоді :

$$\delta_{th} \approx \sum_i \sigma_i \, \alpha_i L_i \Delta T_i \frac{1/k_i}{\sum_j 1/k_j} \, ,$$

де $\frac{1/k_i}{\sum_j 1/k_j}$ – вага за податливістю.

Для сталевих ланок (компонентів) ($\alpha \approx 11 \cdot 10^{-6} K^{-1}$) з ефективною довжиною близько 1м ($L_{\text{еф}}$~1м), зміна температури на $1K$ призводить до похибки приблизно 11 мкм. Таким чином, прогрів на кілька градусів може викликати дрейф у десятки мікрон, що особливо критично при прецизійних застосуваннях. Часова динаміка нагріву також важлива, оскільки похибка накопичується поступово. У такому випадку величина похибки подачі прутка барфідером без застосування упора описується залежністю:

$$\varepsilon_{BF} = e_{fol} + r \cdot \delta_q + \varepsilon_{cl\,amp} + \frac{F}{k_{chain}} + \varphi\left(F, \dot{F}\right) + \sum_j \delta_{ss\,j} + \frac{\mu N_1}{k_{ax}} \cdot \cos\left(\frac{2\pi s}{\lambda}\right) + \sum_j \frac{\alpha_j L_j \Delta T_j C_{R\,j}}{C_{L\,j} + C_{R\,j}} \, .$$

Похибка сформована фазою затиску прутка в затискному патроні, що визначає величину L_2:

$$\varepsilon_{clamp} = \xi \cdot \frac{\Delta_r}{tan\,\alpha} + \frac{(\mu_s - \mu_k)N}{k_{ax}} + \frac{N(sin\beta + \mu\, cos\beta) + F_{push}}{k_{ax}}.$$

2.3 Математичне моделювання процесу зупинки пруткової заготовки при упорному обмеженні

При подачі заготовки з обмежувачем у вигляді упору зазвичай контак з ним відбувається на певній швидкості. Після зіткненні прутка з упором виникають повторювані процеси, що ускладнюють умови роботи системи. Одним із таких є хвильові ефекти в довгих стрижнях внаслідок осьового удару, що виражаються в не миттєвому стиснення всього об'єкта з подальшою фіксацією стану, а набувають форми поширення хвилі механічного напруження (рис. 2.4). Така хвиля може рухатись заготовкою від торця до штовхача і назад декілька разів. Час пробігу залежить від довжини та матеріалу прутка, що також ускладнює прогнозування.

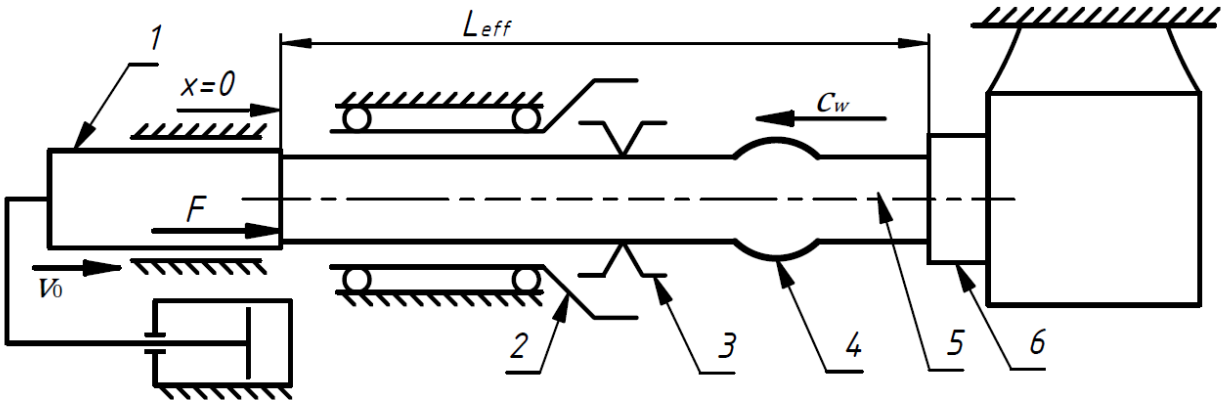


Рисунок 2.4 – Схема взаємодії довгомірного прутка із механізмом подачі та зупинки: 1 – штовхач; 2 – шпиндель; 3 – пристрій затиску заготовки; 4 – хвиля стиснення; 5 – пруткова заготовка; 6 – упор

Таким чином, основне рівняння руху для фази, коли пруток контактує з упором, як модель осьового удару прутка об упор у лінійно-в’язко-пружному наближенні в фазі контакту може бути виражене:

$$m\ddot{\delta} + c_d\dot{\delta} + k\delta = \mathrm{F}_p - \mathrm{F}_f,\ \delta \geq 0, \qquad (2.1)$$

де $\delta(t)$ величина осьової компресії системи «пруток–упор» під час контакту, $m = \rho A L_{eff}$ – еквівалентна маса прутка, що бере участь в ударі та залежить від щільності матеріалу ρ, площі поперечного перерізу A та ефективної довжини L_{eff}, яка бере участь в деформації і зменшується в міру того, як пруток витрачається, c_d – коефіцієнт в'язкого демпфування, що моделює сили, які розсіюють енергію удару, (перетворюють її на тепло) і враховує внутрішнє тертя в матеріалі прутка та визначає рівень затухання коливань і коефіцієнт демпфування ($\zeta = c_d/2\sqrt{mk}$), $k = EA/L_{eff}$ – жорсткість прутка, яка збільшується, коли пруток стає коротшим, де Е – модуль Юнга матеріалу пруткової заготовки, F_p – осьова сила подачі від привода барфідера; F_f – сумарне сухо-в'язке тертя в напрямних прутка (лайнерах).

Елементи отриманого рівняння відповідають наступним складовим взаємодії прутка з упором: $m\ddot{\delta}$ – сила інерції прутка, $c_d\dot{\delta}$ – сила в'язкого демпфування матеріалу прутка, $k\delta$ – пружна сила, що виникає при стисканні прутка, $F_p - F_f$ – результуюча зовнішня сила, що діє на систему взаємодії прутка з системою подачі.

Перший етап зупинки прутка відбувається в момент удару (t=0), коли торець $x = L_{eff}$ контактує з упором. Ця різка зміна швидкості не може миттєво поширитися на весь пруток, тому вздовж нього від точки $x = L_{eff}$ до x =0 починає бігти хвиля стиснення зі швидкістю c_w. Коли ця хвиля доходить до штовхача (x=0), вона може відбитися, змінивши свою фазу (наприклад, з стиснення на розтяг), залежно від параметрів механізму подачі. Відбита хвиля біжить назад до упора, де знову відбивається. Цей процес триває, створюючи складну картину інтерференції.

У безперервній моделі, яка досліджувалась у [81] пруток розглядається як стрижень на відрізку $x\epsilon[0, L_{eff}]$, де $x = 0$ визначає кінець прутка, що взаємодіє зі штовхачем (приводом барфідера) а $x = L_{eff}$ визначає кінець, що взаємодіє зі стопорним упором. Тобто, весь пруток розглядається вздовж осі x, де кожна точка прутка має свою координату. Тоді, рівняння в частинних похідних, яке

описує зміщення кожної точки прутка в будь-який момент часу як основне одновимірне хвильове рівняння для пруткової заготовки:

$$\rho \cdot A \cdot u_{tt}(x,t) = E \cdot A \cdot u_{xx}(x,t), \quad (2.2)$$

де *u(x, t)* зміщення точки з координатою *x* в момент часу *t*, що відмінне від $\delta(t)$ в попередній моделі, яке було єдиним для всього прутка, тут *u* – це функція двох змінних, що дозволяє бачити «форму» прутка в будь-який момент, $u_{tt}(x,t)$ друга похідна від зміщення за часом, тобто прискорення точки *x*, $u_{xx}(x,t)$ друга похідна від зміщення за координатою, яка визначає відносну деформацію (наскільки сильно деформований пруток у точці *x*), ρA – маса на одиницю довжини прутка, EA – осьова жорсткість на розтяг (стиск).

Логіка залежності ґрунтується на основі другого закону Ньютона, що застосований до кожної нескінченно малої ділянки прутка. Тобто, рівняння (2.2) відображає фізичний зміст взаємодії прутка з системою подачі, коли сила інерції лівої частини дорівнює пружній силі, що виникає через деформацію пруткової заготовки.

Існує ряд параметрів що визначають характеристики поширення хвилі в системі. Швидкість поширення поздовжньої хвилі c_w в матеріалі визначає як швидко просувається деформація вздовж прутка після удару $c_w = \sqrt{E/\rho}$ ($E \approx 210$ ГПа, $\rho \approx 7850$ кг/м^3, $c_w \approx \sqrt{(210 \times 109/7850)} \approx 5{,}1$ км/с). Механічний опір просування хвилі (хвильовий імпеданс) прутка визначає, як хвиля веде себе на межі розділу (при ударі об упор або штовхач) $z_{bar} = \rho \cdot A \cdot c_w$. Високий імпеданс (опір просування хвилі) означає, що пруток менш придатний для поширення хвиль.

Граничні умови описують, як механізм подачі, зокрема його привод, впливає на пруток. Величина $x=0$ означає умови на кінці прутка в контакті зі штовхачем. Кінематична умова $u_t(0,t) = v_0(t)$ означає, що привод барфідера чітко визначає швидкість цього кінця прутка. Наприклад, він може постійно штовхати його зі швидкістю v_0. Динамічна умова $\sigma(0,t) = E\ A\ u_x(0,t) = F_p(t)$ означає, що

привод барфідера прикладає до прутка передбачену силу $F_p(t)$. Як наслідок, кінець прутка буде рухатися з такою швидкістю, яка визначається його динамікою. Коли хвиля деформації доходить до штовхача барфідера, частина її енергії поглинається цим приводом через передачу на його корпус та розсіювання, а інша частина відбивається назад у пруток. Ця комбінація властивостей привода описується його хвильовим імпедансом Z_{drive}, оскільки він має власну масу, жорсткість та демпфування.

Величина $x = L_{eff}$ означає умови на кінці прутка в контакті зі упором, тобто описує, що відбувається з торцем прутка, який б'ється об упор. До контакту вільний кінець $\sigma(L_{eff}, t) = EAu_x(L_{eff}, t) = 0$, оскільки, поки пруток пересувається вільно, на цьому вільному кінці не діють ніякі сили, тому напружень нема. Під час контакту з ідеально жорстким упором $u(L_{eff}, t) = 0$. Тобто упор розглядається як абсолютно нерухомий і недеформований і як тільки торець прутка торкається упора, він миттєво зупиняється і вже не рухається. При цьому, уся енергія хвилі повинна перетворитися і в даному випадку вона повністю відбивається назад у пруток, що сприяє сильному відскоку. Таке припущення є виключно теоретичним та спрощеним. Контакт пруткової заготовки з реальним скінченно жорстким упором можна описати за моделлю Кельвіна-Фойгта у формі:

$$\sigma(L_{eff}, t) = k_{stop}u(L_{eff}, t) + c_{stop} \cdot u_t(L_{eff}, t).$$

Тобто, реальний упор як і сам матеріал прутка в точці контакту має скінченну жорсткість k_{stop}і демпфувальні властивості c_{stop}, тоді $k_{stop} \cdot u_t$ відображає пружну силу, що пропорційна стисненню контакту, а $c_{stop} \cdot u_t$ відображає характеристики демпфування, що пропорційно швидкості деформації контакту. Ця умова відображає процес де енергія удару може частково розсіюватися перетворюючись на тепло в контактній зоні. Це краще моделює реальні умови, зменшуючи величину відбитої хвилі і, відповідно, відскоку. Тобто, енергія, що застосовується для автоматичної подачі довгомірної

пруткової заготовки не лише розсіюється, а також може багаторазово відбиватися від кінців прутка, створюючи складну картину коливань, що робить стабільне позиціювання такої заготовки ускладненим.

Відбиття хвиль на обох кінцях описується концепцією коефіцієнта відбиття R, що дає можливість оцінки певних параметрів хвилі напруги, коли вона досягає кінця прутка. При $R = +1$ спостерігається повне відбиття з тим самим знаком. Хвиля стиснення повертається як хвиля стиснення. Це підсилює деформацію. При $R = -1$ вказує на повне відбиття зі зміною знака. Хвиля стиснення повертається як хвиля розтягу. Це може сприяти відриву прутка від контактування з упором. $R = 0$ означає, що відбиття немає через повне поглинання енергії. Це ідеальний випадок для припинення осьових коливань пруткової заготовки.

На упорі ($x = L_{eff}$) коефіцієнт відбиття за імпедансами описується наступними залежностями:

$$R_{stop} = \left(Z_{stop} - Z_{bar}\right)/\left(Z_{stop} + Z_{bar}\right).$$

За умови ідеально жорсткої стінки Z_{stop}прямує до нескінченності. Тобто, якщо упор ідеально жорсткий, його імпеданс нескінченно великий. При наближеному підрахунку $R_{stop} \approx (\infty - Z_{bar})/(\infty + Z_{bar})$,о прямує до співвідношення 1/1=+1. Такий варіант вказує, хвиля стиснення повністю відбивається як хвиля стиснення. Це максимально сприяє відскоку, оскільки енергія не втрачається.

Відбиття на боці штовхача x = 0. $R_{drive} = (Z_{drive} - Z_{bar})/(Z_{drive} + Z_{bar})$. Оскільки реальний привод механізму подачі прутка не ідеальний (демпфує не ідеально) то частина енергії багаторазово бігає між кінцями пруткової заготовки (з координатами $x = 0$ та $x = L_{eff}$) формуючи інтерференцію. Якщо $Z_{drive} > Z_{bar}$, то $R_{drive} > 0$ – частина хвилі відбивається назад у пруток. Якщо $Z_{drive} < Z_{bar}$, то $R_{drive} < 0$ – хвиля частково відбивається зі зміною знака. Якщо $Z_{drive} = Z_{bar}$, то $R_{drive} = 0$ створюється умова ідеального узгодження, де енергія поглинається приводом. Дана концепція розкриває один з негативних ефектів,

що виникає при подачі довгомірної пруткової заготовки з використанням упору і пов'язаний з переходом механічної енергії осьової деформації між кінцями прутка.

2.4 Моделювання етапів та фаз процесу автоматичної подачі й осьового позиціювання пруткової заготовки з властивостями пружного елемента

Фаза 1: до контакту з упором. Привод $x = 0$ розганяє пруток з прискоренням і надає йому швидкість v_0. Через інерційні властивості у прутку утворюється хвиля стиснення біля торця який контактує із штовхачем. Ця хвиля біжить від приводу $x = 0$ до вільного кінця $x = L_{eff}$ зі швидкістю c_w. Ключовий момент на вільному кінці $x = L_{eff}$ полягає в тому, що гранична умова вимагає, щоб напруга дорівнювала нулю $\sigma = 0$, оскільки кінець вільний і сил до нього не прикладено. Щоб виконати цю умову, хвиля стиснення, що прийшла, відбивається як хвиля розтягу (коефіцієнт відбиття $R \approx -1$). Фізично це означає, що стиснута ділянка, досягнувши вільного кінця, «розпрямляється» з таким розмахом, що створює деформацію розтягу. Далі відбита таким чином хвиля розтягу біжить назад до приводу ($x = 0$). Коли вона досягає приводу, частина її енергії може поглинатися (якщо привод ідеально узгоджений), але частіше вона знову частково відбивається від нього і змінює знак. Це формує стан системи перед ударом об упор коли пруток вже не є цілісним тілом, що рухається, оскільки в ньому вже існують внутрішні коливання напруги.

Фаза 2: удар/контакт визначається тим, що вільний торець прутка ($x = L_{eff}$) стикається з упором. Це момент критичної зміни граничної умови з «відсутність напружень у вільному кінці» ($\sigma = 0$) на «жорстка стінка» ($u = 0$) або «пружно-в'язкий контакт». Як наслідок досягається різке зростання механічного напруження: Хвилі, що продовжують підходити до торця, більше не можуть вільно розпрямлятися. Вони «упираються» в дуже жорстку перешкоду, що викликає різкий стрибок контактного тиску. Виникає пікова компресія δ_{max}. Сила інерції рухомого прутка та енергія хвиль всередині нього переходять у

максимальну пружну деформацію всього прутка, що й спричиняє δ_{max} у момент, коли пруток стиснутий найсильніше. Це формує параметри контактування торця пруткової заготовки з упором. Якщо пружна енергія, що накопичена у стиснутому прутку, достатня для подолання сили подачі F_p та сили контакту, відбудеться його відскок (мікровідрив від упору). Хвиля стиснення, відбившись від упора з $R \approx +1$, повертається назад і, досягнувши торця, відштовхує його від цільової позиції.

Фаза 3: після удару утримується стан коли безпосередній удар закінчився, але процес не стабілізувався. Енергія, яка не була використана на відштовхування прутка і не розсіялася, залишається накопиченою в прутку у вигляді хвиль, що багаторазово відбиваються від обох кінців ($x = 0$ і $x = L_{eff}$).

Таким чином формується ряд ключових факторів, що впливають на стабільність положення пруткової довгомірної заготовки при її автоматичній подачі. Імпеданси (опір просування хвилі) приводу барфідера та упора (Z_{drive}, Z_{stop}) визначають, яка частина енергії поглинається на кінцях при кожному відбитті, а яка продовжує переміщатися між кінцями прута. Податливий привод і жорсткий упор створюють умови коли $R \rightarrow +1$ і це найгірші умови для швидкого затухання коливань. Час пробігу хвилі ($t_w = L_{eff}/c_w$) визначається як проміжок за який хвиля проходить відстань $2L_{eff}$ і повертається до місця початку відліку, що визначає власні частоти коливань прутка. Система фіксує пруток для подальшої обробки в якийсь випадковий момент цих незатухаючих коливань, коли залишкова компресія буде випадковою величиною, що залежить від фази коливань. Тобто, положення прутка формується як випадкова комбінація біжучих хвиль, яка до того ж змінюється зі зміною довжини L_{eff}.

Нижня межа розкиду динамічної похибки δ_{max} не є постійною. Оскільки $\delta_{max} \propto v_0\sqrt{m/k}$ відносна чутливість $\frac{\partial\delta}{\partial m} \cdot \frac{m}{\delta} = \frac{1}{2}$. Зменшення маси на 50% (очевидно для прутків у процесі використання) змінює ударну компресію приблизно на 29%, навіть якщо v_0 та k сталі. Цю змінність неможливо нівелювати без закритого контуру як зворотного зв'язку по фактичному положенню прутка.

Оцінка пікової осьової деформації δ_{max} прутка при першому ударі в упор і відповідної пікової контактної сили F_{max} ще до початку складних хвильових процесів може бути проведена на простій моделі типу «маса-пружина»:

$$\delta_{max} \approx v_0\sqrt{m/k} \Rightarrow F_{max} \approx k\delta_{max} = v_0\sqrt{km}\,. \quad (2.3)$$

Залежність (2.3) описує результат взаємодії для першої півхвилі при малому демпфуванні і може бути отримана з рівняння осцилятора, або з енергетичного балансу. У момент максимального стиснення δ_{max} швидкість деформації дорівнює нулю $\dot{\delta}$=0, тому в'язка складова сили $c_d\dot{\delta}$ зникає. Залишається лише пружна складова, що описується законом Гука або коли кінетична енергія руху перетворюється на потенційну енергію стиснення:

$$(1/2)mv_0^2 \approx (1/2)k{\delta_{max}}^2 \Rightarrow \delta_{max} \approx v_0\sqrt{m/k}. \quad (2.4)$$

Формули (2.3), (2.4) справедливі для першої півхвилі удару пруткової заготовки в упор (до появи відбитих хвиль), матеріалів прутка з малим демпфуванням (метали), випадків, коли час удару достатньо малий. Тому, для більш точного аналізу довгих прутків з вираженими хвильовими ефектами доцільно застосовувати безперервну модель. Дані аналітичні залежності підтверджують висновок, що динамічна похибка позиціювання довгомірної пруткової заготовки δ_{max} принципово залежить від маси прутка, яка змінюється в процесі роботи. Це створює фактично неконтрольовану змінність параметрів у системах з пасивним упором, що можна вирішити лише переходом до систем з автоматичним регулюванням параметрів удару пруткової заготовки з упором.

Під час удару пруткової заготовки з упором привод барфідера не перестає діяти, тобто він продовжує штовхати пруток із силою F_p. Одночасно діє сила тертя F_f. Ці сили виконують додаткову роботу W_{ext} під час деформації прутка:

$$W_{ext} \approx \left(F_p - F_f\right)\delta_{max}\,.$$

Тоді енергетичне рівняння дає квадратичну поправку:

$$\frac{1}{2}k\delta_{max}^2 - \left(F_p - F_f\right)\delta_{max} - \frac{1}{2}mv_0^2 \approx 0,$$

звідки випливає, що

$$\delta_{max} \approx \frac{\left(F_p - F_f\right) + \sqrt{\left(F_p - F_f\right)^2 + kmv_0^2}}{k}. \quad (2.5)$$

При $Fp - Ff \ll v_0\sqrt{k\mathrm{m}}$ формула (2.5) зводиться до виразу (2.4).

Межі застосовності визначаються як мала демпферна здатність на першій півхвилі (типово для металевих прутків): тоді прості формули адекватні, при короткому ударному інтервалі, коли змінами $F_p(t)$ та хвильовою дисперсією можна знехтувати в першому наближенні. Для більш точного аналізу хвильових ефектів які виникають у довгих прутках, довжини яких можуть провокувати резонансні явища потрібна безперервна модель.

Таким чином, загалом, відображено, що перший удар неминуче стискає систему на величину, пропорційну швидкості підходу та $\sqrt{m/k}$, і генерує пікову силу, пропорційну $v_0\sqrt{k\mathrm{m}}$. Тобто, саме ця динамічна компресія і є одним із джерел похибки довжини заготовки, що формується з прутка перед затиском.

Підсумовуючи вищеописане, сформований методологічний підхід до опису параметрів функціонування системи автоматичної подачі довгомірного пруткового матеріалу у верстат дає можливість побудови аналітичних залежностей, що визначають окремі умови та характеристики забезпечення точності його осьового позиціювання.

Критерій безвідскокової зупинки прутка означається умовою відсутності зміни знаку швидкості в бік відриву:

$$Fp - Ff \;\geq\; k\delta_{max} \;\equiv\; Fmax.$$

Тобто, щоб гарантовано уникнути відскоку, зовнішня осьова сила, що штовхає пруток уперед F_p, при врахуванні сил тертя F_f має перевищувати пік контактної сили. Використовуючи оцінку першого піка, який виникає при першій півхвилі при умові малого демпферного ефекту (2.3), отримаємо еквівалентну межу швидкості підходу пруткової заготовки до жорсткого упору:

$$v_0 \leq \frac{F_p - F_f}{\sqrt{km}}.$$

Отже, якщо перевищити v_0, на піку компресії пружна відновлювальна сила $k\delta$ буде більша за штовхаючу дію привода барфідера, що спричинить відскок та подальші коливання положення. У той же момент $\dot{\delta}$=0, тому демпферний член c_d $\dot{\delta}$ у рівнянні (2.1) перетворюється в нуль, а критерій не залежить від демпфування в самій точці максимуму.

Рівність $F_p - F_f = F_{max}$ означає граничний випадок при якому компресія не зменшується. Якщо, $F_p - F_f > F_{max}$ контакт формується як монотонний (без розвороту швидкості), а якщо $F_p - F_f < F_{max}$ – починається відпружинення з ризиком мікровідриву. Отже, можна виявити наступні взаємозалежності: більша жорсткість k або маса m зменшують допустиму v_0; більша сила підпору F_p або менші втрати F_f – збільшують її, що є бажаним для підвищення продуктивності.

Довжина пруткової заготовки впливає на величину його силової взаємодії з рухомими елементами системи подачі. Через те, що m змінюється в процесі витрати прутка пропорційно його ефективній довжині $m \propto L_{eff}$, поріг безвідскокового режиму змінюється теж пропорційно ($\propto m$). Отже, за фіксованих налаштувань виникають періоди з відскоком, або надлишковою компресією, що є типовим наслідком в'язко-еластичних ударних моделей із коефіцієнтом відновлення, де динаміка суттєво залежить від матеріалів, швидкості, демпфування та виду навантаження. Окрім маси прутка змінюється також

еквівалентна жорсткість k. Отже, це вказує на доцільність застосування двох характерних розрахункових схеми:

1. Домінує податливості прутка, що типово для довгомірних пруткових заготовок, коли $k \approx k_{bar} = EA/L_{eff}$, тоді:

$$\delta_{max} \approx v_0 L_{eff} \sqrt{\rho/_E},$$

що пропорційно L_{eff} ($\delta_{max} \propto L_{eff}$). При цьому $F_{max} = v_0\sqrt{km} = v_0 A\sqrt{E\rho}$ не залежить від L_{eff}. Отже при укороченні прутка амплітуда компресії зменшується лінійно, однак поріг безвідскоковості за силою F_p лишається сталим. Хвильові ефекти, втім, додають залежність від L_{eff} через час пробігу хвиль.

2. Домінує податливість упору, що може відбуватися при коротких прутках або порівняно нежорсткому вузлі упору $k \approx k_{stop} = const$, тоді

$$\delta_{max} \approx v_0 \sqrt{\frac{\rho A L_{eff}}{k_{stop}}} (\propto L_{eff}) \mathrm{F}_{max} \approx v_0 \sqrt{k_{stop}\, \rho A L_{eff}} \ (\propto L_{eff}).$$

У цій розрахунковій схемі і компресія, і пікова сила зменшуються пропорційно до L_{eff} із вкороченням прутка, тобто гранична швидкість безвідскокового режиму змінюється зі зміною довжини прутка. Загальний випадок:

$$k_{eq} = \left(k_{bar}^{-1} + k_{stop}^{-1}\right)^{-1} = \left(\frac{L_{eff}}{EA} + \frac{1}{k_{stop}}\right)^{-1},$$

$$F_{max} \approx v_0 \sqrt{k_{eq}\, m} = v_0 \sqrt{\frac{\rho A L_{eff}}{\frac{L_{eff}}{EA} + \frac{1}{k_{stop}}}}.$$

Тобто залежність від L_{eff} немонотонна: за довгих прутків – майже стала, за коротких – $\propto L_{eff}$. У будь-якому разі δ_{max} змінюється з L_{eff}, а разом із нею змінюється і залишкова динамічна похибка на момент затиску.

Формування залишкової динамічної похибки осьового положення прутка на момент затиску відбувається наступним чином. Після першого піка стискання система «пруток–упор» поводиться як піддемпфований осцилятор із власною круговою частотою ω_n. Тобто, після першого піка система коливається з власною частотою:

$$\omega_n = \sqrt{(k_{eq}/m)}, \tag{2.6}$$

з коефіцієнтом демпфування $\zeta = \frac{c_{damp}}{2\sqrt{m\,k_{eq}}}$ та затухаючою частотою $\omega_d = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2}$. Таким чином амплітуда післяударних коливань осьової компресії (а значить – і похибки довжини) спадає експоненційно:

$$\delta(t) \approx \delta_{max} \cdot e^{-\zeta\omega_n t} \cdot sin(\omega_d t). \tag{2.7}$$

Якщо здійснити затиск заготовки в момент t_{clamp} то похибка довжини від незагаслої компресії буде становити:

$$\Delta L_{dyn} \approx \delta_{max}\, e^{-\zeta\omega_n t_{clamp}},$$

що є гарантованою по огинаючій межі, що являє собою експоненту, яка задається у (2.7) виразом $\delta_{max}\, e^{-\zeta\omega_n t}$, де знак визначається фазою $sin(\omega_d t)$.

Ключова складність оцінювання полягає в тому, що ми не можемо точно знати, в якій фазі коливання (на «вершині» чи у «впадині») розташований пруток у випадково обраний нами момент затиску t_{clamp}. У сприятливому випадку він буде затиснутий у момент, коли $sin(\omega_d t) \approx 0$, оскільки похибка буде близькою

до нуля. Але якщо затиск відбудеться на піку коливання, коли $sin(\omega_d t) \approx 1$ або -1, то похибка буде максимально можливою для цього моменту часу.

Формула (2.6) показує залежність частоти коливань від L_{eff}, адже $m = \rho A L_{eff}$ та еквівалентна жорсткість системи «пруток-упор» k_{eq} залежать від еквівалентної довжини безпосередньо. У такому випадку навіть фіксована витримка часу дає різну величину ΔL_{dyn} на різних стадіях витрати прутка. Також, зважаючи, що фаза коливання є випадковою і неконтрольованою величиною, то існує необхідність розраховувати на найгірший сценарій. Цей найгірший сценарій і описується огинаючою експоненціальною кривою. Таким чином, ΔL_{dyn} означає, що незалежно від фази коливань, у момент часу t_{clamp} залишкова динамічна похибка осьового позиціювання прутка гарантовано не перевищить це значення. Реальна похибка може бути меншою, але для надійності процесу необхідно розраховувати саме на цю, найгіршу, величину.

Коливання після удару неминучі окрім граничного випадку критичного або суперкритичного демпфування. Експонента $e^{-\zeta\omega_n t}$ з (2.7) вказує наскільки швидко зменшується амплітуда. Можна спрогнозувати, що для заданого допуску T потрібно вибрати витримку за часом для затиску так, щоб:

$$t_{clamp} \geq \frac{1}{\zeta\omega_n} ln\left(\frac{\delta_{max}}{T}\right),$$

що можна вважати мінімальним часом, аби огинаюча похибки знизила своє значення до T.

Оскільки ω_n змінюється з L_{eff}, фіксована витримка гарантує різну якість на різних стадіях. Щоб гарантувати допуск по всьому циклу, варто проєктувати t_{clamp} за найгіршим випадком, який утворюється за умов мінімальної ω_n, тобто найдовшим і найменш жорстким станом системи.

Наприклад, при $L_{eff} = 6$, ζ=1%, $t_{clamp} = 20$ мс, $d = 40$ мм (A=1,26·10^{-3} м^2), $k_{stop} = 3 \cdot 10^6$ Н/м (тонкий консольний палець), швидкість подачі

v_0 =0,5 м/с, E=210 ГПа, ρ=7850 кг/м^3. Власна частота $\omega_n = 218$ рад/с (f_n=34,8 Гц), пікова компресія (перша півхвиля, малий демпф) $\delta_{max} = 2{,}30$ мм. Пікова контактна сила: $F_{max} \approx k_{eq}\delta_{max} = 6{,}45$ kN. Тоді $\Delta L_{dyn}(20\text{ мс}) \approx \delta_{max}\, e^{-\zeta\omega_n t_{clamp}} =$ 2,3 мм·e$^{-0{,}01\cdot 218\cdot 0{,}02}$ ≈2,2 мм. Така величина є досить великою оскільки $k_{stop} \ll k_{bar}$ і система має низьку ω_n (на рівні 218 рад/с) отже $\delta_{max} = v_0/\omega_n$ велика навіть при звичайних швидкостях подачі v_0. За таких параметрів впродовж 20 мс експонента $e^{-\zeta\omega_n t_{clamp}} = e^{-0.0436} \approx 0{,}957$ амплітуда встигає зменшитися лише на ~4,3%, тому динамічна похибка залишається великою 2,30 мм → 2,20 мм. За тих самих параметрів, але з витримкою затиску $t_{clamp} =$ 0,6 с, динамічна складова похибки становить ΔL_{dyn}(60мс) ≈0,62 мм (по огинаючій) а при $t_{clamp} = 1$ с, ΔL_{dyn}(1 с) ≈0,22 мм. Якщо для цих параметрів припустити ідеально жорсткий упор у вигляді жорсткої стінки (як верхня межа покращення даної характеристики) коли $k_{stop} \to \infty \Rightarrow k_{eq} = k_{bar}$ то отримаємо значення $\omega_n = 862$ рад/с, $\delta_{max} = 0{,}58$мм а ΔL_{dyn}(20мс) ≈ $\approx 0{,}58e^{-0{,}01\cdot 862\cdot 0{,}02} = 0{,}49$ мм.

2.5 Методика статистичного оцінювання точності, стабільності та надійності осьового позиціювання

Для кількісної оцінки процесу, описаного похибкою Δ, використовуються наступні статистичні параметри:

- μ – систематична похибка, що визначає систематичний зсув значень, тобто середнє відхилення Δ як середнє всіх випадків позиціювання, наприклад, подача стабільно більша на 0,04 мм;
- σ – виражає повторюваність процесу як розкид між циклами фіксації за однакових умов. Таким чином μ компенсують калібруванням а σ зменшують інженерними засобами типу стабілізації умов;
- $P_{ok} = P(|\Delta| \le T)$ – ймовірність відповідності, що означає відсоткову частку циклів у яких торець потрапляє в допуск, тобто вказує на ймовірність появи його правильного положення;

- C_{pk}– індекс відповідності процесу позиціювання. Фізична суть індексу є безрозмірною оцінкою наскільки стабільно процес позиціювання прутка вкладається в допуск з урахуванням центрованості та розкиду. Геометрично це означає скільки інтервалів розміру 3σ вкладається в допуск до найближчої межі.

Установлення порогів прийнятності (табл. 2.1) може застосовуватися як швидкий скалярний індикатор покращення після змін налаштувань процесу подачі. За центрованого процесу P_{ok} монотонно зростає з C_{pk}.

Таблиця 2.1. – Можлива фізична інтерпретацію якості фіксації через величину C_{pk}

C_{pk}	Якість процесу	Браку на 1 млн. виробів	Фізичний зміст
<1,0	Незадовільна	> 2700	Процес не в допуску
1,0	Мінімальна	2700	3σ в допуску
1,33	Задовільна	63	4σ в допуску
1,67	Хороша	3,4	5σ в допуску
≥ 2,0	Відмінна	~0	6σ в допуску

При проведенні n-ої кількості вимірювань, систематична похибка положення торця визначається наступним чином:

$$\mu = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\Delta_i = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}L_{2,i} - L_{set}.$$

Наступним критичним етапом є відокремлення істинної мінливості процесу подачі від похибки вимірювальної системи. Оцінювання варіабельності вильоту прутка на основі виробничих масивів даних ускладнюється змішуванням багатьох експлуатаційних чинників (діаметр, мастило, тип затиску), що формує мультимодальні розподіли похибки. Для коректної ідентифікації законів

розподілу у праці автора [82] обґрунтовано методологію стратифікації вибірок на однорідні групи з фіксованими граничними умовами.

Спостережувана дисперсія s_{obs}^2 є сумою дисперсії процесу $\sigma_{process}^2$ та дисперсії вимірювальної системи σ_{gage}^2, що складається з повторюваність приладу вимірювання та похибки зчитування показників оператором:

$$s_{obs}^2 = \sigma_{process}^2 + \sigma_{gage}^2$$

Для отримання коректних даних для розрахунку індексів придатності необхідно виконати корекцію:

$$\sigma_{process}^2 \leftarrow \max\left(s_{obs}^2 - s_{gage}^2 - \frac{q^2}{12}, 0\right),$$

де $q^2/12$ – дисперсія шуму квантування (для цифрових датчиків з кроком q). Без цієї корекції оцінка точності барфідера буде заниженою, що може призвести до хибних рішень про необхідність ремонту або налаштування.

Для визначення оцінок якості роботи системи подачі прутка можна використати різні методи відповідно до отриманих результатів після вимірів [83]. За нормального розподілу, коли більшість похибок концентрується біля середнього, а великі відхилення практично відсутні, що свідчить про стабільну роботу барфідера, використовується параметричний підхід. Для визначення оцінок якості використовують наступні формули:

$$P_{ok} = \Phi\left(\frac{T-\mu}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{-T-\mu}{\sigma}\right),$$

$$C_{pk} = \frac{T-|\mu|}{3\sigma}.$$

Хорошим значенням C_{pk} вважається від 1,33 і вище. Однак при порушеннях роботи барфідера, коли виникають одиничні значні помилки,

параметричні методи занижують ймовірність великих відхилень. У таких випадках, які частіше трапляються на не новому обладнанні, краще використовувати непараметричний підхід [79]. Він забезпечує більш точну оцінку P_{ok} навіть при «важких хвостах», з іншого боку відбувається втрата інформації про те, наскільки похибка виходить за межі допуску (наскільки великі відхилення, яка форма розподілу, де саме концентрація проблем і т.п.). Для розрахунку кожен цикл перетворюється в булевий результат, який дає інформацію про успішність потрапляння в допуск: $Y_i = 1\{|\Delta_i| \leq T\}$, де $Y_i = 1$ якщо цикл у допуску та $Y_i = 0$, якщо інакше. Тоді:

$$\hat{P}_{ok} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} Y_i = \frac{k}{n},$$

де k – кількість циклів подачі прутка, що забезпечили потрапляння торця прутка в допуск. Ця оцінка є непараметричною оскільки не моделюється розподіл Δ. Для визначення імовірності потрапляння торця прутка в допуск проводять обчислення нормального довірчого інтервалу: $\hat{P}_{ok} \pm z\sqrt{\frac{\hat{P}_{ok}(1-\hat{P}_{ok})}{n}}$, де z – квантиль стандартного нормального розподілу який відповідає рівню довіри (1,96 при рівню довіри 95% [84]). Застосування класичних параметричних індексів придатності процесу часто є недостатнім у випадках порушення нормальності розподілу або наявності асиметричних відхилень. У публікації [85] розроблено комбінований підхід, що поєднує нормальну параметричну модель із непараметричною біноміальною оцінкою частки придатних циклів P_{ok}. Встановлено, що для обмежених промислових вибірок ($n < 30$) найбільш надійне покриття генеральної сукупності забезпечує асиметричний довірчий інтервал Вілсона, а критерієм гарантованого забезпечення точності без браку виступає вкладеність розрахованого толерантного інтервалу в поле допуску на виступ торця заготовки:

$$\left[\frac{\hat{P}_{ok}+\frac{z^2}{2n}-z\sqrt{\frac{\hat{P}_{ok}(1-\hat{P}_{ok})}{n}+\frac{z^2}{4n^2}}}{1+\frac{z^2}{n}},\quad \frac{\hat{P}_{ok}+\frac{z^2}{2n}+z\sqrt{\frac{\hat{P}_{ok}(1-\hat{P}_{ok})}{n}+\frac{z^2}{4n^2}}}{1+\frac{z^2}{n}}\right],$$

що робить його одним з найбільш придатних для статистичного контролю якості, коли $n < 30$. Наприклад, при $n = 20$ циклів, $k = 18$ успішних, $\hat{P}_{ok} = \frac{18}{20} = 0{,}9$. 95% довірчий інтервал Вілсона: [0,714; 0,963].

У відповідності до сучасних метрологічних стандартів, необхідно розрізняти мінливість процесу, що описується через σ, та невизначеність оцінки, яка описується через змінні u та U. Стандартна невизначеність одиничного результату: $u(\Delta) \approx \sigma$, характеризує розсіювання значень положення торця від циклу до циклу. Це параметр, що визначає фізичну здатність барфідера тримати розмір. Стандартна невизначеність середнього значення: $u(\bar{\Delta}) = \sigma/\sqrt{n}$, характеризує наскільки точно ми визначили систематичний зсув процесу подачі. Для прийняття рішень про калібрування (внесення корекції в L_{set}) використовується розширена невизначеність середнього $U(\bar{\Delta})$ для довірчого інтервалу, який зазвичай становить 95%:

$$U(\bar{\Delta}) = t_{0.975,n-1} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}},$$

де t – коефіцієнт Стьюдента. Якщо визначене середнє відхилення $\bar{\Delta}$ по модулю менше за $U(\bar{\Delta})$, то систематичний зсув статистично не відрізняється від нуля, і вносити корекцію в налаштування недоцільно. Якщо ж виконується умова:

$$|\bar{\Delta}| > U(\bar{\Delta}),$$

систематичне зміщення необхідно враховувати під час налаштування системи. У першому наближенні коригування заданої величини подачі може бути визначене як:

$$L_{set,new} = L_{set,old} - \bar{\Delta}.$$

Такий вплив спрямований на зміщення центру розподілу результатів позиціювання до заданого положення і сам по собі не усуває випадкової варіабельності процесу.

Оцінювання випадкової складової потрібно виконувати окремо. Значне стандартне відхилення, недостатнє значення C_{pk}, зниження P_{ok} або невиконання встановлених критеріїв придатності свідчать про те, що однієї корекції L_{set} недостатньо. У такому випадку необхідно встановлювати причини варіабельності та застосовувати інженерні заходи щодо її зменшення. До таких заходів можуть належати коригування режимів подачі, стабілізація умов тертя та затиску, зміна параметрів привода або системи керування, а також усунення конструктивних причин нестабільності.

При цьому C_{pk} доцільно розглядати як один із показників здатності процесу, а не як безпосередній еквівалент величини випадкового розкиду. Індекс C_{pk} одночасно залежить від центрованості та варіабельності процесу. Тому рішення щодо стану системи повинно ґрунтуватися на сукупному аналізі систематичного зміщення, розкиду, P_{ok}, C_{pk}, невизначеності оцінювання та, коли це необхідно для прогнозування придатності наступних циклів, толерантного інтервалу.

На основі зазначених положень стан процесу доцільно класифікувати за двома незалежними ознаками: необхідністю корекції систематичного зміщення та прийнятністю варіабельності. Їх поєднання формує чотири характерні ситуації.

У першому випадку систематичне зміщення є прийнятним, а варіабельність відповідає встановленим вимогам. Коригування параметрів

подачі не потрібне, а подальші дії зводяться до періодичного статистичного моніторингу процесу.

У другому випадку виявляється систематичне зміщення при прийнятній варіабельності. Основним коригувальним впливом є зміна L_{set} на величину оціненого систематичного зміщення. Після внесення корекції необхідно сформувати нову вибірку результатів та повторно оцінити статистичні характеристики процесу.

У третьому випадку середнє положення торця є прийнятним, однак спостерігається надмірна варіабельність. Зміна L_{set} у такій ситуації не усуває причини нестабільності. Необхідні інженерні заходи, спрямовані на зменшення розкиду результатів, після чого також виконується повторне статистичне оцінювання.

У четвертому випадку одночасно спостерігаються систематичне зміщення та надмірна варіабельність. Такий стан потребує поєднання двох типів впливу: коригування L_{set} для зміщення центру розподілу та інженерних заходів для зменшення варіабельності. Послідовність цих заходів повинна завершуватися повторним збором даних, оскільки зміна параметрів системи може одночасно впливати як на середнє положення, так і на розкид результатів.

Таким чином, статистичне оцінювання утворює замкнений цикл:

$$\{\Delta_i\} \rightarrow \{\bar{\Delta}, \hat{\sigma}, P_{ok}, C_{pk}, U, TI\} \rightarrow \text{інженерне рішення} \rightarrow \text{коригувальний вплив} \rightarrow \{\Delta_{i,new}\}$$

Повторне оцінювання після будь-якого втручання є необхідним для підтвердження фактичного покращення характеристик процесу, оскільки саме результат нової серії циклів визначає ефективність прийнятого рішення [83].

Узагальнений алгоритм (рис. 2.5) передбачає перехід від формування вибірки та статистичного оцінювання до класифікації стану процесу за двома ознаками: наявністю систематичного зміщення, що потребує корекції, та прийнятністю варіабельності. Відповідно формуються чотири типи дій:

моніторинг без корекції, коригування заданої величини подачі, інженерна стабілізація процесу або поєднання обох видів втручання. Після виконання коригувальних дій алгоритм передбачає повернення до етапу збору даних і повторного статистичного оцінювання.

На відміну від довірчих інтервалів, які оцінюють середнє можливе розташування розподілу, для виробничих цілей важливіше знати можливі максимальні відхилення в майбутніх циклах подачі заготовок. Для завдань такого типу застосовують толерантні інтервали *TI*. Двобічний толерантний інтервал визначається як:

$$TI = \bar{\Delta} \pm k \cdot s\ ,$$

де k – коефіцієнт толерантності, який залежить від обсягу вибірки n, необхідної частки охоплення популяції γ (наприклад, 99%) та рівня довіри $1-\alpha$ (наприклад, 95%). Значення k завжди більше за класичне z (для нормального розподілу), оскільки враховує невизначеність оцінки як середнього, так і стандартного відхилення від заданого положення торця прутка при обмеженій вибірці.

Умова гарантованої якості роботи системи подачі заготовки формулюється як вкладеність толерантного інтервалу в поле допуску:

$$TI \subseteq [-T, +T].$$

Виконання цієї умови означає, що прийнята частка майбутніх реалізацій процесу з установленим рівнем довіри прогнозується в межах заданого поля допуску. Такий результат може використовуватися як статистичне обґрунтування подальших технологічних рішень щодо допустимого зменшення гарантованого припуску на підрізання торця. Невиконання умови свідчить про необхідність продовження коригування або стабілізації процесу навіть тоді, коли окремі точкові показники мають прийнятні значення.

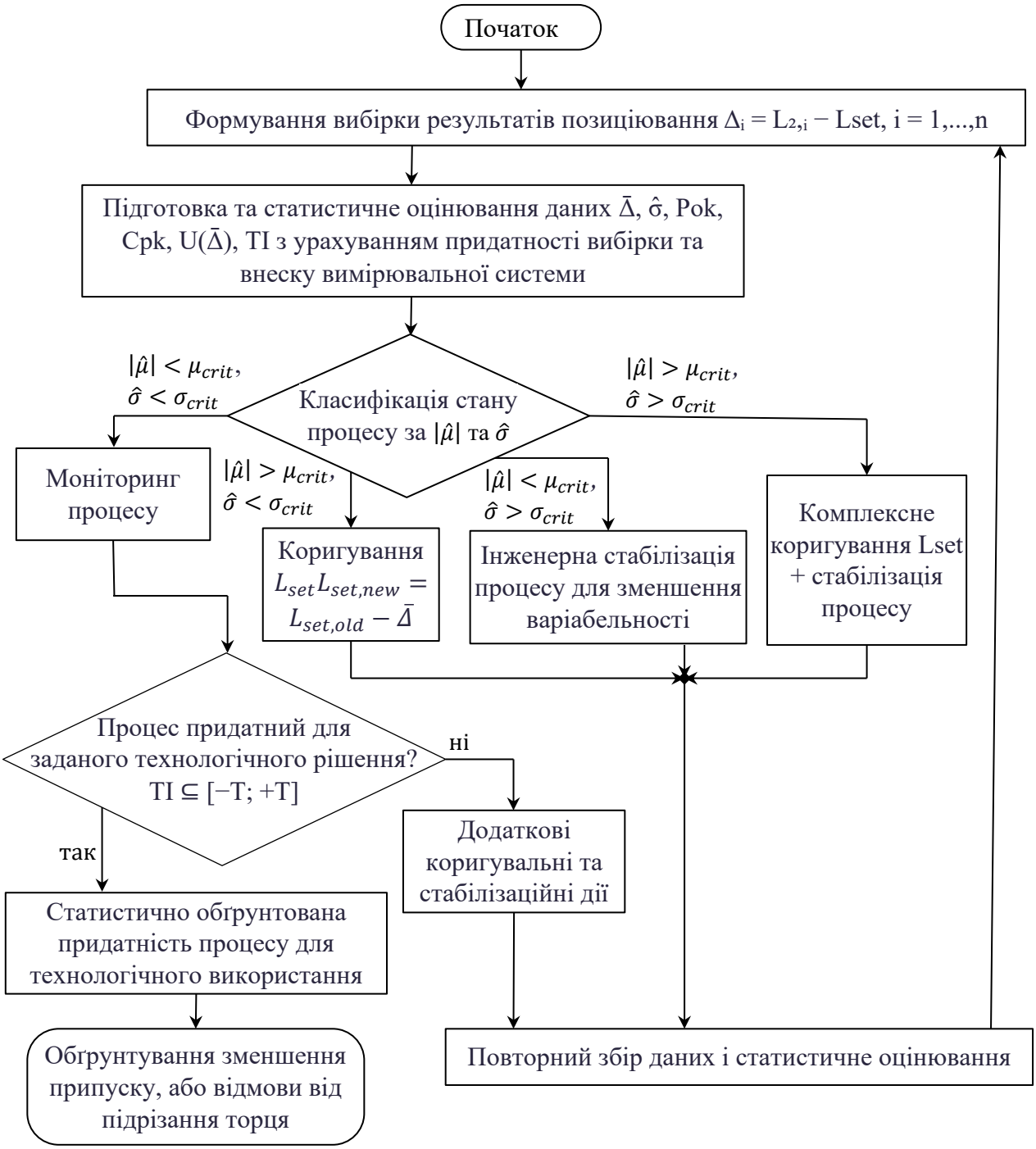


Рисунок 2.5 – Алгоритм статистичного оцінювання процесу автоматичного осьового позиціювання та вибору коригувальних дій

Запропонована послідовність дає можливість використовувати результати статистичного аналізу не лише для констатації рівня точності автоматичної подачі, а й для визначення характеру необхідного впливу на систему. Відокремлення систематичного зміщення від випадкової варіабельності запобігає ситуації, коли нестабільний процес намагаються компенсувати лише

зміною заданої координати або, навпаки, при стабільному процесі з постійним зміщенням виконують невиправдані конструктивні втручання. Така диференціація формує безпосередній зв’язок між статистичним оцінюванням точності та подальшим керованим удосконаленням процесу осьового позиціювання.

2.6 Висновки до розділу 2

1. Встановлено структуру формування похибки автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки за послідовністю подій технологічного циклу. Виокремлено складові, пов'язані з керуванням переміщенням, механічними деформаціями, затиском, тертям, непрямолінійністю прутка та температурними змінами, що дало змогу розмежувати відхилення, сформовані до затиску і під час остаточної фіксації заготовки.

2. Розроблено математичний опис упорного позиціювання у вигляді лінійно-в'язко-пружної та одновимірної хвильової моделей. Ураховано зміну довжини, маси й осьової жорсткості прутка в процесі його витрачання, силову дію привода, тертя та характеристики контакту з упором. Встановлено залежність пікової компресії та залишкового зміщення торця від пружно-інерційних параметрів прутка, швидкості підходу до упора і моменту затиску.

3. Сформульовано критерій безвідскокової зупинки, який визначає умови утримання прутка в контакті з упором та обмеження допустимої швидкості подачі. Для модельного випадку прутка довжиною 6 м і діаметром 40 мм за швидкості 0,5 м/с пікова компресія становила близько 2,3 мм; залишкова динамічна похибка при затиску через 20 мс становила близько 2,2 мм.

4. Розроблено комплексний метод статистичного оцінювання точності та стабільності осьового позиціювання, який забезпечує роздільне визначення систематичного зміщення, випадкової варіабельності та внеску вимірювальної системи. Передбачено застосування параметричних і непараметричних оцінок імовірності потрапляння в поле допуску, індексу здатності процесу, довірчих і толерантних інтервалів, а також класифікацію стану процесу для вибору між коригуванням заданої величини подачі та заходами зі зменшення варіабельності.

РОЗДІЛ 3
РОЗРОБКА ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОЇ ПОДАЧІ Й ОСЬОВОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ ПРУТКОВОЇ ЗАГОТОВКИ

У розділі розглянута технічна реалізація керування подачею заготовки та розрахункове дослідження її поведінки. Кероване осьове позиціювання передбачає використання інформації про фактичне положення торця пруткової заготовки для формування силових впливів під час її зупинки та коригувального переміщення. Реалізація такого підходу потребує узгодження вимірювальних засобів, виконавчих механізмів і алгоритмів керування. Для цього розглядаються системи з активним пневматичним упором та фрикційним роликовим пристроєм із можливістю реверсивної подачі.

Динамічні властивості зазначених систем описуються математичними моделями руху взаємодіючих механічних елементів з урахуванням інерції, пружності, тертя та характеристик приводів. Розрахункові дослідження охоплюють булеве й ПІД регулювання активного упора, а також функціонування роликового механізму подачі.

Зіставлення варіантів керування здійснюється за розрахунковими характеристиками кінцевого відхилення торця та тривалості позиціювання. Умови й параметри моделювання слугують основою для подальшої фізичної перевірки керованої системи.

3.1 Обґрунтування концепції активного контролю точності осьового позиціювання пруткової заготовки

З висновку попереднього розділу бачимо, що найточнішими на цей момент є системи позиціювання в упор, отже саме таку систему варто розглянути для покращення точності кінцевої позиції заготовки. Для досягнення такої цілі потрібно інтегрувати нову систему зворотного зв’язку в систему керування роботою ППЗ та верстата. Спільним недоліком всіх розглянутих принципів

подачі є відстеження лише тих параметрів, що стосуються органу подачі. Таким чином система не бачить зміщень, які відбуваються далі по ланцюгу передачі силової інформації подачі. Звідси стає зрозуміло: для досягнення більшої точності позиціювання необхідно зчитувати положення безпосередньо торця заготовки, що подається. Це можливо завдяки застосуванню безконтактних сенсорів, наприклад оптичних, або індуктивних, точність яких, наразі, вища за 1 мкм [86; 87]. Окремою гілкою почали розвиватись системи машинного зору [88]. Для оперативної обробки цих даних та узгодження роботи сенсорної підсистеми з приводами верстата доцільно застосовувати принципи дворівневого адаптивного керування на базі мехатронних перетворювачів [89]. Так відкривається можливість одночасної швидкої обробки інформації з давачів для передачі даних про заготовку та формування коригувальних команд адаптивного коригування. Завдяки актуальній інформації про положення заготовки, команди СУ будуть мати кращий ефект, тобто реальний стан заготовки буде ближчим до розрахункового. Окрім контролю необхідно забезпечити можливість зворотного точного переміщення заготовки, адже контроль не дозволяє передбачити нестабільні процеси тертя, що виникають при подачі довгомірного прутка через елементи верстата. Силову взаємодію із заготовкою можна забезпечити як з боку зони обробки так із задньої сторони шпинделя. У першому наближенні до реалізації нашої цілі розглянемо упор з можливістю поступального руху упорного елемента, що зможе виконувати як пом’якшення удару, так і зворотну подачу заготовки. Наявність такого механізму зворотної подачі (МЗП) позитивно вплине на контроль динамічних параметрів прутка. У ролі МЗП може слугувати як супорт верстата з ЧПК, так і спеціалізовані механізми з використанням пневматичних циліндрів із серво-регульованими розподільниками та лінійними датчиками положення штока. Надалі будемо розглядати варіант пневматичного механізму зворотної подачі, адже він може без шкоди для решти компонентів верстата виконувати функцію демпфування [90; 91], при мінімальному зношуванні, та забезпечувати необхідну точність позиціювання [92; 93]. З такою інтеграцією структура ППЗ буде мати вигляд як на рисунку 3.1.

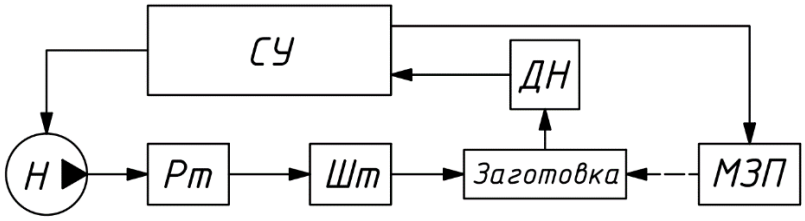


Рисунок 3.1 – Структурна схема ППЗ із зворотнім зв’язком

3.2 Структура та принцип дії системи осьового позиціювання з активним упором і керованим демпфуванням

В результаті аналізу вище було виявлено, що найчастіше заготовка 3 (рис. 3.2) у токарних верстатах подається завдяки силовій взаємодії з її вільним кінцем штовхача 1 пристрою для подачі, який приводиться в рух завдяки СУ, що керує блоками розподілу тиску 12 та 13 залежно від поставленого завдання, та контролює процес подачі відстежуючи показники тиску в порожнинах пневмоциліндра P_1, P_4 та витрати об’єму робочого тіла Q.

Для забезпечення контролю відповідності положення торця пруткової заготовки 3 до заданого, необхідно забезпечити розміщення в необхідній позиції давача наявності (ДН) матеріалу, який може являти собою П-подібну скобу на одному плечі якої розташований випромінювач, а на іншому – чутливий фотоелемент 7. Таким чином подачу заготовки можна не припиняти до сигналу із ДН, що дозволяє уникнути недостатньої величини подачі заготовки та невиправного браку. ДН повинен швидко виходити на задану позицію та відводитись, щоб не заважати процесу обробки. Для цього його доцільно встановити на каретку з пневматичним приводом 8, який дозволяє переміщувати блок індикації та реверсивної подачі заготовки перпендикулярно осі шпинделя 4. Для зміни осьової позиції, а отже і довжини подачі, давач разом із поперечним приводом варто розмістити на модулі лінійного переміщення 9, напрям руху якого буде паралельним осі шпинделя, а точність, що забезпечується кроковим двигуном 10, на порядок вищою від максимально допустимого відхилення лінійного розміру виробу. СУ передає інформацію про необхідний тиск (P_1-P_4)

та витрати повітря (Q), або іншого робочого тіла, що формує зусилля взаємодії F та F_b, до пневматичних блоків (12, 13), що складаються з пропорційних розподільників регулювання тиску та давачів тиску у пневматичних лініях до відповідних циліндрів.

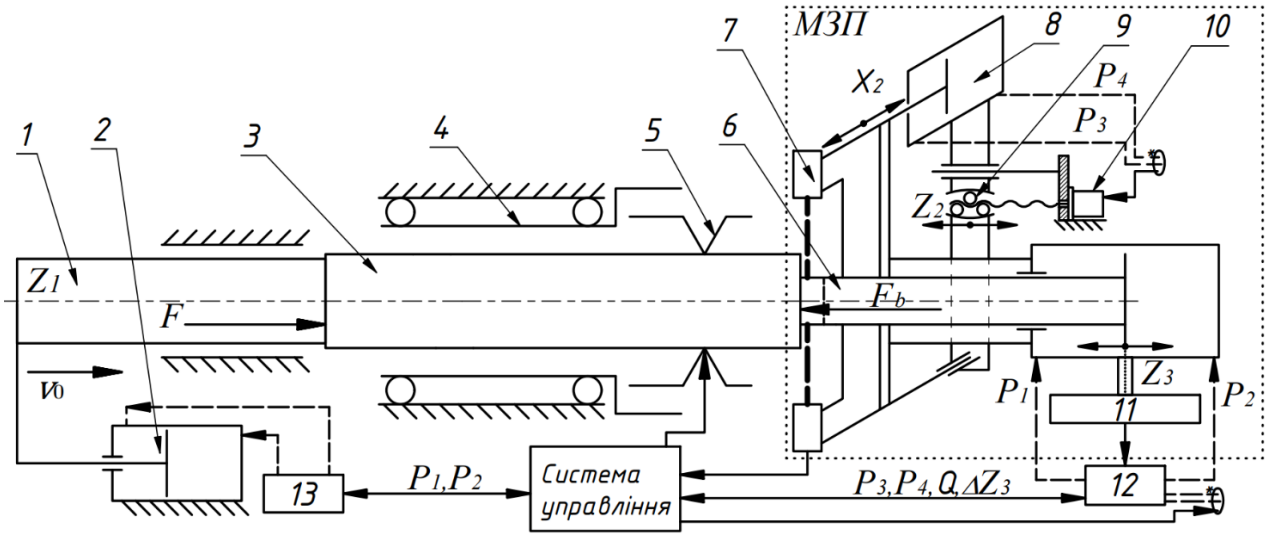


Рисунок 3.2 – Схематичне зображення пристрою автоматичної подачі заготовки із активним упором та контуром зворотного зв'язку: 1 – штовхач; 2 – ППЗ; 3 – заготовка; 4 – шпиндель; 5 – пристрій затиску заготовки; 6 – шток активного упору; 7 – оптичний давач; 8 – пневматичний циліндр поперечного переміщення активного упору; 9 – кульково-гвинтова передача; 10 – кроковий двигун; 11 – давач положення штока активного упора; 12, 13 – блоки регулювання тиску

Конструкція елемента взаємодії МЗП з прутком повинна бути такою, що не впливатиме на спрацювання ДН. За умови використання оптичного давача достатньо зробити паз на кінці штоку, який орієнтувати в просторі вздовж оптичної осі ДН для забезпечення вільного проходження сигнального променя в зоні безпосередньої близькості контактуючих торців.

Принцип дії системи полягає в почерговому впливу на заготовку пневматичних циліндрів таким чином, щоб досягнути необхідного положення в найкоротший термін з використанням мінімуму ресурсів. Під час початку подачі

на заготовку 3 здійснює силовий вплив циліндр 2 через штовхач 1 до моменту зміни тиску P_4 у пневмоциліндрі активного упору, що символізуватиме контакт заготовки 3 з штоком активного упору 6, що містить конструктивний елемент у вигляді наскрізного пазу для можливості проходження світлового променя для забезпечення його спрацювання саме на торець деталі. Блок вимірювання тиску 12 дає команду СУ про припинення подачі та активно змінює тиск P_4 а, отже, зусилля гальмування таким чином, щоб остаточна зупинка відбулась у заданій координаті, а саме на лінії активації ДН 7, що контролюється лінійним енкодером 11 зв'язаним зі штоком циліндра активного упора. У випадку помилки системи та завчасної зупинки, яку СУ здатна розпізнати через аналіз витрат робочого тіла Q, відновлюється силовий вплив з боку штовхача 1 та зменшується тиск гальмування P_2 до перетину променя ДН 7, який дає сигнал системі керування про реальне положення торця заготовки, що дозволяє синхронізувати показники положення усіх давачів та отримати положення торців штовхачів відносно системи координат верстата з точністю роботи ДН. Така інформація дає змогу запустити алгоритм прецизійного позиціювання для отримання очікуваної точності розташування торця заготовки.

3.3 Алгоритм керування активним упором із коригувальною зворотною подачею пруткової заготовки

Подача заготовки розпочинається із команди СУ про збільшення зусилля F до максимального значення, поки швидкість органу подачі не досягне оптимальної v_{op}. Далі штовхач підтримує рівномірний рух заготовки долаючи зусилля тертя F_{fric} до точки z_b, що означає контакт з упором та початок гальмування. Гальмування повинно забезпечити повне гасіння кінетичної енергії всіх ланок ланцюга подачі, тому зусилля, яке необхідно для зупинки у визначеній точці за умови його постійного значення визначається з рівняння:

$$F_b = \frac{mv^2}{2(z_{stop} - z_b)} - F_{fric} \leq F_{bmax}, \tag{3.1}$$

де F_b – сила гальмування, яку повинен розвинути пневматичний циліндр активного упору та підтримувати починаючи з координати z_b, що може визначатись із умови $(z_{stop} - z_b) < L_{stroke} - L_{space} = L_b$ – шлях гальмування повинен бути менший ходу штоку зворотного упору враховуючи необхідний безпечний простір L_{space}, $m -$ зведена маса усіх ланок ланцюга, F_{fric} – зведене зусилля тертя що діє на рухомі елементи під час циклу подачі, F_{bmax} – максимальне зусилля що може розвинути пневмоциліндр активного упору. Умову не перевищення максимального зусилля, або ж шляху, гальмування можна забезпечити за рахунок зменшення швидкості подачі. Для оцінки максимальних значень швидкості достатньо виразити v з рівняння (3.1) підставивши параметри пневматичного циліндру зворотного упору:

$$v_{max} = \sqrt{\frac{2F_{bmax}L_b}{m} + F_{fric}}.$$

Серед значень v_{max} та v_{op} обирається менше для забезпечення як повноцінного гальмування так і безпеки процесу подачі в цілому, адже за великих швидкостей при перехідних процесах можливі значні стрибки напружень що може призвести до деформацій контактуючих поверхонь або пошкодження механізмів. Однак існують випадки коли неможливе досягнення жодної з швидкостей через динамічні характеристики системи. Таке може трапитись при відносно малій довжині деталей, та довгій масивній заготовці. У такому випадку довжина розгону L повинна визначатись згідно пропорції:

$$\frac{L}{L_b} = \frac{F_b}{F}.$$

З огляду на обрану швидкість подачі розраховується необхідне зусилля гальмування за формулою (3.1) та задається регульованим клапаном скидання

тиску, що входить до РВ1. У правій порожнині пневмоциліндра варто підтримувати тиск близький до розрахункового, адже спрацювання клапана повідомляє СУ, що відбувся контакт заготовки з МЗП, що дозволяє корегувати закон руху штовхача пристрою подачі, щоб він не створював додаткову протидію системі активного демпфування заготовки.

Під час процесу гальмування, в певний момент часу з'являється оптичний сигнал, що означає наближення торця заготовки до необхідного розміру, адже попередньо шлях променя перекривав шток пневмоциліндра, який закінчується наконечником з наскрізним пазом відомої довжини. У випадку коли сигнал розривається знову, це означає перебіг торця заготовки по координаті Z1 відносно заданого положення, що може статись через зменшену силу тертя відносно розрахованої, або не вчасну реакцію СУ про початок гальмування. Тоді, після остаточної зупинки, виконується зворотна подача завдяки силовій взаємодії МЗП із заготовкою, причому кращої повторюваності можна досягти при затиску заготовки між двома штоками, регулюючи тиск не в одному циліндрі зворотної подачі а в циліндрі барфідера також. Затиск вздовж осі заготовки дозволяє пришвидшити гасіння коливань від ударів у системі та значно зменшити похибку від втягування цанги при фіксації заготовки в патроні верстата, що відбудеться після відновленні сигналу ДП. Після радіального затиску ЗМ усі елементи осьової взаємодії відводяться від контакту із заготовкою та з поля обробки для мінімізації впливу на динамічні характеристики обробки та забезпечення простору для робочих органів верстату. Після чого відбувається обробка та відрізання деталі, відводиться супорт, підводиться МЗП на визначену позицію та починається подача заготовки, що завершує весь алгоритм дій з виготовлення (рис. 3.3), а новоутворена поверхня розташовується на координаті торця майбутньої деталі.

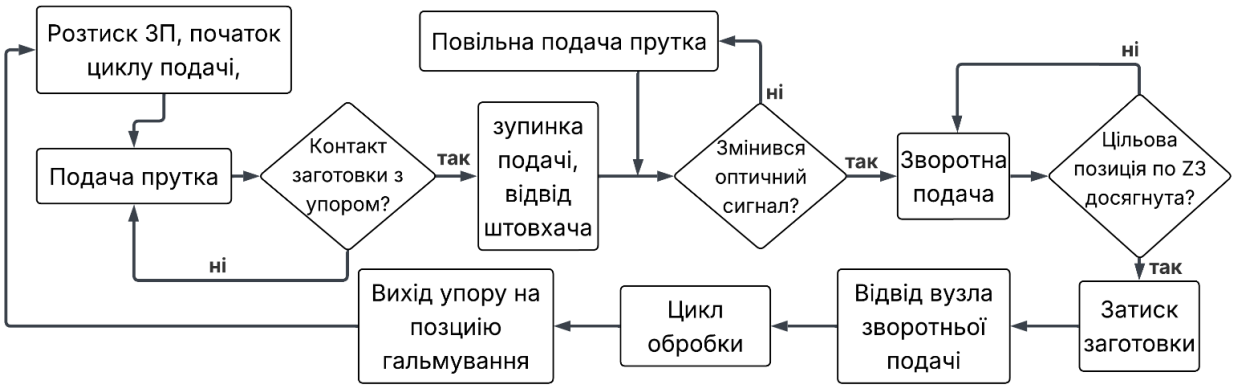


Рисунок 3.3 – Алгоритм виготовлення деталей з використанням активного упору

3.4 Концепція пристрою автоматичної подачі пруткової заготовки із системою відстеження положення та функцією реверсивного переміщення

У випадках обмеженого простору у верстаті доцільно розглянути можливість зменшення необхідної площі для обладнання шляхом розробки нової структуру пристрою подачі заготовок (ППЗ), який в тому числі буде мати прогнозовано кращі експлуатаційні характеристики. Більшість актуальних ППЗ запропонованих на ринку не мають можливості зворотної подачі заготовки, а оснащення штовхачів пристроями фіксації матеріалу може зменшити максимальний діаметр заготовки, через необхідність забезпечення зазору такого пристрою з внутрішньою поверхнею шпинделя верстата. Звідси можна зробити висновок, що для двосторонньої взаємодії краще використати зовнішню поверхню прутка, тобто необхідно забезпечити зміну принципу подачі: зусилля для осьового руху повинно діяти на заготовку не з торця, як у більшості сучасних ППЗ, а на поверхню через тертя. Однак в такому випадку повертається проблема проковзування, для вирішення якої достатньо ввести додатковий модуль контролю у вигляді притискного роликового енкодера 10 (рис. 3.4). Також, для збільшення ресурсу пристрою подачі при роботі з гарячекатаними прутками, що можуть мати окалину та значні відхилення поверхні вважаю за необхідне

змінити затискний елемент ППЗ із цанги на пару рухомих роликів, один з яких буде ведучим та матиме призматичний профіль.

На рисунках 3.4 та 3.5 зображено схематично елементи нового пристрою подачі, що припускається зможе забезпечити позиціювання заготовки з необхідною точністю відносно осі шпинделя, тиху подачу без ударів та реверсивну подачу для підвищеної точності позиціювання, або ж автоматичного виведення залишку заготовки з верстата.

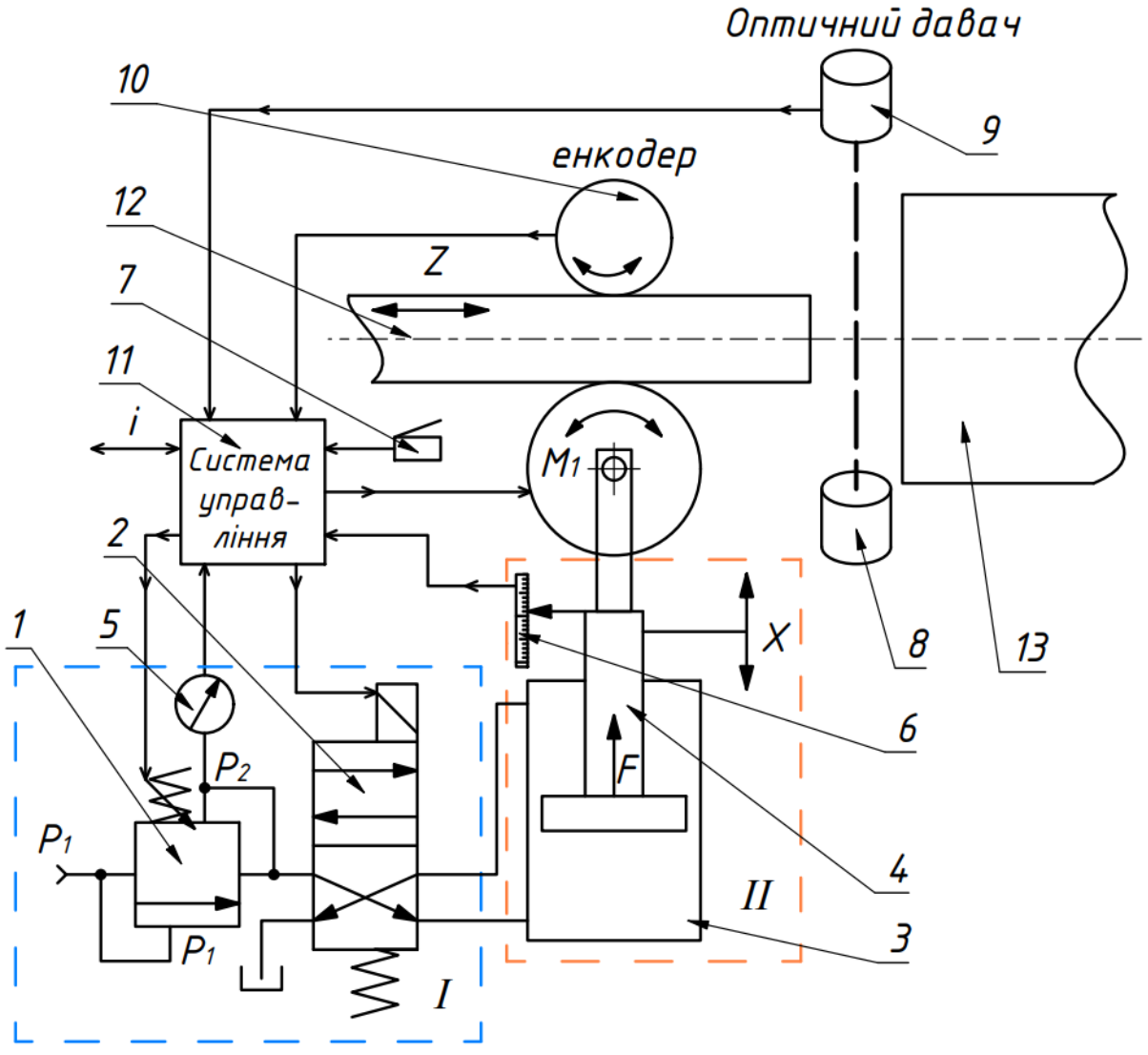


Рисунок 3.4 – Деталізована схема елементів роликового ППЗ: 1 – регулятор тиску; 2 – розподільник; 3 – пневматичний циліндр; 4 – шток; 5 – манометр; 6 – давач лінійного положення штока; 7 – кінцевий вимикач наявності заготовки; 8 – випромінювач світлового сигналу; 9 – оптичний давач; 10 – енкодер; 11 – СУ; 12 – заготовка; 13 – шпиндель

Всього пристрій складається з двох основних блоків: I – блок керування тиском та II – блок радіального позиціювання та притискання роликів подачі до поверхні заготовки. Процес подачі контролює система контролю положення 11 (PCS), до якої надходять сигнали із таких давачів як датчик диску 5, давач положення 6 штока 4, на якому зафіксовано двигун, що здатен створювати крутний момент M1, з приводним роликом, давач наявності заготовки в лотку 7, оптичний сенсор 9, що жорстко розташований біля хвостової частини шпинделя з визначеною відстанню від торця патрона, енкодер 10, який забезпечує перший контур зворотного зв'язку по положенню заготовки в реальному часі та встановлений на блок лінійного переміщення ідентичному до II, що не вказано на схемі для спрощення.

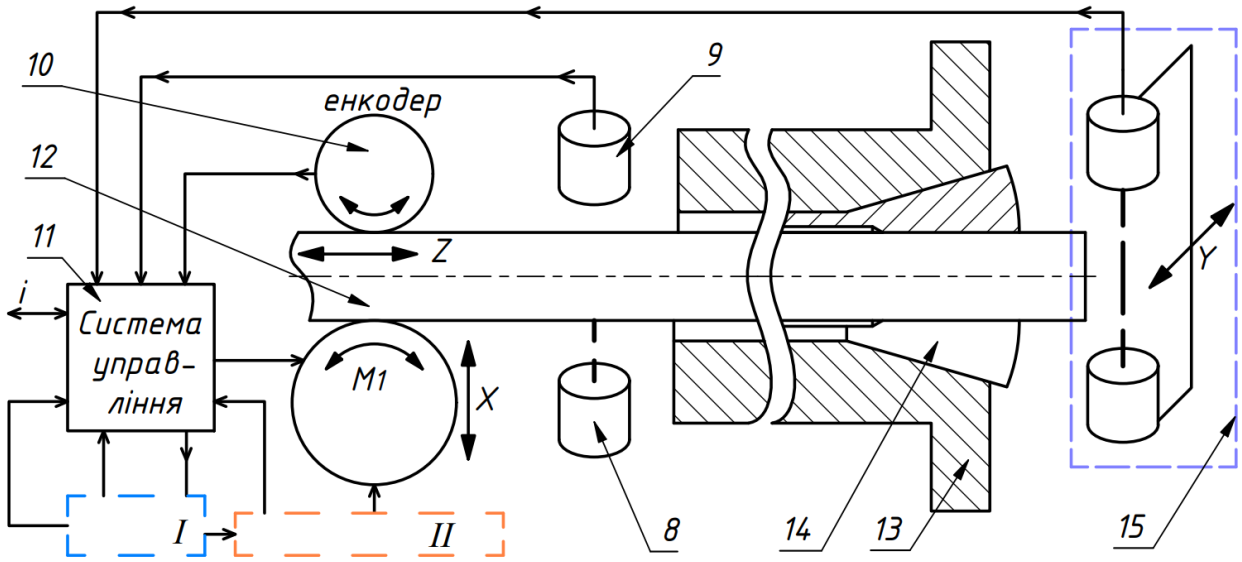


Рисунок 3.5 – Загальна схема роликового ППЗ: 10 – енкодер; 11 – СУ; 12 – заготовка; 13 – шпиндель; 14 – пристрій затиску заготовки; 15 – оптичний давач наявності

На основі інформації з усіх давачів СУ здійснює такі операції: регулювання тиску в системі завдяки редукційному клапані 1 та серво розподільнику 2, таким чином, щоб вирівняти заготовку відносно осі шпинделя та стиснути її між ролика із силою необхідною для досягнення розрахованого тертя; регулювання крутного моменту на двигуні подачі відносно положення заготовки, яке

визначається через сигнал датчика 9 та дані енкодера 10; аналіз наявності проковзування та висновок про необхідність циклу прецизійного позиціювання. Другий контур зворотного в'язку організований завдяки додатковому блоку оптичної індикації положення заготовки 15 (рис. 3.5), що може бути встановленим як на окремому модулі для переміщення з місця очікування на визначену позицію та назад, так і замість одного із інструментів у супорті. Доречним також в комплексі з розглянути пристроєм буде використання патрону 14 з контрольованим зусиллям [94] для плавного підведення елементів затиску та створення контрольованого тертя для гасіння коливань та плавної зупинки заготовки.

Цикл подачі заготовки за використання такого механізму виглядатиме наступним чином. Із бункера *а* механізм відділяє 1 заготовку, яка скочується в основний жолоб (рис. 3.6, б). Після отримання сигналу від сенсора 7 (рис. 3.4) про наявність заготовки в основному жолобі та відсутності інших аварійних повідомлень система переходить до наступного етапу.

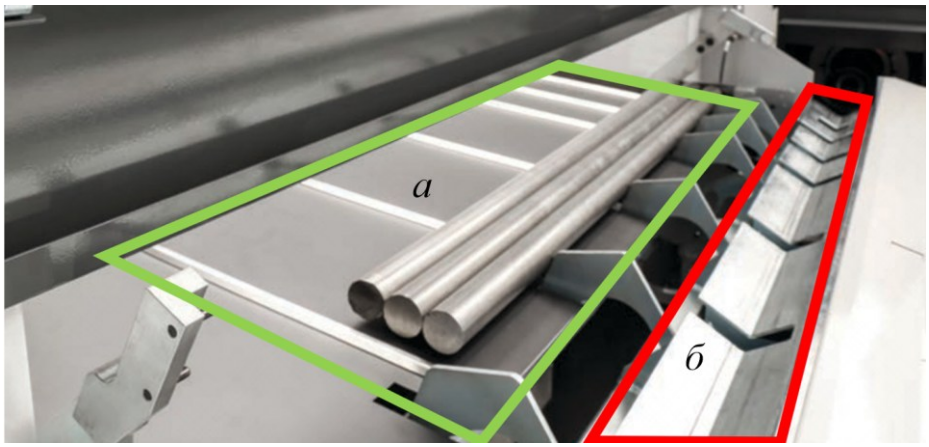


Рисунок 3.6 – Пристрій подавання прутка (барфідер) від Haas [95]:
а) бункер, б) робоча зона ППЗ

Блок управління 11 вимикає електромагнітний клапан у розподільнику 2 після чого пружина пересуває золотник та починається нагнітання тиску повітря P_2, що надходить через диференційний клапан 1, у нижню частину пневматичного циліндру 3. Під дією тиску штоки поршнів 4 обох притискних

роликів переміщується до осі обертання шпинделя, цим самим затискаючи заготовку 12. PCS контролює положення роликів за допомогою лінійних енкодерів 6 таким чином, щоб вісь заготовки співпала з віссю шпинделя 13. Максимальний тиск P_2 у циліндрі 3 обмежується за допомогою зміни попереднього натягу пружини в редукційному клапані 1 та відстежується за допомогою датчика тиску 5, що дозволяє досягнути безпечної роботи системи, а отже стабільного зусилля притискання F. Після стабілізації тиску P_2 та відповідність положення заготовки відносно координати X, логічний блок розпочинає подачу завдяки мотору M_1. По ходу руху заготовка 13 розриває світловий потік оптичного випромінювача 8, що спричиняє активацію датчика 9 та задає нульову координату для відліку. Заготовка продовжує рух на визначену відстань, яка відраховується за допомогою енкодера 10. У разі розриву оптичного потоку датчик передає сигнал до PCS 11 про досягнення необхідної координати. Логічний блок порівнює задану відстань між оптичними сенсорами та виміряну енкодером 10. Якщо значення знаходяться в межах похибки та зупинка відбулась одночасно із сигналом другого оптичного давача то проковзування не було, що свідчить про правильно підібрані прискорення та силу притискання роликів. У випадку будь-яких відхилень запускається цикл уточненого позиціювання, що потребує підведення затискних елементів 14 до поверхні заготовки та невеликих переміщень заготовки вздовж осі з малою швидкістю для забезпечення її зупинки одразу після отримання сигналу з оптичного давача 15, що свідчитиме про завершення подачі. Після чого ЗМ здійснює затиск, а СУ блок перемикає електромагнітним клапаном розподільник 2, що реверсує потік повітря від чого пневмоциліндри втягуються та розтискають заготовку. Також здійснюється відвід оптичного вимірювального пристрою 15.

При проектуванні пневматичної системи потрібно враховувати, що тиск у нижньому ролику має бути більшим, щоб нівелювати масу заготовки. Для визначення максимально необхідного тиску в системі нижнього ролика потрібно врахувати форму заготовки, її матеріал, відстань між роликами та необхідну силу тертя :

$$P_2 = \frac{F}{S} = \frac{F_{\text{пр}} + F_{\text{т}}}{S},$$

де S – площа поршня у пневмоциліндрі, $F_{\text{пр}}$ – максимальне зусилля притискання верхнього ролика, $F_{\text{т}}$ – сила тяжіння, що діє на один ролик.

Сила тяжіння між роликами розподіляється нерівномірно. Найбільш навантажені ролики це перший та останній, який перебуває в контакті з заготовкою. Це спричинено безопорним звисом заготовки. Довжина шпинделя у всіх верстатах різна, також відстань між давачем прутка та верстатом може відрізнятись, що спричинює суттєву похибку відстані $L_{\text{ш}}$ – між першим роликом і ЗМ, або внутрішньою опорою шпинделя. Тому для загального розрахунку краще використовувати відстань між роликами давача. Розглянемо ситуацію коли заготовка в ході подачі покинула опору 4 (рис. 3.7).

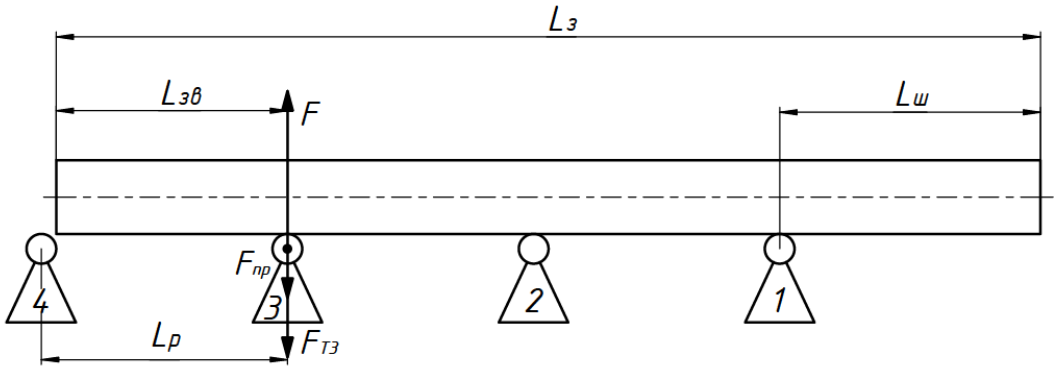


Рисунок 3.7 – Схема для розрахунку навантаження на ролики подачі заготовки

З рисунку 3.7 видно, що довжина звисаючої частини заготовки $L_{\text{зв}}$ наближена до відстані між роликами L_p. У такому випадку сила тяжіння, що діє на третій ролик буде визначатись за формулою:

$$F_{\text{тз}} = mg = \rho g V = \rho g \cdot 2L_{\text{р}} \cdot \pi \frac{D^2}{4},$$

де ρ – найбільша густина серед матеріалів які планується подавати, D – найбільший діаметр заготовки.

Під час роботи система задаватиме значення тиску P_2 розраховуючи його для кожного ролика, тому кожен циліндр повинен комплектуватись індивідуальним блоком пневматичного розподілу *I.* Поверхня роликів повинна мати елементи що покращать їх фрикційні властивості. Серед таких можуть бути рифлення на поверхні створені накаткою, гума або інші фрикційні матеріали [96]. Залежно від вибору конструктором цих елементів буде змінюватись коефіцієнт тертя μ, а згідно формули:

$$F_{\text{тр}} = \mu \cdot F = \mu(F_{\text{р2}} + F_{\text{т}}),$$

він впливатиме на силу тертя $F_{\text{тр}}$, або необхідну силу притискання роликом $F_{\text{р2}}$. Сила тертя напряму впливає на динаміку подачі заготовки запобігаючи проковзуванню роликів при розгоні та гальмуванні:

$$F_{\text{тр}} > ma,$$

де $m -$ маса заготовки , $a -$ прискорення що надається заготовці системою. Тоді:

$$\mu(F_{\text{пр}} + F_{\text{т}}) > \rho g V a;$$

$$\mu(F_{\text{пр}} + \rho g \cdot 2L_{\text{р}} \cdot \pi \frac{D^2}{4}) > \rho g V a;$$

$$F_{\text{пр}} > \frac{\rho g \left(Va - 2L_{\text{р}} \cdot \pi \frac{D^2}{4}\right)}{\mu} = \frac{\rho g \pi D^2 \left(La - 2L_{\text{р}}\right)}{4\mu}.$$

Якщо отримана нерівність не справджується то заготовка буде проковзувати відносно поверхні ролика. Такі параметри функціонування не

відповідають номінальним характеристикам роботи ППЗ. Для виявлення проковзувань система оснащена зворотними зв’язками, які забезпечуються через роботу сенсорів 9, 10 та 15 (рис. 3.5).

3.5 Математичне моделювання динамічної взаємодії елементів системи подачі та позиціювання пруткової заготовки

Для побудови стенду та проведення експерименту необхідно переконатись, що запропоновані пристрої можуть функціонувати з математичної точки зору, що зумовлює необхідність створення їх математичних моделей, дослідження яких допоможе виявити необхідні параметри елементів та спрогнозувати зусилля, що будуть виникати під час взаємодії тіл. Динамічні навантаження можуть змінювати через безліч параметрів, які необхідно контролювати під час експериментів для дотримання методологій їх проведення. Окрім змінних параметрів таких як тертя, маса заготовки, довжина подачі можна контролювати стратегію зміни її швидкості та прискорення. В даній роботі розглянемо дві найбільш популярні стратегії: ступінчаста зміна зусилля на максимальні величини, що зазвичай є легким для створення адже керується булевою логікою та звичайними розподільниками, та стратегія плавної зміни зусилля через ПІД регулятор, що потребує серворозподільників з можливістю контролю як пропускної спроможності так і тиску робочого середовища.

3.5.1 Моделювання системи з булевим законом керування

При звичайному завантаженні матеріалу у верстат відбувається рух двох окремих елементів: штовхача та заготовки, причому закон руху штовхача може піддаватись коригуванню в реальному часі. При використанні упора з’являється ще одна маса, що рухається після виконання умови зіткнення. Звідси модель матиме вигляд системи з трьох мас, де тіла мають не жорстке з’єднання одне з одним (рис. 3.8).

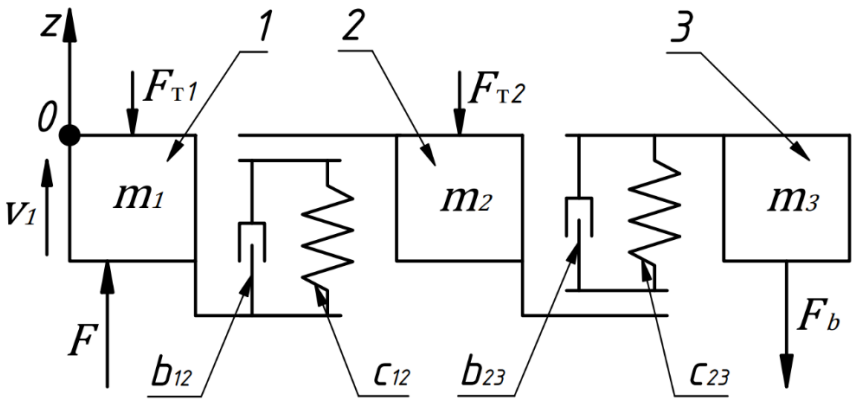


Рисунок 3.8 – Динамічна зведена модель подачі заготовки в активний упор: 1 – штовхач; 2 – заготовка; 3 – активний упор

Масу штовхача 1 та інших рухомих елементів, які з ним пов’язані, такі як поршень пневматичного циліндру, зведено до спільної маси m_1, яка передає регульоване зусилля подачі F через непостійний контакт та елементи з динамічним спротивом b_{12} та жорсткістю c_{12}, на заготовку 2 з масою m_2 для її прискорення та підтримання заданої швидкості руху долаючи сумарний опір середовища, який в основному сформований силами тертя штовхача та заготовки в напрямних каналах. Змінні b_{12} та c_{12} це зведені параметри, що визначають пружно-демпферні характеристики механізму подачі та заготовки. При досягненні певної координати Z_b з’являється контакт з механізмом упору 3 рухомі елементи якого мають масу m3 а пружно-демпферні характеристики b_{23}, c_{23} можуть змінюватись, залежно від конструктиву, безпосередньо під час роботи, або налаштовуватись один раз перед циклом, що і приймемо при подальшому моделюванні. На початку гальмування система різко зменшує зусилля F до 0, та штовхач продовжує рух по інерції, зменшуючи швидкість через силову взаємодію з упором та напрямними втулками, що виражається у вигляді тертя. Тепер коли відомі усі взаємодії можна скласти систему кінематичних рівнянь, що описуватиме закони руху тіл:

$$\begin{cases} m_1 a_1 = F(z,\dot{z}) - F_{\text{ПВ12}} - F_{\text{т1}}; \\ m_2 a_2 = F_{\text{ПВ12}} - F_{\text{ПВ23}} - F_{\text{т2}}; \\ m_3 a_3 = F_{\text{ПВ23}} - F_b(z); \\ F_{\text{ПВ}} = F_{\text{П}} + F_{\text{В}}; \\ F_{\text{П}} = c \cdot \Delta x; \\ F_{\text{В}} = b \cdot \Delta v; \\ F_{\text{т}} = \mu \cdot N; \\ F(z,\dot{z}) = \begin{cases} F, \text{при } z < z_b \text{ та } \dot{z} < v_{op}; \\ 0, \text{при } z \geq z_b; \end{cases} \\ F_b(z) = \begin{cases} 0, \text{при } z \leq z_b; \\ F_b, \text{при } z > z_b; \\ 0, \text{при } z \geq z_{stop}. \end{cases} \end{cases}$$

У наведеній системі зусилля подачі та гальмування є константами на період їх роботи, що вимагає точного розрахунку часу та початку їх дії. До початку гальмування штовхач рухається разом із заготовкою, звідки випливає рівність $v_1 = v_2$. У момент контакту з демпфером відбувається непружний удар який розсіює частину енергії:

$$\eta = \frac{m_1 + m_2}{m_1 + m_2 + m_3}.$$

У такому випадку кінетична енергія елементів після зіткнення буде меншою, що відповідно зменшує об’єм роботи для гальмування:

$$\eta \cdot \text{А}_{\text{розгону}} = \text{А}_{\text{гальмування}},$$

$$\eta \cdot F_{acc} \cdot Z_b = F_{brake} \cdot \left(Z_{stop} - Z_{b1}\right),$$

де F_{acc} – сумарне зусилля що діє на елементи системи при прискоренні, Z_{b1} – координата початку гальмування, F_{brake} – сумарне зусилля гальмування, Z_{stop} – координата необхідної зупинки торця заготовки. Звідси можна визначити відстань необхідну для повної зупинки при постійній дії заданого зусилля гальмування:

$$Z_{b1} = Z_{stop} \cdot \frac{F_{brake}}{\eta \cdot F_{acc} + F_{brake}};$$

$$F_{acc} = F - F_{t1} - F_{t2};$$

$$F_{brake} = F_b + F_{t1} + F_{t2}.$$

Однак при переміщенні на більшу відстань необхідно обмежити розгін до безпечної швидкості, яка в більшості подавачів прутків становить 1 м/с [97]. У такому випадку виникає необхідність розрахунку початку гальмування з огляду на повне розсіювання кінетичної енергії при максимальній швидкості:

$$F_{brake} \cdot L_b = W_к = \eta \frac{(m_1 + m_2)v_{op}^2}{2};$$

$$Z_{b2} = Z_{stop} - L_b = Z_{stop} - \eta \frac{(m_1+m_2)v_{op}^2}{2(F_b+F_{t1}+F_{t2})}. \quad (3.2)$$

Після обчислення двох можливих координат початку гальмування, обирається більше значення, адже при малому переміщенні формула (3.2) буде давати від'ємне значення. Розрахунок у середовищі MATLAB/Simulink проведений в окремому блоці, внутрішні елементи якого зображені на рис. 3.9. Згідно наведених вище рівнянь та на основі дослідження [98] розроблено загальну віртуальну модель у цьому середовищі (рис. 3.10), де для зручності розміщення блоків математичних операцій та полегшення візуального сприйняття однотипні елементи, що описують математичні функції стосовно кожного з тіл винесені в окремі блоки, вміст яких розкритий на рис. 3.10-3.13.

На рисунку 3.10 акцент зроблено на елементи управління та напрямки взаємодії між тілами. На тіло 1, що являє собою штовхач, одразу починає діяти сила F, що є константою та визначається параметрами системи подачі, допоки його координата z1 буде меншою від координати зіткнення із упором Zb та допоки швидкість v1 буде меншою за оптимальну швидкість Vop, що реалізовано через блоки суми та перемикачі, які спрацьовують від зміни знаку сигналу управління.

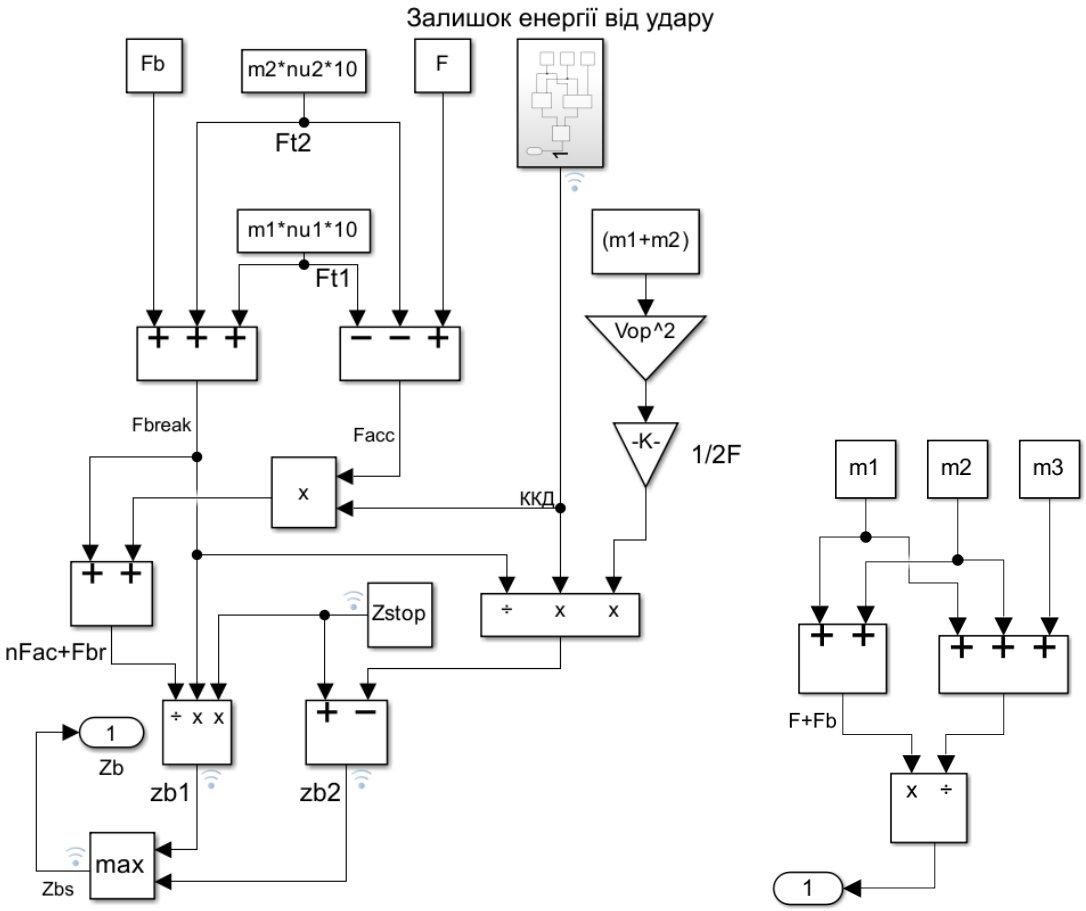


Рисунок 3.9 – Блок схема розрахунку точки початку гальмування заготовки

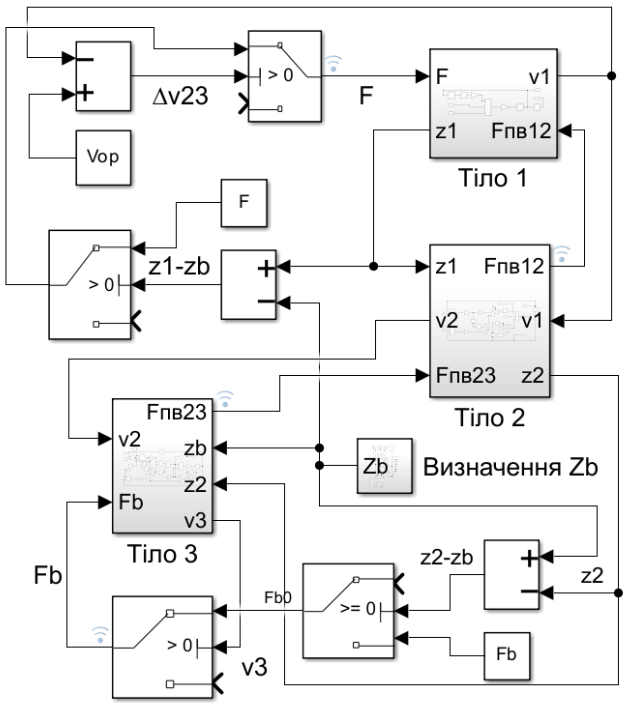


Рисунок 3.10 – Візуалізація математичної моделі системи подачі заготовки в активний упор

Також на тіло діє сума в’язкої та пружної сил взаємодії Fпв12 із заготовкою (тілом 2), у результаті чого починає зростати швидкість тіла 1 – v1 та його координата z1. Через появу руху, з’являється сила тертя протилежна його напряму Fт1, яка розраховується в середині блоку (рис. 3.11) та входить до суми сил, що впливають на тіло. Сумарне зусилля через блок добутку ділиться на масу m1, що дає в результаті прискорення a1. Завдяки послідовним операціям інтегрування з прискорення отримуємо швидкість v1 та координату z1, які вносять свій вплив у взаємодію з тілом 2, що детально розкрито на рисунку 3.11.

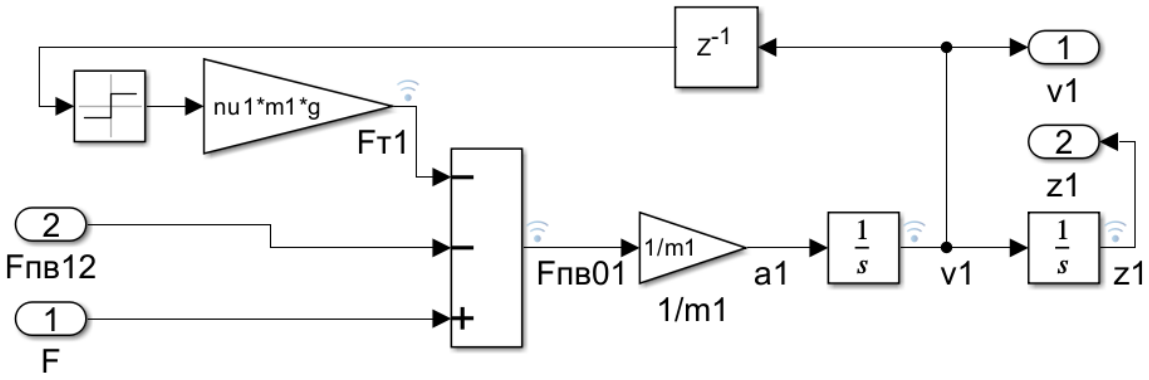


Рисунок 3.11 – Алгоритм розрахунків динамічних характеристик тіла 1

Різниця положення тіл 1 та 2 утворює $\Delta z12$, що проходить через блок зазору, який дозволяє перетворювати значення в 0 при негативних значеннях різниці, що означає відключення впливу між тілами при розриві контакту. Для отримання пружної складової сил взаємодії Fп12 отримана різниця, що означає величину пружних деформацій тіл, множиться на жорсткість c12. В’язкий опір визначається з різниці швидкостей v1 та v2 помножених на коефіцієнт в’язкості та на одиничну функцію, для забезпечення відсікання впливу при відсутності контакту.

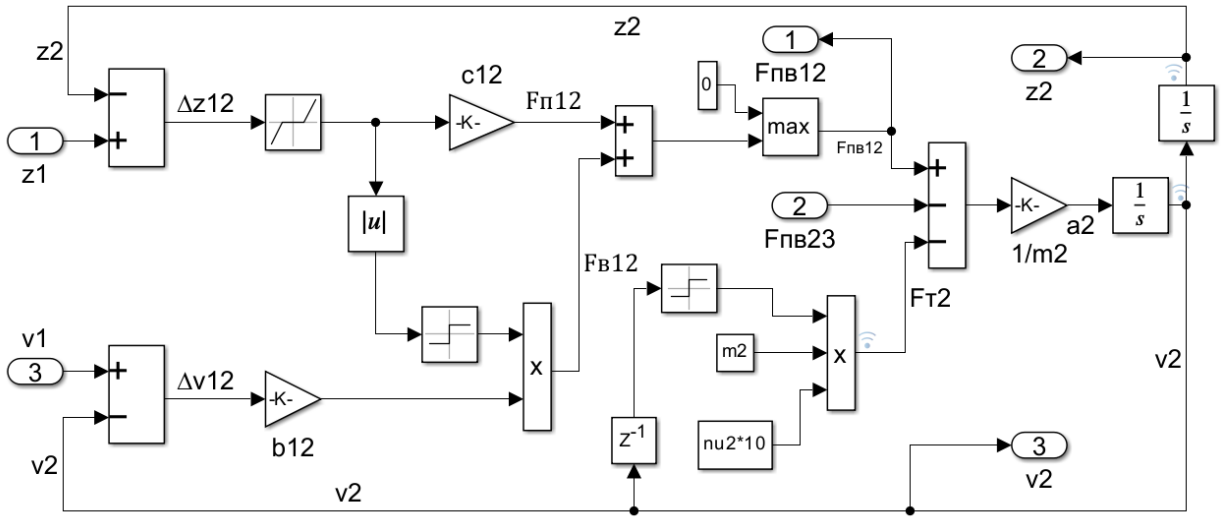


Рисунок 3.12 – Алгоритм розрахунків динамічних характеристик тіла 2

Сума пружно-в’язкої взаємодії тіл 1-2 та 2-3 та сили тертя в напрямних прутка утворює зусилля, що діє на заготовку. Через ділення на масу m2 отримаємо прискорення a2 та після подальшого його інтегрування швидкість v2, та координату z2, які подаються на вихід із блоку опису динаміки тіла 2 для розрахунків взаємодій з іншими тілами. Для задання сили тертя необхідно знати напрям швидкості, однак для уникнення зацикленості рекомендується додавати мінімальну затримку у вигляді блоку Z^{-1}. Сила тертя залежить від нормальної реакції опори N, а отже і від маси заготовки, що потрібно враховувати при кожному наступному циклі подачі.

Схема опису третього тіла (рис. 3.13) схожа на попередню. За винятком сили тертя, яка буде незначною у пневмоциліндрі, тому нею можна знехтувати. Натомість на тіло діє зусилля гальмування Fb. Завдяки блоку мертвої зони із змінними координатами її початку та кінця задано відстань до зустрічі з упором, що співпадає з координатою початку гальмування Zb. На виході із цієї системи отримуємо зусилля взаємодії Fпв23 та швидкість третього тіла, яка необхідна для контролю за зусиллям гальмування.

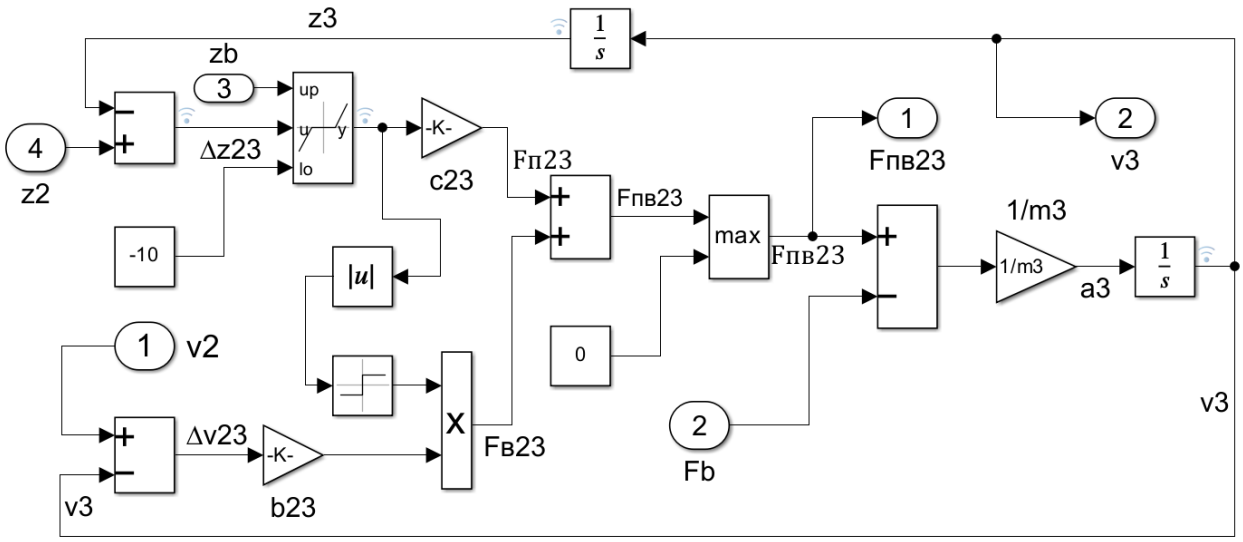


Рисунок 3.13 – Алгоритм розрахунків динамічних характеристик тіла 3

Перший перемикач у колі зусилля гальмування активується координатою Zb та передає інформацію про зусилля до наступного перемикача, який активний доти, доки швидкість упору v3 більша нуля. Тобто при зупинці упора, а значить і заготовки, тиски двох порожнин пневмо-циліндра зворотного упору зрівнюються.

Система, яку щойно розглянули, має булеву логіку, що означає увімкнення зусилля на його максимум при задоволенні певних умов. Працюючи з максимальними значеннями зусиль виникають суттєві динамічні навантаження, що можуть призводити до пластичних деформацій контактуючих поверхонь та негативно впливати на точність кінцевої позиції заготовки. У такому випадку доцільним буде розглянути методи керування, що дозволятимуть змінювати зусилля за заданими законами відповідно до стану системи та її параметрів.

3.5.2 Моделювання системи з ПІД регулюванням

Для досягнення кращих результатів точності через зменшення ударних навантажень від різкої зміни дії зовнішніх сил, доцільно використовувати системи, що підтримують активний контроль зусилля подачі та гальмування [99]. Управління величиною зусилля в такому випадку здійснюється за рахунок сигналів комп’ютерної програми, що виводяться на контроллер керування

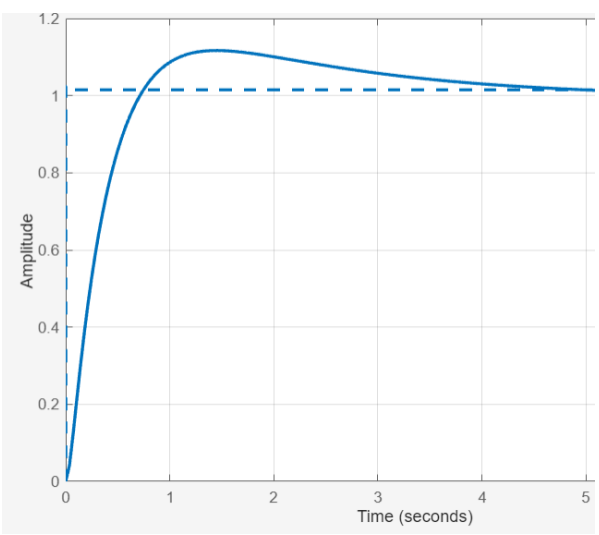
пропорційними клапанами, що можуть регулювати тиск та витрату робочого тіла під час процесу роботи. У математичній моделі такий функціонал має ПІД контроллер на вхід якого йде відхилення, яке необхідно компенсувати. Проводячи пропорційні, інтегральні, диференціальні перетворення з відповідними множниками в середині блока утворюється вихідний сигнал, що відповідає необхідній дії для виправлення відхилення. Змінюючи значення множників можна отримати різну швидкість та силу реакції, що наведено на рисунку 3.14. ПІД контролер розроблений на основі методу налаштування Зіглера-Ніколса [100].

Для нашого випадку найкращим буде варіант г), однак для його досягнення необхідно з кожною новою подачею визначати нові параметри ПІД регулятора, адже змінюється маса елементу системи, відповідно має змінюватись і реакція силових агрегатів на таку зміну. За неможливості організації автоматичного підбору параметрів ПІД після кожної подачі, необхідно закладати більше часу для виходу на позицію та фіксації заготовки.

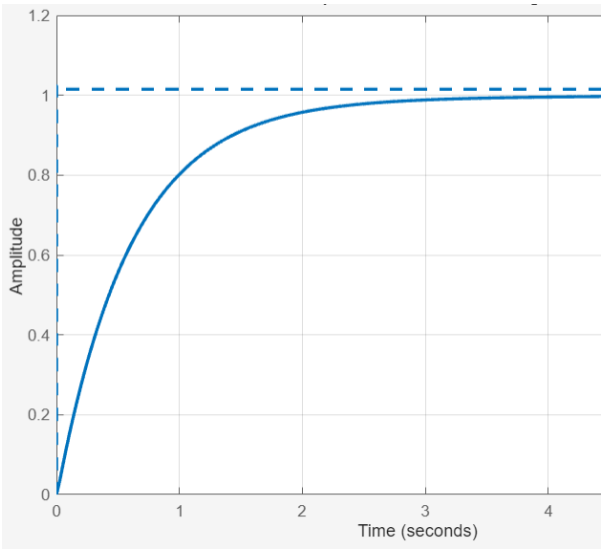
Через односторонню взаємодію між елементами системи необхідно забезпечити можливість перемикання дії зусилля, що розраховується контролером, на інший об’єкт. Відповідно до такої вимоги сформовано нову блок-схему математичної моделі у середовищі Mathlab/Simulink, яка представлена на рисунку 3.15.

На блок що описує поведінку тіла «Pusher» діє зусилля F, що є сумою сило подачі вперед Ff, еквівалентної сили взаємодії Fev12, та сили тертя Ft1. Для розрахунку Fev12 необхідно знати різницю положення та швидкості між штовхачем та заготовкою тому до блока надходить інформація про змінні z2 та v2, які є результатами обрахунку в блоці «Bar». Змінна z2 не визначається безпосередньо під час подачі, а є лише віртуальною та необхідна для проведення коректних математичних розрахунків та спрацювання блоків фізичного опису, наприклад початок взаємодії прутка із штовхачем активного демпфера («Active dempfer»), що контролюється блоком «Dead zone» із динамічними входами. Координата початку гальмування, що в ідеалі має співпадати з початком

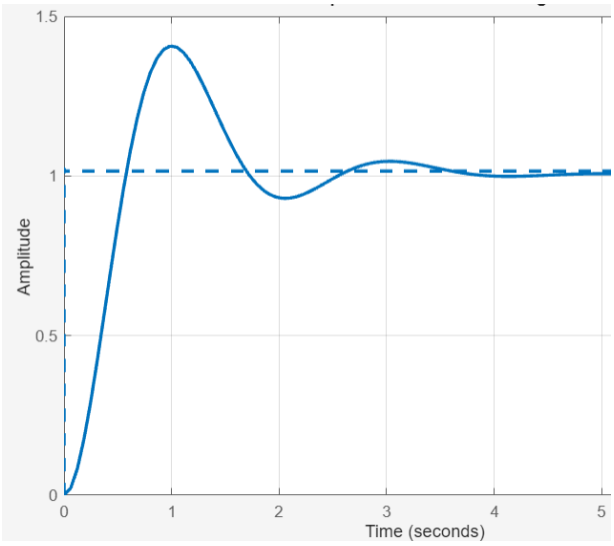
гальмування, визначається як і в попередній моделі: через закон збереження енергії.



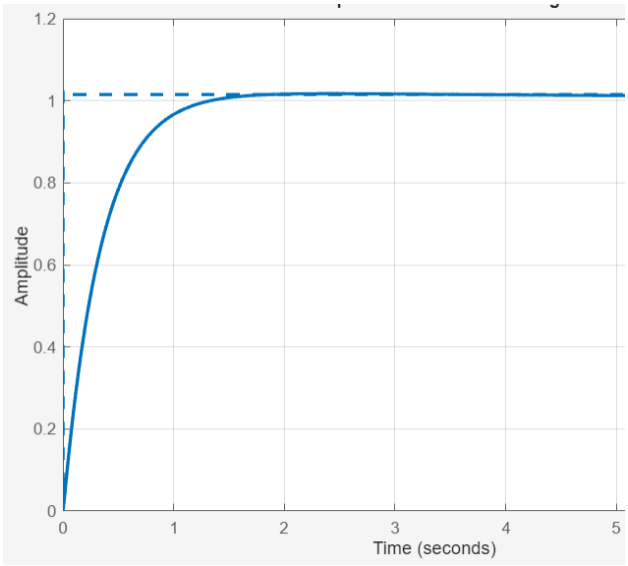
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.14 – Реакція системи на ступінчасту функцію при налаштуванні: а) з частковим перерегулюванням; б) з недорегулюванням; в) з надлишковим перерегулюванням; г) з оптимальними параметрами

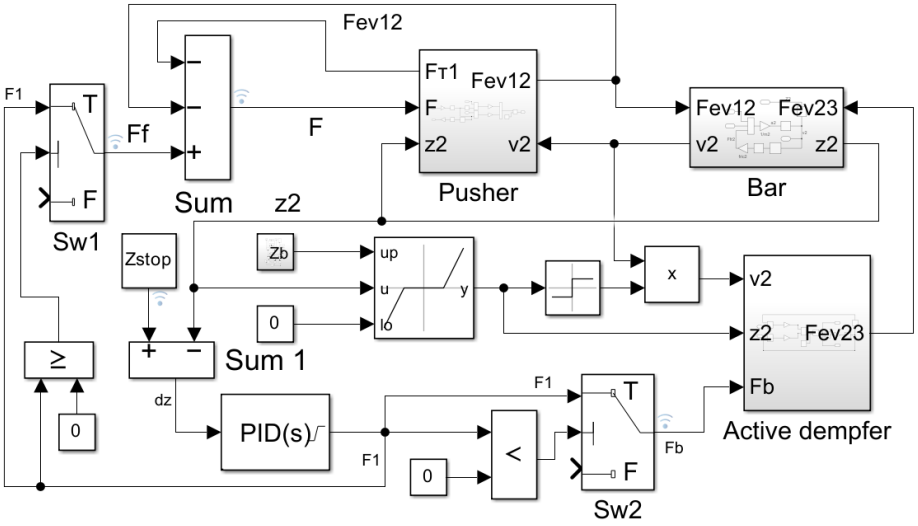


Рисунок 3.15 – Візуалізація математичної моделі з активним регулюванням зусиль взаємодії із застосуванням ПІД контролера

Після контакту координата торця заготовки співпадає з координатою торця штовхача, що може вимірюватись завдяки інтегрованим вимірювальним приладам у механізмі демпфера, наприклад оптичною лінійкою, рухомий елемент якої жорстко зв’язаний із штоком. Різниця цієї координати від заданої, що обчислюється блоком Sum1, становить похибку положення, що подається на вхід ПІД контролера для визначення необхідного зусилля для максимально ефективної корекції положення заготовки. У залежності від знака зусилля, воно буде прикладатись з боку штовхача, що керується перемикачем Sw1, або з боку демпфера, що керується перемикачем Zw2. Тобто після контакту на блок що описує кінематику «Active dempfer» подається інформацію про швидкість і координату заготовки та зусилля гальмування. На виході з блоку отримаємо зусилля пружно-в’язкої взаємодії заготовки та демпфера Fev23, що використовується для обрахунків динаміки в блоці Bar.

Блок pusher (рис. 3.16) містить у собі послідовні інтегратори, для отримання з вхідного зусилля швидкості та координати. Відповідно до цих змінних та теоретичної інформації про швидкість та координату заготовки обчислюються значення пружної та в’язкого зусиль. Сума зусиль не може бути від’ємною адже штовхач не може тягнути заготовку назад без спеціалізованих пристроїв, тому встановлено блок визначення максимального значення (max) в порівняння між сумарним в’язко-пружним зусиллям та нулем.

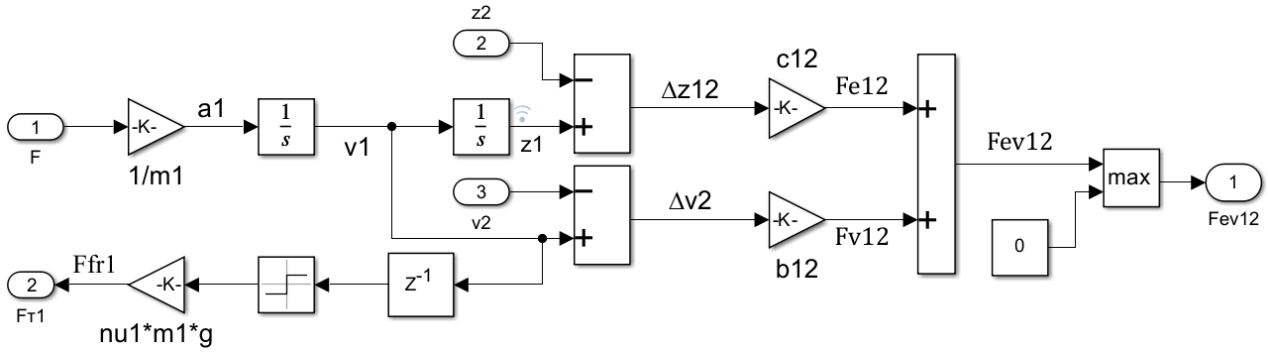


Рисунок 3.16 – Алгоритм розрахунків динамічних параметрів штовхача.

Сила тертя, що діє на штовхач повинна мати протилежний знак відносно швидкості a, для уникнення коротких замкнених циклів необхідно використати затримку, яка позначається як Z^{-1}, після чого визначається знак швидкості та безпосередньо сама сила, яка залежить від маси штовхача m1 та коефіцієнта тертя nu1.

Вміст блоку, що відповідає за опис динаміки заготовки (bar), розкритий на рисунку 3.17. На вхід до нього подаються значення зусиль взаємодії, які утворюють суму з силою тертя, що залежить від знака швидкості та визначається як добуток маси заготовки, прискорення вільного падіння та коефіцієнт тертя, як у попередньому блоці. Швидкість v2 та координата z2 визначаються послідовним інтегруванням прискорення a2.

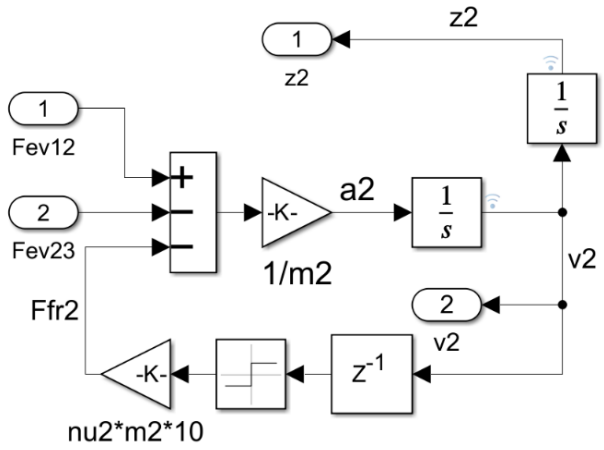


Рисунок 3.17 – Алгоритм розрахунків динамічних параметрів заготовки

На рисунку 3.18 зображено вміст блоку «Active dempfer», який на вхід отримує відстань та швидкість переміщення попереднього тіла перетворюючи їх на зусилля взаємодії Fп23 та Fв23. Оскільки заготовка не може відтягувати демпфер, тобто не може чинити силову взаємодію в напрямку протилежному позитивному напряму осі координат, використовується блок max для відсікання всіх силових впливів менших за нуль. Сила взаємодії Fev23 разом із силою гальмування Fb діляться на масу рухомих елементів демпфера для отримання значення прискорення a3, яке інтегрується послідовно двічі для визначення швидкості v3 та координати z3 в кожен момент часу. Отримані величини використовуються для визначення відносних переміщень та швидкостей, що виконується на початку блоку.

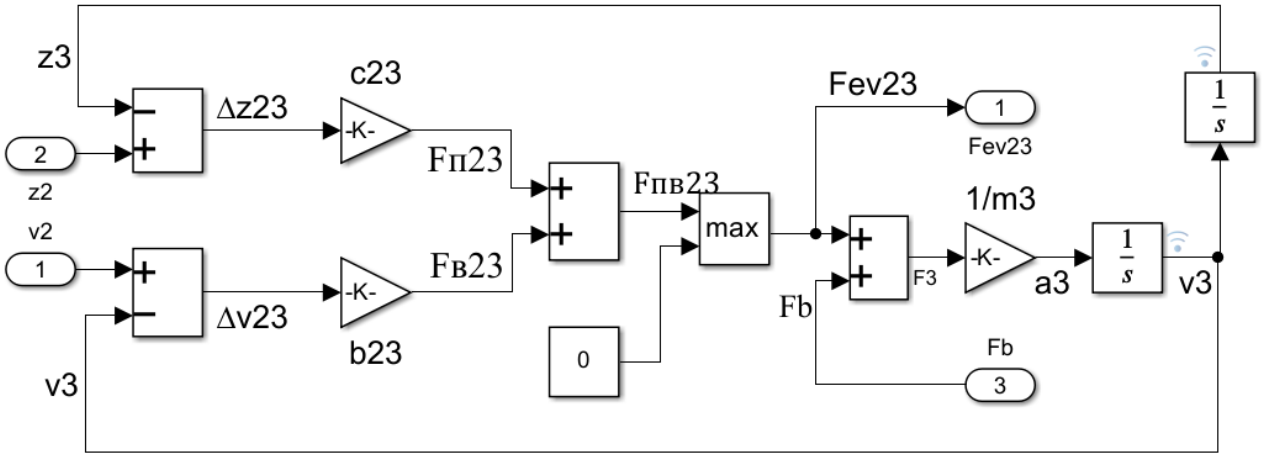


Рисунок 3.18 – Алгоритм розрахунків динамічних параметрів активного упора

3.6 Параметри математичного і динамічного аналізу процесу подачі пруткової заготовки до активного упора

Для отримання достовірних результатів моделювання взаємодій тіл системи позиціювання прутка необхідна наявність достовірних даних про систему, а саме пружно-в'язкі характеристики зв'язків між елементами моделі, значення зовнішніх зусиль та параметри маси. Тобто $v_{op}, m_1, m_2, m_3, F, F_b, b_{12}, b_{23}, c_{12}, c_{23}, E$.

Для максимально ідентичних умов експериментів з метою подальшого порівняння ефективності пристроїв та методів управління варто використовувати однаковий набір заготовок у всіх експериментах. Найбільш поширеними для токарних верстатів вважаються циліндричні заготовки діаметром 16 мм, 20 мм, 32 мм та довжиною 1м з вуглецевої сталі марки Сталь 45 [12]. За таких параметрів маси заготовок (m_2) будуть становити:

$$m_{\text{заг1}} = \rho \cdot S \cdot L = 7835 \cdot 0{,}00020096 \approx 1{,}56 \text{ кг}$$

$$m_{\text{заг2}} = \rho \cdot S \cdot L = 7835 \cdot 0{,}000315 \approx 2{,}46 \text{ кг}$$

$$m_{\text{заг3}} = \rho \cdot S \cdot L = 7835 \cdot 0{,}00080384 \approx 6{,}53 \text{ кг}$$

Маси m1 та m3 спільні для двох експериментів та відповідають масам штоків штовхача та активного упора і становлять 0,5 кг та 0,08 кг відповідно.

Вважається початкове положення заготовки нульовою відміткою в системі координат. Довжина, на яку необхідно подати заготовку також може бути різною, тому, щоб здійснити повноцінний аналіз швидкодії та точності роботи систем у різних умовах, в експериментах прийнято наступні значення заданої кінцевої координати торця заготовки: $Z_{zad1} = 20$ мм, $Z_{zad2} = 40$ мм, $Z_{zad3} = 100$ мм, що відповідає розмірностям 1D, 2D та 5D відповідно до середнього значення діаметра. Усі вхідні дані, для уникнення помилок необхідно наводити в системі CI, тому значення змінної, що відповідає за кінцеву координату заготовки, буде виражено в метрах: $Z_{zad1} = 0{,}02$ м, $Z_{zad2} = 0{,}04$ м, $Z_{zad3} = 0{,}1$ м. Максимальне зусилля приводу розгону приймає однаковим для обох механізмів: F=100 Н.

Оскільки штовхач та пруток взаємодіють торцями і працюють на стиск як послідовно з'єднані пружини, можна розрахуємо їх еквівалентну осьову жорсткість:

$$c_1 = \frac{E \cdot A}{L} = 2.07 \cdot 10^7 \text{ Н/м}.$$

Жорсткість пневматичного упора визначається з внутрішнього тиску повітря, однак є певна межа, коли відкривається запірний клапан через перевищення тиску і він стабілізується на якомусь максимальному рівні. В такому випадку розрахована жорсткість буде діяти лише в певних межах [101], які можуть змінюватись під час циклу оператором, який може вказати необхідний тиск в порожнинах циліндру до удару. Опираючись на дослідження [102] приймаємо $c_2 = 5 * 10^6$ Н/м.

Згасання коливань визначається внутрішнім тертям у металі та конструкційним тертям у стиках. Для цього спочатку знаходять критичний коефіцієнт демпфування системи b_{cr} при якому рух стає аперіодичним:

$$b_{cr1} = 2\sqrt{c_1 \cdot m_1} = 12165 \text{ Н} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}},$$

що допоможе знайти реальний коефіцієнт демпфування сталі, який виражається через відносне демпфування:

$$b_1 = \zeta \cdot b_{cr1},$$

де ζ – коефіцієнт демпфування коливань який для конструкційних та легованих сталей становить 0,005–0,02. У такому випадку $b_1 \approx 121{,}6$ Н · с/м Для визначення коефіцієнта демпфування яке буде виникати в активному упорі на початку зіткнення слід використати метод підбору таким чином, щоб система були близькою до критичного стану, тобто:

$$b_{23} = (0{,}7\text{–}1)b_{cr} = 8500\text{–}12165 \text{ Н} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}},$$

звідки можемо прийняти $b_{23} = 10000$ Н · с/м.

Для проведення аналізу використано середовище візуального програмування Simulink, у програмному середовищі MATLAB Online [103] з

однаковими налаштуваннями для всіх моделей висвітленими на рисунку 3.19. Змінний крок обрахунків дозволяє економити обчислювальні ресурси при достатньо високій роздільній здатності в менш як 0.001с. Тобто в моменти коли відбуваються різкі зміни зусиль або станів тіл, обчислювальний апарат програми проводить наведені вище розрахунки автоматично зменшуючи часовий проміжок між сусідніми обрахунками, щоб отримані результати були більш наближені до реальності. Без застосування такої функції, можна спостерігати різкі стрибки сил взаємодії через неправдоподібно велике відносне зміщення тіл одне відносно одного? яке «встигає» відбутись у період між обрахунками.

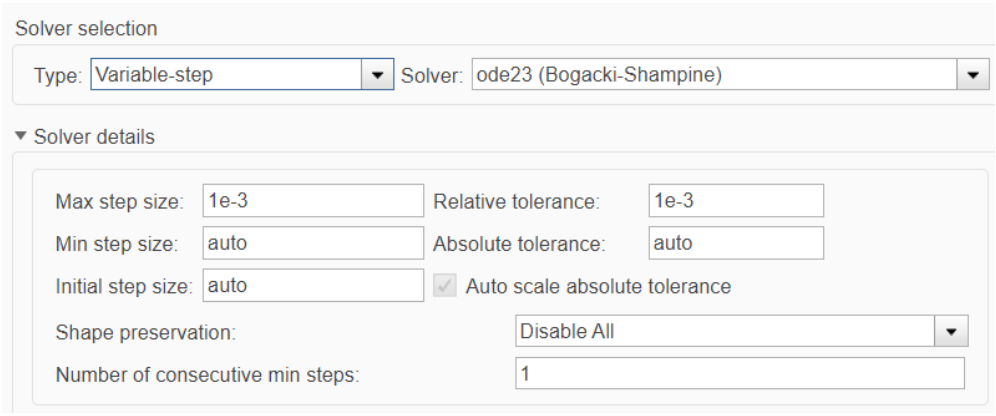


Рисунок 3.19 – Налаштування програми для симуляції математичної моделі

3.7 Математичне моделювання процесу подачі пруткової заготовки роликовим пристроєм

Подача матеріалу роликовим механізмом передбачає передачу крутного моменту та кутової швидкості від серводвигуна до контактуючої поверхні ролика подачі та заготовки, що зазвичай відбувається через проміжну ланку, якою може виступати редуктор. Точні розрахунки можливі при структурному моделюванні системи, що проводиться під конкретні завдання. Для нашого випадку вважаю достатнім узагальнити ланку перетворювача 2 еквівалентною масою m_2 з пружно-в'язкими зв'язками b_{12}, b_{23}, c_{12}, c_{23} та зведеним люфтом δ, який розташувати з боку ротора двигуна 1 з еквівалентною мірою інертності m_1

(рис. 3.20). Для приведення моменту інерції до еквівалентної маси необхідно розглянути геометричні параметри об’єктів, що обертаються.

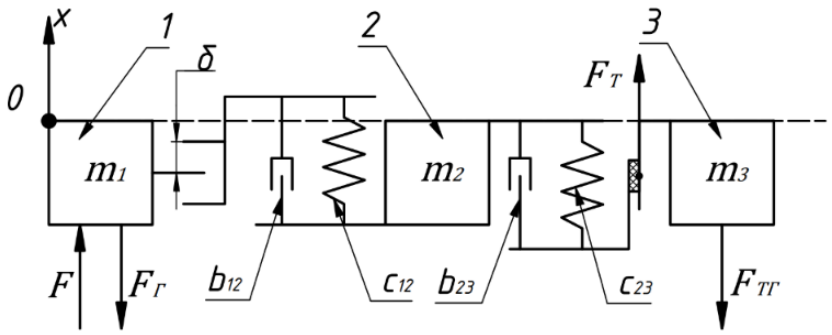


Рисунок 3.20 – Приведена динамічна модель подачі заготовки роликами: 1 – елементи редуктора; 2 – колесо подачі; 3 – заготовка

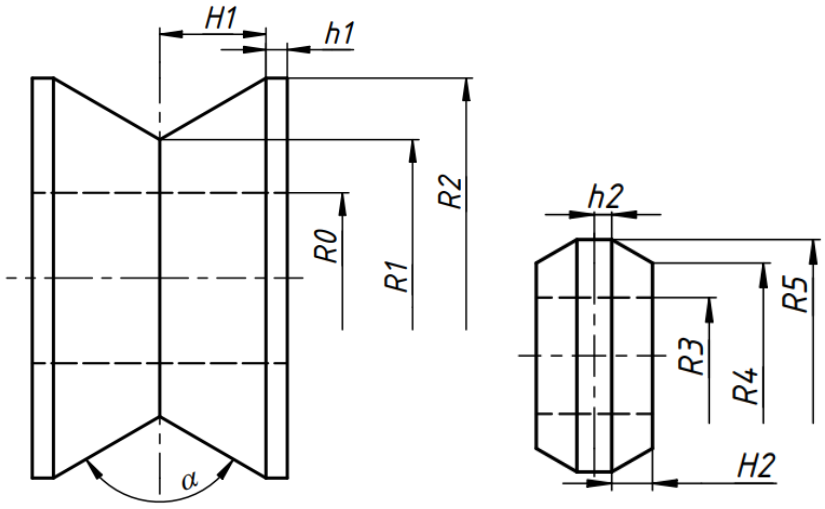


Рисунок 3.21 – Геометрія роликів подачі

Як бачимо з рисунку 3.21 ролики мають конічні, циліндричні елементи та отвір. Деталі мають симетрію отже для визначення сумарного моменту інерції достатньо обчислити моменти елементів по одну сторону від осі симетрії та просумувати їх, а момент інерції отвору відняти від отриманої суми.

$$J_{к1} = \frac{\pi \rho H_1}{20} \cdot \frac{R_2^5 - R_1^5}{R_2 - R_1}$$

$$J_{ц1} = \frac{1}{2} \cdot \pi \rho h_1 R_2^4$$

$$J_{o1} = \frac{1}{2} \cdot \pi\rho(H_1 + h_1)R_0^4$$

Отриманий результат відповідає половині шуканої величини тож його необхідно подвоїти. Формули для другого ролика будуть аналогічні, тому запишемо одразу загальну формулу обчислення еквівалентної маси:

$$m_{eq} = \frac{J}{R_{con}^2} = \frac{J_1}{R_{con}^2} + \frac{J_2}{R_5^2} =$$

$$= \frac{\pi\rho}{R_{con1}^2}\left(h_1(R_2^4 - R_0^4) - H_1R_0^4 + \frac{H_1}{10} \cdot \frac{R_2^5 - R_1^5}{R_2 - R_1}\right)$$

$$+ \frac{\pi\rho}{R_5^2}\left(h_2(R_5^4 - R_3^4) - H_2R_3^4 + \frac{H_2}{10} \cdot \frac{R_4^5 - R_5^5}{R_4 - R_5}\right)$$

Від розміру заготовки радіус контакту з нижнім роликом буде змінюватись за законом:

$$R_{con1}(R_{\text{заг}}) = R_1 + \frac{R_{\text{заг}}cos^2\alpha/2}{\sin\alpha/2};$$

при $\alpha = 120°$:

$$R_{con1}(R_{\text{заг}}) = R_1 + \frac{R_{\text{заг}}}{2\sqrt{3}}$$

Тіло 2 передає зусилля від двигуна F та $F_{\text{т}}$ на тіло 3 через поверхневий контакт який утворює сили тертя $F_{\text{т}}$, однак при збільшенні динамічних зусиль розгону та гальмування можливий небажаний ефект проковзування. Також на заготовку 3 при русі діє сила тертя $F_{\text{тг}}$ утворена від контакту з роликами та затискними елементами патрону.

У якості контактної поверхні роликів подачі можуть використовуватись різні матеріали із значними відмінностями в механічних властивостях. Для використання з широким діапазоном діаметрів заготовок краще підійдуть фрикційні полімери, жорсткість яких значно нижча ніж у сталей, однак вони

мають більший коефіцієнт тертя, тому їх пружно-демпферні характеристики будуть використовуватись у подальших математичних розрахунках.

Загальна динамічна система рівнянь при таких умовах набуде вигляду:

$$\begin{cases} m_1 a_1 = F(z, \dot{z}) - F_{\text{ПВ12}}; \\ m_2 a_2 = F_{\text{ПВ12}} - F_{\text{ПВ23}}; \\ F_{\text{ПВ23}} = F_{\text{т}} \le \mu N \\ m_3 a_3 = F_{\text{ПВ23}} - F_{\text{тг}}; \\ F_{\text{ПВ}} = F_{\text{П}} + F_{\text{В}}; \\ F_{\text{П12}} = \text{c}_{12} \cdot \Delta x_{\text{Л}}; \\ F_{\text{В12}} = b_{12} \cdot \frac{d\Delta x_{\text{Л}}}{dt} \\ F_{\text{П23}} = c_{23} \cdot \Delta x_{el}; \\ F_{\text{В23}} = b_{23} \cdot \Delta v_{23}; \\ F_{\text{тг}} = F_{\text{коч}} + F_{\text{ков}}. \end{cases}$$

Зусилля $F(z, \dot{z})$ задається контролером відповідно до значень положення та швидкості ролика подачі, що визначаються завдяки енкодеру. При розгоні тіла 1 вибирається люфт $\Delta x_{\text{Л}}$, що для математичного опису представлено у вигляді функції:

$$\Delta x_{\text{Л}} = \begin{cases} (|\Delta x_{12}| - \delta) \cdot sign(\Delta x_{12}), \text{якщо} |\Delta x_{12}| > \delta; \\ 0, \quad \text{якщо } |\Delta x_{12}| \le \delta; \end{cases}$$

Пружно-в’язкі взаємодії розраховуються через різницю положення та швидкості відповідно, однак зусилля $F_{\text{ПВ23}}$ не може перевищувати силу тертя, отже в розрахунку його пружної складової повинна враховуватись різниця координат, яка виражає лише еластичну деформацію Δx_{el} та не враховує переміщення-проковзування. Для цього необхідно розрахувати значення еластичних деформацій при яких пружні зусилля дорівнюють максимально допустимій силі тертя:

$$c_{23} \cdot \Delta x_{el\,max} + b_{23} \cdot \Delta v_{23} = \mu \cdot N,$$

$$\Delta x_{el\,max} = \frac{F_{\text{т}} - F_{\text{B23}}}{c_{23}}.$$

Це значення буде використовуватись в інтеграторі для визначення деформації від зміни швидкості як межі вихідного значення.

Зусилля тертя, що гальмує заготовку при русі виникає як сума опору кочення та тертя із затискними елементами патрону верстата. Тертя кочення буде змінюватись залежно від радіуса заготовки. Оскільки схема дотику передбачає контакт циліндра до зрізаного конусу в 1 точці, тому формула для розрахунку коефіцієнта тертя кочення буде наступною [104]:

$$\mu = 0{,}177\sqrt[3]{\frac{NR}{E}} \cdot e^{0.2R}, \tag{3.3}$$

де N – зусилля прикладене по нормалі до поверхні, E – модуль Юнга, який обирається меншим серед двох контактуючих матеріалів та R – радіус у зоні контакту, що обмежується контактними напруженням [105]:

$$R = 0.242\frac{E}{\sigma}\sqrt{\frac{N}{\sigma}},$$

де σ – величина допустимих напружень, що підбирається з довідників відповідно до матеріалу. Оскільки ролик має V-подібний профіль контакт відбувається у 2 точках, що пропорційно збільшує тертя вдвічі. Також на тертя впливатиме кількість роликів, що контактують із заготовкою кратно збільшуючи зусилля спротиву руху. Тиск на останній підпорний ролик змінюється безпосередньо в процесі подачі. Також по мірі витрати заготовки кількість підпорних роликів, що знаходяться в контакті, зменшується, отже змінюється сила тертя.

В умовах постійної зміни зусилля тертя, що діє на заготовку, та непередбачуваних ситуацій проковзування, що може бути спричинено ударами

від вибірки зазорів в редукторі, стає неможливим виконання точного розрахунку початку гальмування із стабільним зусиллям, тому вважаю доцільним одразу використовувати ПІД регулятор для відповідної реакції на зміни в русі заготовки, які відстежуються через притискний ролик із давачем кутового положення.

На вхід ПІД контролера подається різниця $\boldsymbol{e}$ між дійсною координатою заготовки z3 та необхідним положенням зупинки Zstop (рис. 3.22). Розраховане зусилля подається на вхід до блоку Motor gear, де відбувається розрахунок зміни динамічних параметрів ротора двигуна та симуляції з'єднання через зазор δ (рис. 3.19), що виконана на основі дослідження [106]. На вихід з блоку отримуємо зусилля пружно-в'язкої взаємодії елементів кінематичного ланцюга, що передається на приводний елемент – колесо подачі, опис зміни швидкості v2 та положення z2 відбувається у блоці Wheel (рис. 3.23).

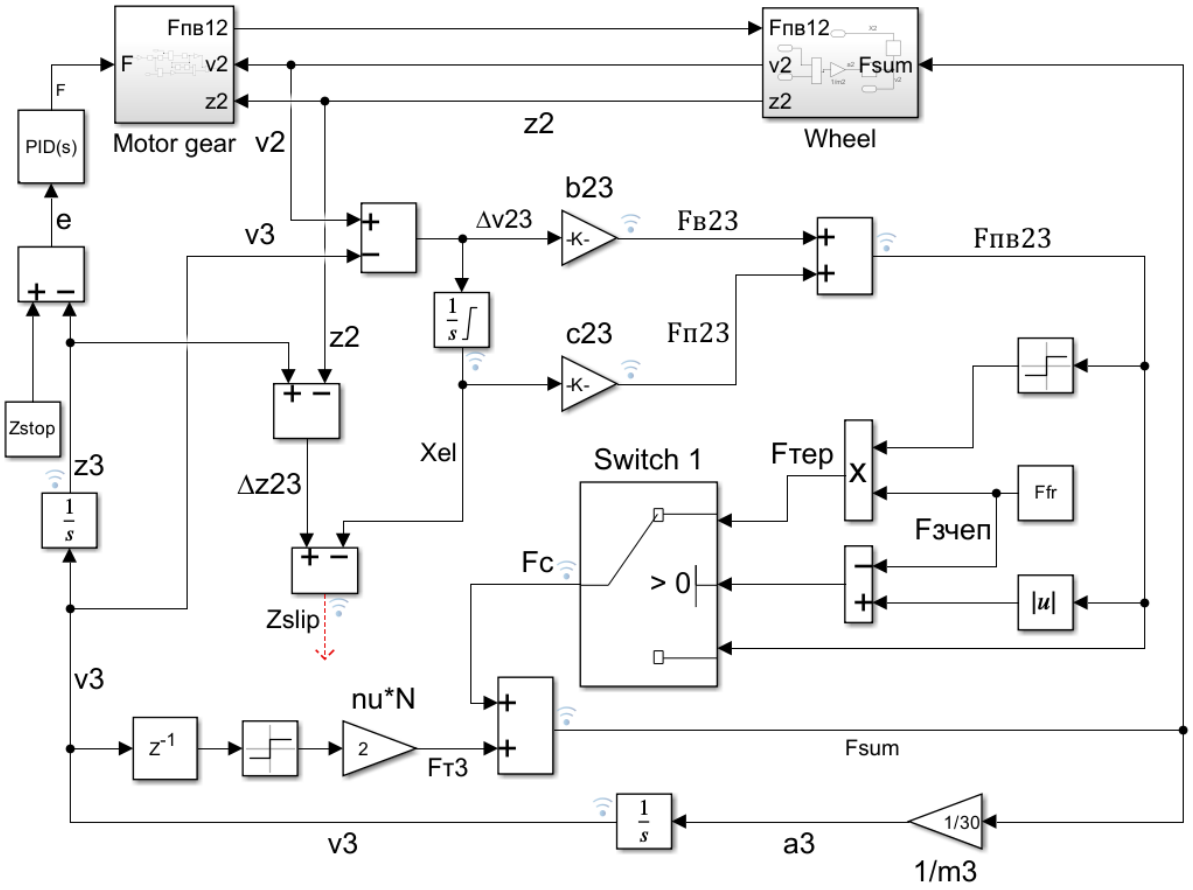


Рисунок 3.22 – Структурна динамічна модель роликового подавача в середовищі Simulink

Для визначення зусилля взаємодії колеса подачі та заготовки необхідно перевірити, чи це зусилля не перевищує зусилля щеплення. Для цього розрахунок пружно в'язких сил відбувається з обмеженням у вигляді максимально допустимої еластичної деформації, що обчислюється за формулою (11) в середині блоку інтегрування з обмеженням Integ2. Множачи зміну швидкості та зміну деформації отримаємо пружно-в'язке зусилля взаємодії ролика та заготовки, однак без повноцінного врахування проковзування, адже попри відсікання пружної складової в'язка сила не обмежується.

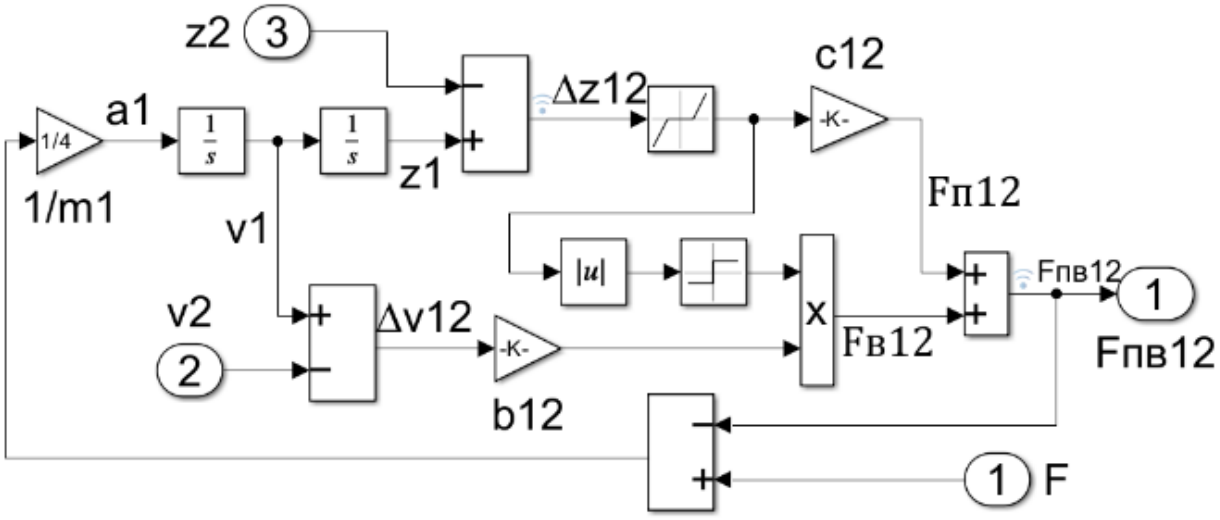


Рисунок 3.23 – Модель розрахунку динаміки двигуна із врахуванням люфта в кінематичній передачі

Для визначення дійсної сили взаємодії необхідно використати перемикач Sw1, який у випадку справдження нерівності $F_{\text{ПВ23}} > F_{\text{т}}$, перемикає зусилля з розрахованого на зусилля зчеплення, яке відповідає за знаком розрахованому пружно-в'язкому. До вихідного зусилля Fc додається сила тертя спротиву Fr що в результаті дає сумарне зусилля Fsum. Діленням на масу заготовки m3 та подальшим подвійним інтегруванням отримуємо швидкість та переміщення заготовки, які необхідні для задання відхилення від заданої координати $\boldsymbol{e}$, розрахунку величини проковзування та обчисленню відносної швидкості двох тіл. Сумарне зусилля Fsum необхідне для проведення розрахунків у блоці Wheel. Зусилля спротиву руху в моделі задано через затримку та визначення знаку

швидкості третього тіла, щоб напрям зусилля був протилежний рухові та не викликав помилок моделювання через часові парадокси в інформаційному колі.

Блок Motor gear, внутрішні елементи якого зображені на рисунку 3.19, перетворює вхідні дані у вигляді керованого зусилля F, швидкості другого тіла v2 та його координати z2 на вихідне пружно-в'язке зусилля взаємодії Fпв12. Після обрахунку швидкості та переміщення йде частина що відповідає за відкриття зазору, та множенням на нуль вимикає в'язке зусилля, а блоком мертвої зони обнуляє відносне зміщення в межах мертвої зони. На вихід з підсистеми отримуємо суму пружно-в'язких сил взаємодії елементів редуктора Fпв12.

Блок який розраховує поведінку колеса подачі відносно сил взаємодії (рис. 3.24) складається з суматора вхідних сил, ділення їх на масу для отримання прискорення a2, яке інтегрується двічі, щоб отримати після першої операції швидкість v2, а після другої – координату z2, що і є виходами підсистеми.

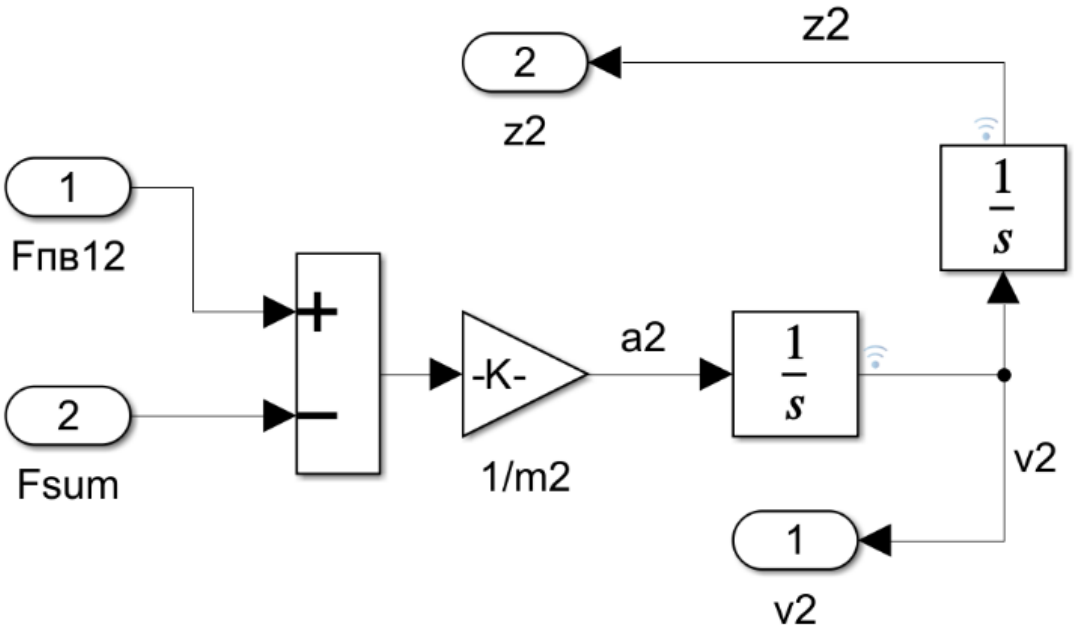


Рисунок 3.24 – Модель перетворення силового впливу двигуна на швидкість та переміщення колеса подачі

3.8 Порівняльний аналіз результатів математичного моделювання для оптимізації параметрів системи

Як результат моделювання отримали графіки положення заготовки що змінюється з часом. Для аналізу аномальних відхилень використано можливість перегляду графіки зміни в часі швидкості та прискорення, а також зміни зусилля взаємодії елементів з часом. Оскільки нас цікавлять величини, що на декілька порядків відрізняються від величин подачі, графіки представлено у 2-х масштабах: загальний, коли можна побачити початок та кінець графіка; та детальний, щоб побачити відхилення, які будуть у момент затиску заготовки.

3.8.1 Результати моделювання системи з булевим керуванням зусиллям

Для системи, яка не може обмежити зусилля взаємодії дуже складно повністю зупинити систему з декількох тіл. Попри наявність опору в моделі, що забезпечують коефіцієнти тертя $\mu_1 = 0{,}08$ та $\mu_2 = 0{,}1$ штовхача та заготовки з напрямними, на рисунках 3.24 та 3.25 помітно, що пруток за моделлю повністю не припиняє рух а продовжує коливатись з мінімальною швидкістю, що в реальному світі зазвичай відповідало б зупинці. Ці коливання спровоковані силовим впливом, який відбувається за мінімальний проміжок часу доступний моделі. В дійсності такий сигнал не зможе привести в дію золотник і, тим більше, штовхач. Тому зупинкою можна вважати момент, коли швидкість становитиме менше 2 мм/с, адже саме таку амплітуду коливань можна помітити на графіку зміни швидкості з часом, коли заготовка розташована безпосередньо біля заданої позиції (додаток В, рис. В.1).

З рисунків 3.25, 3.26 видно, що відхилення після відносної стабілізації положення заготовки становить до 0,04 мм в усіх випадках, що дозволяє зробити поправку в системі позиціювання на величину середнього відхилення μ та досягти кращих результатів, які продемонстровано на рисунку 3.27. Результати на рисунку 3.28 отримані з врахуванням корекції.

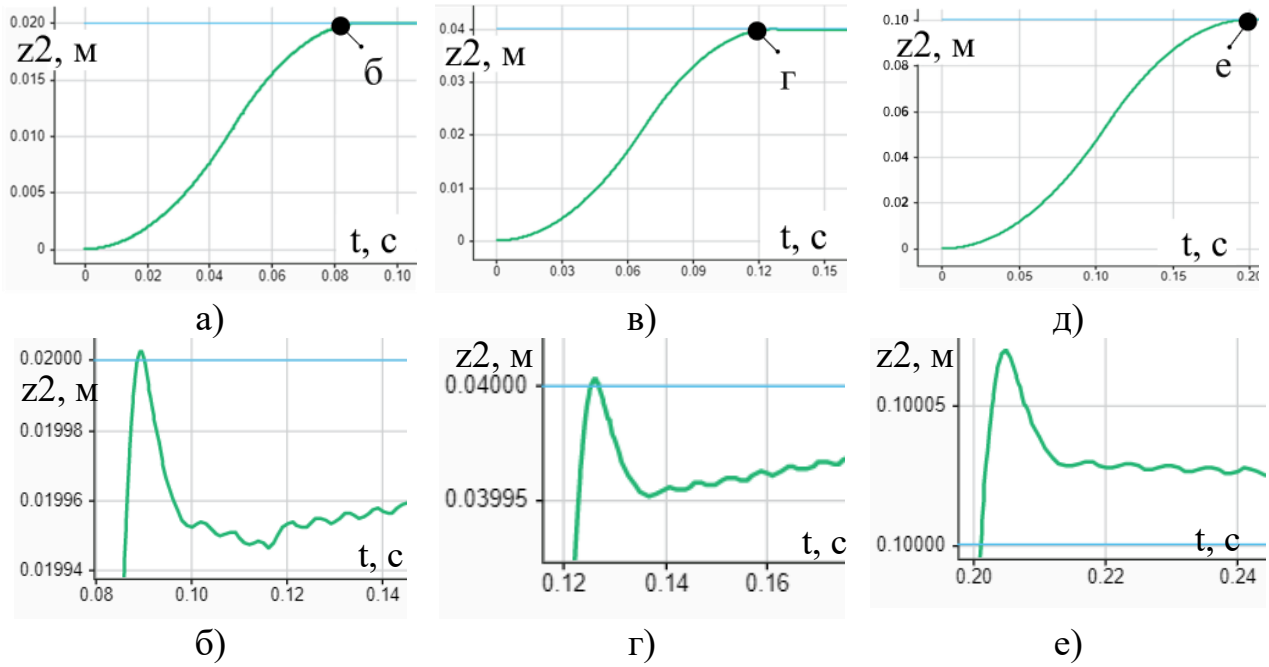


Рисунок 3.25 – Зміна положення торця заготовки діаметром 16мм з часом при відповідній подачі: а)-б) 20мм, в)-г) 40мм, д)-е) 100мм

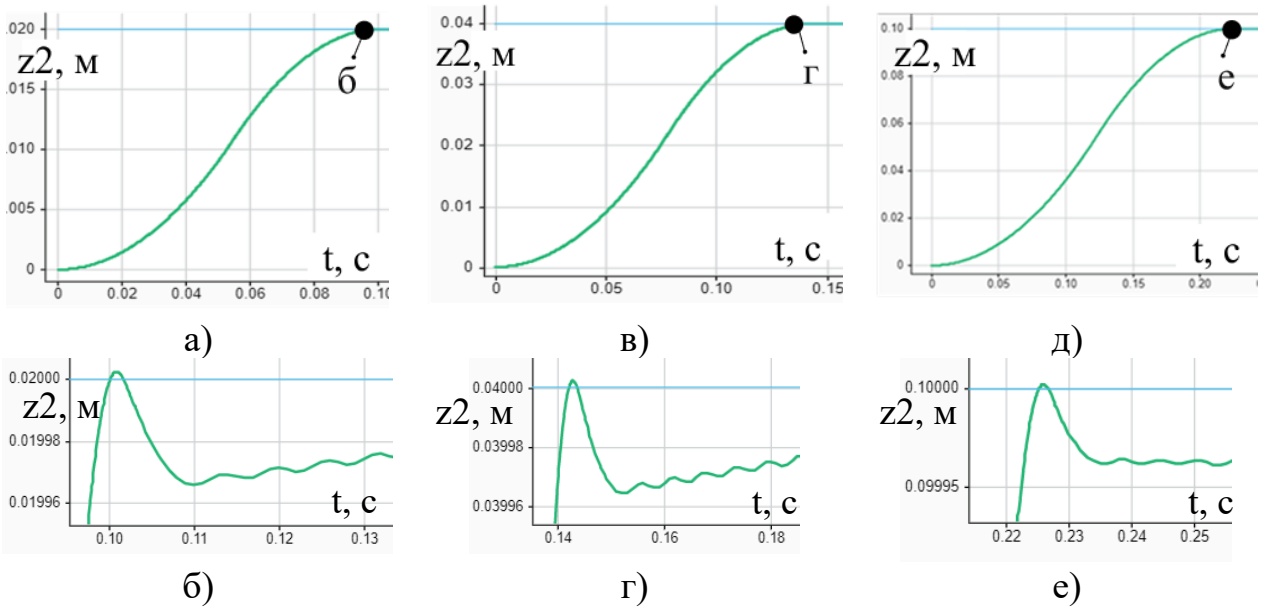


Рисунок 3.26 – Зміна положення торця заготовки діаметром 20 мм з часом при відповідній подачі: а)-б) 20 мм, в)-г) 40 мм, д)-е) 100 мм

Як результат вищеописаних узагальнення отримали чіткі значення фінішного положення, які внесено до таблиці з результатами відхилень у момент зупинки (табл. 3.1).

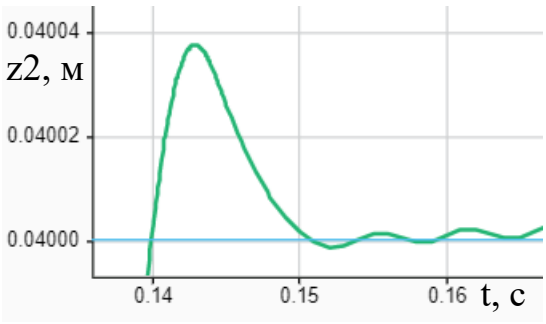


Рисунок 3.27 – Результат введення коригування на середнє відхилення при подачі прутка діаметром 20 мм на довжину 40 мм

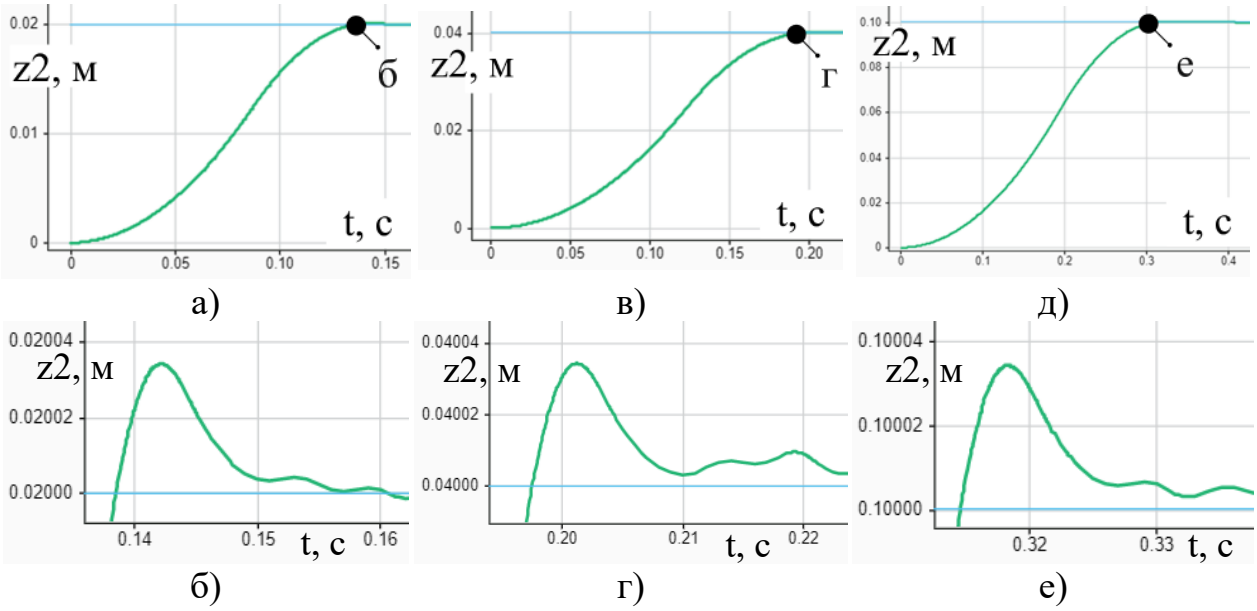


Рисунок 3.28 – Зміна положення торця заготовки діаметром 32 мм з часом при відповідній подачі: а)-б) 20 мм, в)-г) 40 мм, д)-е) 100 мм

3.8.2 Результати моделювання системи з ПІД регулюванням

Вхідні дані фізичних об’єктів у такій системі будуть аналогічними до попередньо розглянутої. Відмінність полягає в процесі управління зусиллям та параметрами ПІД контроллера, які визначають динаміку зміни зусилль взаємодії штовхача та демпфера відповідно до координати торця заготовки. На рисунках 3.29-3.31 представлені розрахунки положення торця заготовки при подачі прутків різної маси, з різною довжиною подачі та різними значеннями пропорційної, інтегральної та похідної змінних у контроллері.

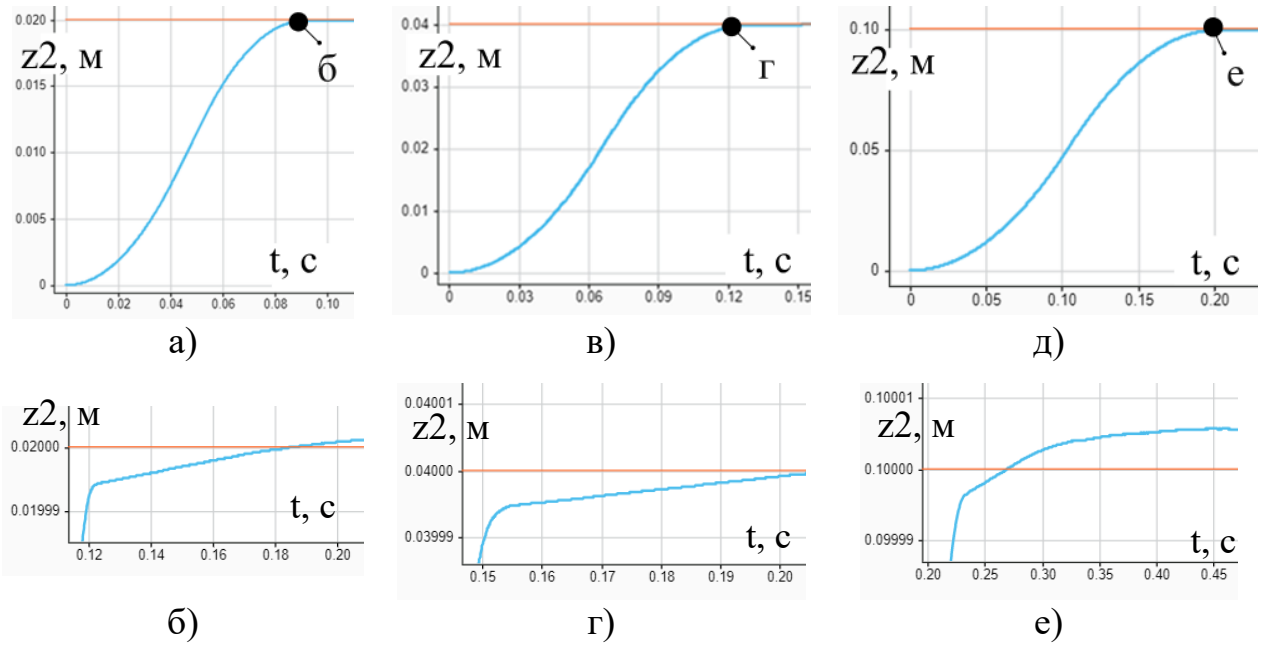


Рисунок 3.29 – Зміна положення торця заготовки діаметром 16 мм з часом при відповідній подачі: а)-б) 20 мм, в)-г) 40 мм, д)-е) 100 мм

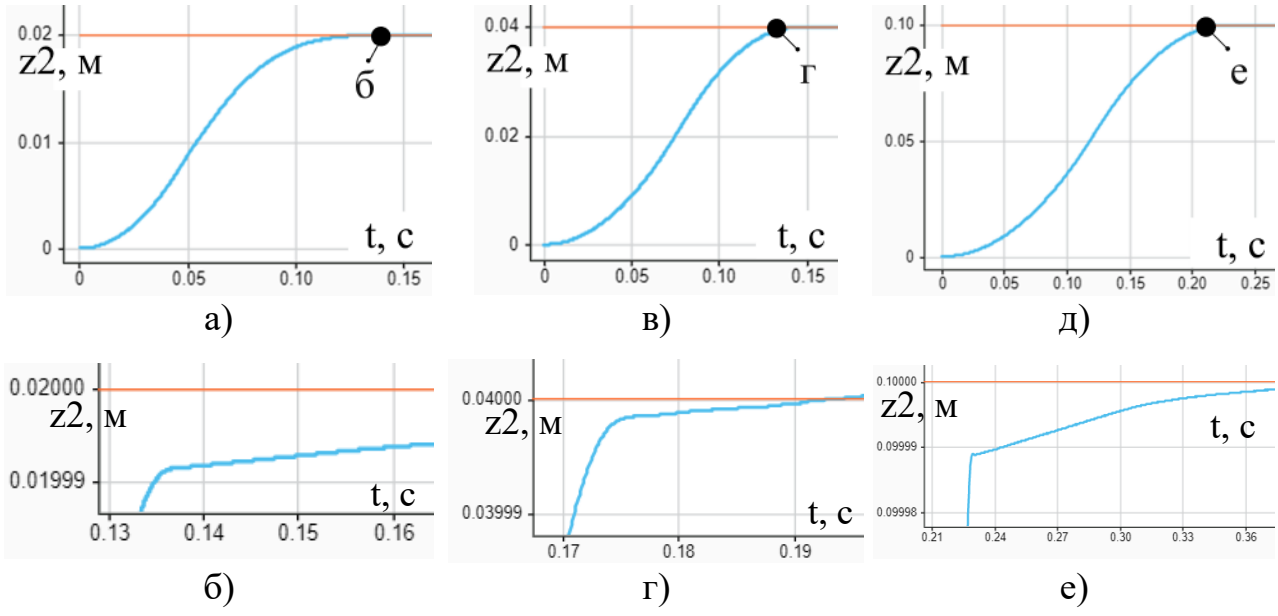


Рисунок 3.30 – Зміна положення торця заготовки діаметром 20 мм з часом при відповідній подачі: а)-б) 20 мм, в)-г) 40 мм, д)-е) 100 мм

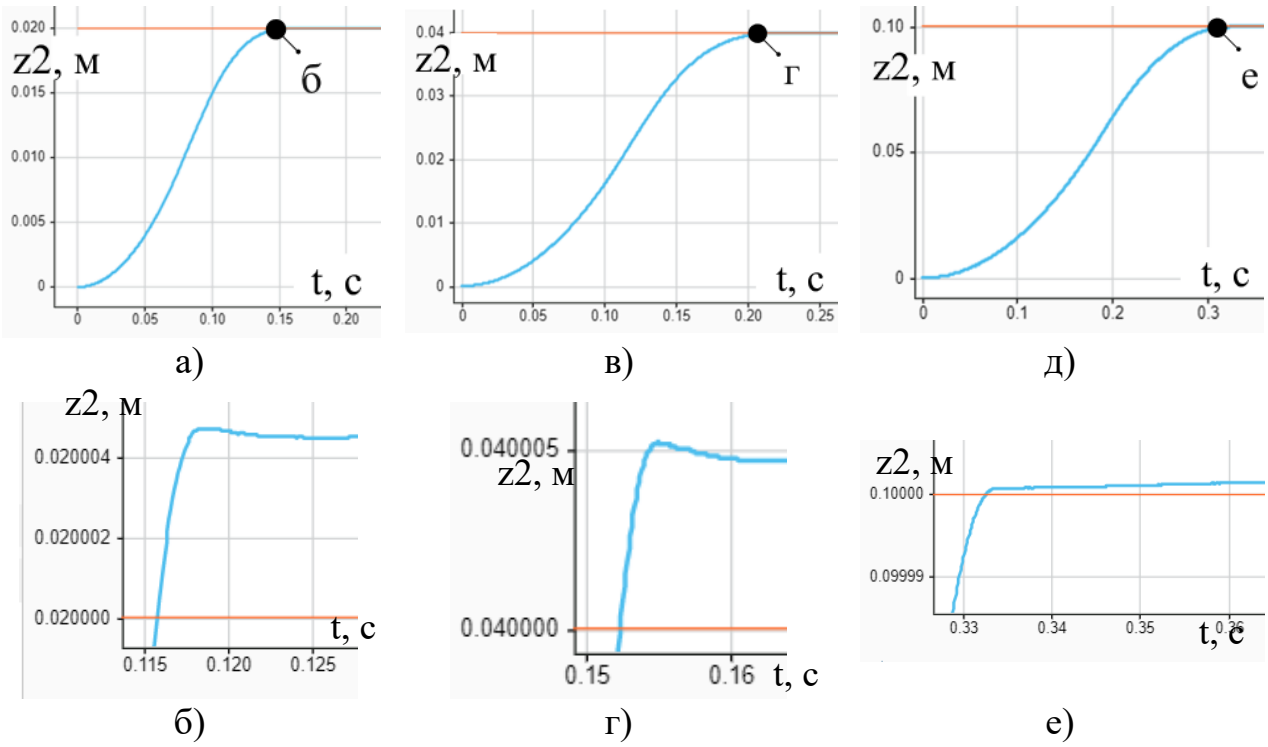


Рисунок 3.31 – Зміна положення торця заготовки діаметром 32 мм з часом при відповідній подачі: а)-б) 20 мм, в)-г) 40 мм, д)-е) 100 мм

3.8.3 Результати моделювання роликового пристрою подачі

Для експерименту прийнято наступні динамічні характеристики елементів системи:

$$m_{1eq} = \frac{J}{r^2} = \frac{1}{2}\pi\rho L_{rot} R_{rot}^4 = 0{,}015 \text{ кг};$$

$$m_{2eq} = 7{,}33 \text{ кг}.$$

Сумарний люфт у елементах кінематичного перетворювача δ=0,4 мм та еквівалентні пружно-демпферні властивості системи ротор двигуна – кінематичний перетворювач $c12 = 4{,}6 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$; $b12 = 9630 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$. Контакт ролика із заготовкою відбувається через полімерну поверхню з підвищеним зчепленням, яке повинно забезпечити подачу із зусилям $F_{\text{зч}} = 100$ Н без проковзування. Таке зусилля зчеплення в роликовому механізмі подачі

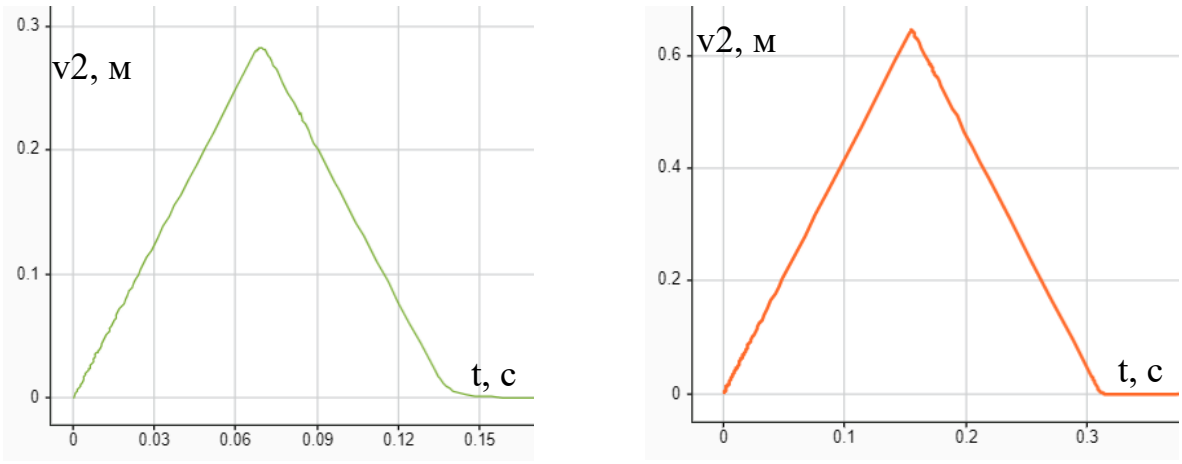
досягається через дво-точковий контакт нижнього ролика, що дозволяє виразити зусилля притискання:

$$F_{\text{зч}} = (N_1 + N_2)\mu = 2\mu N = \mu F_{\text{пр}} / \sin\alpha,$$

де $N_1 = N_2$ – нормальна реакцій поверхні V – подібного профілю ролика з кутом профілю 2α в точках контакту, μ – експериментально визначений коефіцієнт тертя. При $\alpha = 60°, \mu = 0{,}04$ зусилля на притискному циліндрі повинно відповідати нерівності $F_{\text{пр}} \geq 2200$ Н, щоб $F_{\text{зч}} \geq 100$ Н.

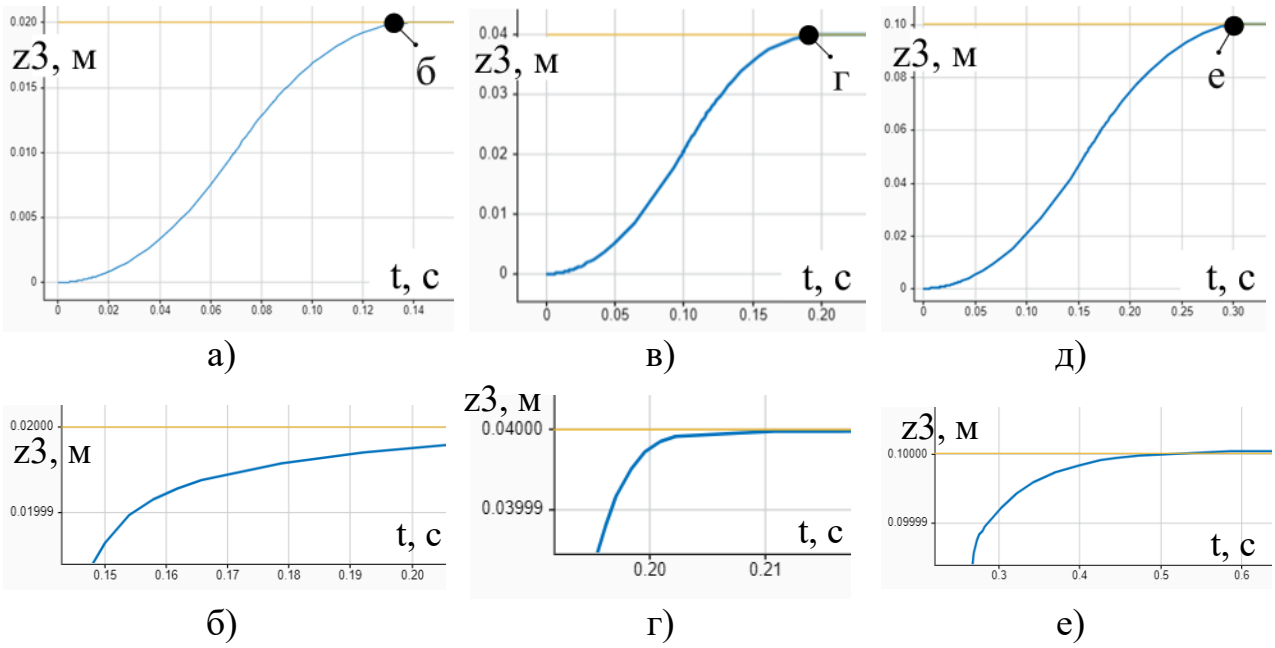
Пружно-в'язкі параметри такого контакту можна розрахувати згідно теорії контактних напружень розроблену Г.Герцом. Як результат отримаєм жорсткість контакту $c23 = 89{,}44 \cdot 10^4$ Н/мм та коефіцієнт демфування b23=598 Н/мм^2. Налаштування ПІД регулятора змінювались у кожному експерименті для досягнення мінімального часу виходу заготовки на позицію, адже протягом експериментів змінювалась максимальна кінетична енергія заготовки, яку вона розвивала протягм подачі, через зміну як маси так і максимальної швидкості. Обмеження в силі подачі призводить до неможливості розгону всіх елементів системи до гранично допустимих швидкостей у 1,5 м/с, тож графік швидкості в межах умов досліду буде нагадувати тркутник, що демонструє швидку зміну зусилля розгону на зусилля гальмування (рис. 3.32). Для збільшення зусилля взаємодії достатньо збільшити зусилля притискання роликів до гранично допустимого по контактному напруженню для матеріала поверхні. Матеріали з більшою еластичністю будуть потребувати меншого зусилля притискання при забезпеченні такого ж зусилля зчеплення що випливає з формули (3.3).

Перший експеримент проводився з масою $m_{\text{заг1}} = 1{,}56$ кг та трьома кінцевими координатами, підхід до яких відносно часу зображено на рис. 3.33(а-б), 3.33(в-г), 3.33(д-е) відповідно. З графіків можна зробити висновок що положення заготовки відповідає заданому з допуском в 0,01 мм після 0,155 с, 0,2 с, та 0,3 с відповідно.



Zstop=20 мм Zstop=100 мм

Рисунок 3.32 – Зміна швидкості заготовки діаметром 16 мм з часом



а) в) д)

б) г) е)

Рисунок 3.33 – Зміна положення торця заготовки діаметром 16 мм з часом при відповідній подачі: а),б) 20 мм, в),г) 40 мм, д),е) 100 мм

Для другого експерименту змінено масу заготовку на $m_{заг2} = 2{,}46$ кг, а координати для подачі залишаються незмінними (рис. 3.33). Через підвищену інерцію та ударне навантаження спричинене люфтом в кінематичному перетворювачі помічено проковзування в декілька мікрометрів, тому на рисунку 3.35 подано графік значення проковзування відносно часу. Час виходу в допуск +-0,01 мм становить: 0,26 с; 0,36 с; 0,52 с відповідно до маси заготовки.

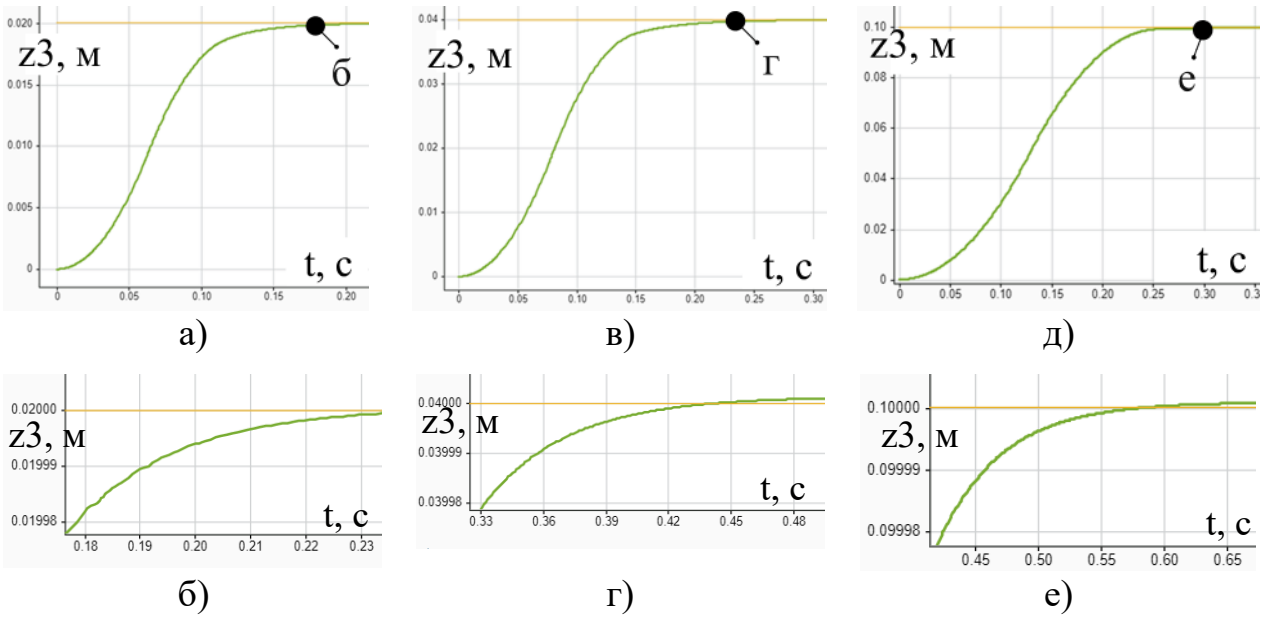


Рисунок 3.34 – Зміна положення торця заготовки діаметром 20 мм з часом при відповідній подачі: а)-б) 20 мм, в)-г) 40 мм, д)-е) 100 мм

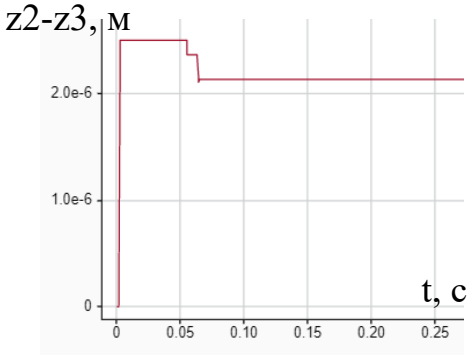


Рисунок 3.35 – Величина проковзування роликів по заготовці

Третя частина експерименту присвячена переміщенню заготовки діаметром 32 мм та масою $m_{\text{заг3}} = 6{,}53$ кг. Помічено підвищення проковзування близько 4 мкм, що виникає при різкому початку подачі (рис. 3.37). Час виходу на позицію прогнозовано збільшився та становить 0,25 с, 0,56 с та 0,7 с відповідно до довжини подачі (рис. 3.36).

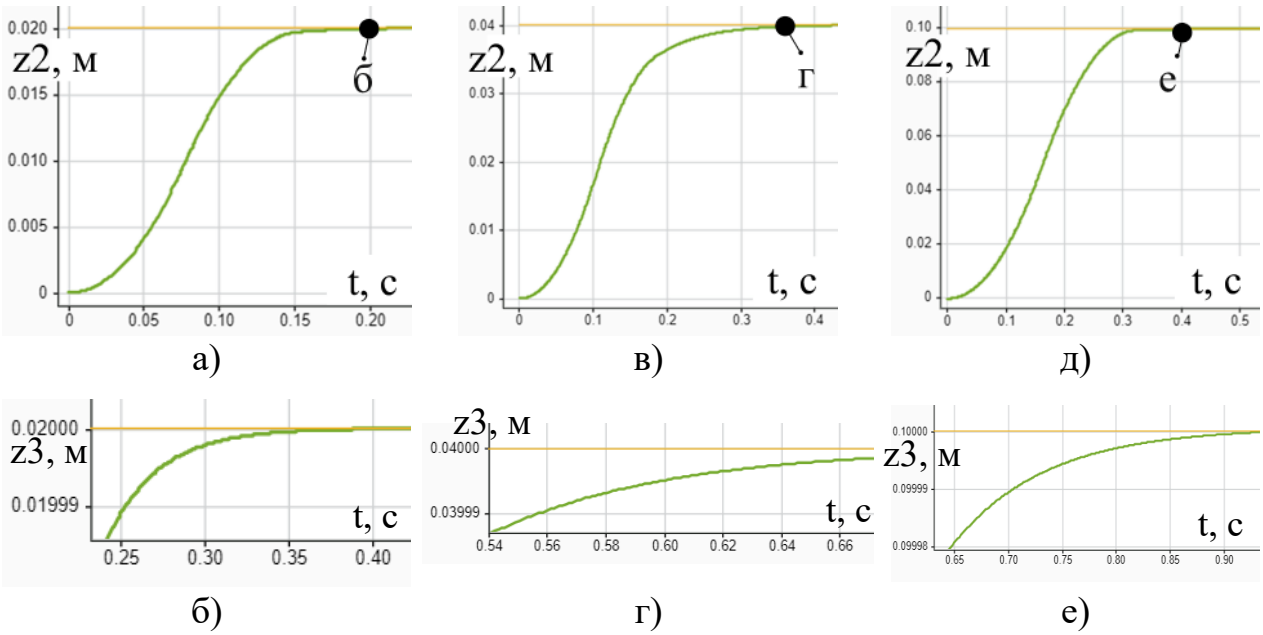


Рисунок 3.36 – Зміна положення торця заготовки діаметром 32 мм з часом при відповідній подачі: а)-б) 20 мм, в)-г) 40 мм, д)-е) 100 мм

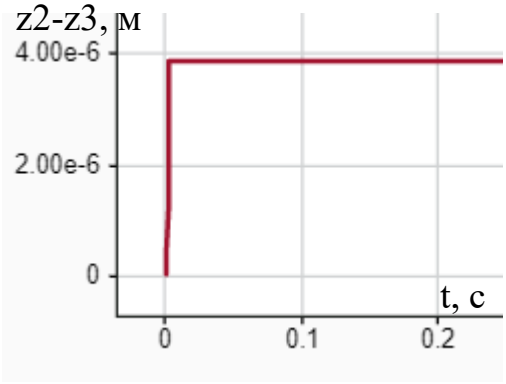


Рисунок 3.37 – Величина проковзування при подачі заготовки №3

Приймаючу умову зупинки при швидкості 2 мм/с для всіх експериментів отримали таблицю значень відхилень від цільового положення (табл. 3.1).

Проаналізувавши результати часу подачі, за який заготовка потрапляє в допуск +-0,01 мм, або зупиняється (табл. 3.2), можна зробити висновок, що застосовування активного демпфера з ПІД контролером є більш ефективним порівняно з іншими розглянутими методами. Завдяки правильно підібраних параметрах контролера цей метод дозволяє досягати стабільно високої точності позиціювання за фактично однаковий час порівняно з булевою версією. Попри відмінності в усіх методах досягається задовільна точність позиціювання, що

вкладається в 4-ий квалітет точності згідно ДСТУ 2500-94, окрім аномального значення при подачі з системою булевої логіки на відстань 100 мм заготовки №1.

Таблиця 3.1 – Відхилення від заданої позиції прогнозовані математичним моделюванням, мкм

Параметри подачі		Активний демпефр булевий	Активний демпфер ПІД	Роликовий ППЗ
№1 1,56кг	20 мм	-13	-5	-2
	40 мм	-8	-5	-1
	100 мм	67	-3	-0,1
№2 2,46кг	20 мм	6	-8	-3,5
	40 мм	2	0	2
	100 мм	10	-0,1	-3
№3 6,53кг	20 мм	5	2	-0,3
	40 мм	6	1	-4
	100 мм	8	1	-2
μ, мкм		9,22	-1,90	-1,54
R, мкм		80	10	5,5

Таблиця 3.2 – Час позиціювання при автоматичній подачі заготовки, с

Параметри подачі		Активний демпфер булевий	Активний демпфер ПІД	Роликовий ППЗ
№1 1,56кг	20 мм	0,1	0,12	0,155
	40 мм	0,13	0,15	0,2
	100 мм	0,21	0,23	0,3
№2 2,46кг	20 мм	0,11	0,135	0,19
	40 мм	0,15	0,19	0,36
	100 мм	0,23	0,24	0,55
№3 6,53кг	20 мм	0,15	0,15	0,25
	40 мм	0,21	0,24	0,56
	100 мм	0,33	0,33	0,7
μ, с		0,18	0,20	0,36

3.9 Висновки до розділу 3

1. Розроблено метод керованого осьового позиціювання пруткової заготовки, що поєднує безпосередній контроль фактичного положення її торця, кероване силове демпфування під час зупинки та коригувальне двостороннє переміщення до заданої координати перед остаточним затиском. Для його реалізації обґрунтовано структуру системи з активним пневматичним упором і зворотним зв'язком за положенням торця.

2. Розроблено математичні моделі та алгоритми керування системою активного позиціювання для булевого закону зміни зусилля та ПІД регулювання. Моделі враховують масу заготовки, тертя, пружно-в'язку взаємодію елементів і керовані сили подачі та гальмування, що забезпечує розрахункове визначення кінцевого відхилення і тривалості позиціювання за різних режимів роботи.

3. Набув подальшого розвитку метод фрикційної роликової подачі пруткової заготовки шляхом застосування двоконтурного контролю переміщення і кінцевого осьового положення. Запропонована структура забезпечує виявлення проковзування за даними роликового енкодера, уточнення кінцевого положення за оптичним сигналом та можливість реверсивного коригувального переміщення; математична модель додатково враховує люфти кінематичного ланцюга, контактну взаємодію і змінні сили тертя.

4. Порівняльне математичне моделювання показало, що для дослідженого набору параметрів активний упор із ПІД регулюванням забезпечує найкраще поєднання точності та тривалості позиціювання серед розглянутих варіантів. Розрахунковий розмах значень кінцевого відхилення по дев'ти експериментам становило 10 мкм, а час потрапляння заготовки в поле допуску ±0,01 мм – від 0,12 до 0,33 с залежно від маси заготовки та довжини подачі.

РОЗДІЛ 4
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ АКТИВНОГО ОСЬОВОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ

У розділі висвітлено фізичну перевірку та оцінювання технологічного ефекту. Фізична перевірка активного осьового позиціювання потребує узгодження характеристик виконавчих механізмів, вимірювального каналу та алгоритму керування. Експериментальні дослідження передбачають використання стенду з мікроконтролерним керуванням, пропорційною пневматикою й оптичним засобом контролю положення торця пруткової заготовки.

Експериментальна програма охоплює визначення характеристик оптичного індикатора та дослідження процесу позиціювання за різних значень маси заготовки й довжини подачі. Основними оцінюваними показниками є відхилення осьового положення до затиску та тривалість процесу. Статистичне опрацювання, регресійний аналіз і зіставлення з результатами математичного моделювання використовуються для оцінювання відповідності розрахункових залежностей поведінці фізичної системи.

Технологічні наслідки підвищення точності розглядаються за сценаріями зменшення припуску на підрізання торця, або виключення цієї операції. Оцінювання відповідних матеріальних, енергетичних, часових і вартісних показників виконується розрахунковим способом для прийнятих умов токарної обробки.

4.1 Мета, завдання та план експериментальних досліджень

Метою фізичного експерименту подачі в активний упор є отримати залежності часу виходу заготовки на позицію в межах поля допуску відносно її маси та довжини подачі, а також визначення можливої досяжної точності при запропонованому методі осьового позиціювання заготовки. Досягнення мети

дозволить зробити висновок про правдоподібність математичної моделі та даних отриманих в результаті математичних розрахунків.

Для реалізації мети поставлено наступні завдання:

- визначити чутливість та повторюваність спрацювання оптичного приладу ідентифікації положення торця заготовки;

- розробити та виготовлення елементів експериментальної установки;

- розробити програму управління активним упором;

- провести та проаналізувати результати багатофакторного експерименту подачі в активний упор.

З огляду на завдання бачимо, що є необхідність в проведенні двох експериментів: визначення чутливості оптичного приладу та визначення відхилень торця прутка від необхідного положення в процесі його подачі в активний упор до та після остаточної фіксації. Обидва експерименти мають свої особливості, що створює необхідність їх окремого планування.

4.1.1 Планування дослідження точності, чутливості та стабільності оптичного засобу визначення осьового положення торця пруткової заготовки

Метою експерименту є визначення порогової лінійної чутливості (роздільної здатності) та стабільності спрацювання оптичного індикатора наявності при мікропереміщеннях перекриваючого елемента. Завдання планування полягають у формалізації змінних експерименту, визначенні алгоритму пошуку точки розриву оптичного променя та встановленні необхідного обсягу вибірки, що забезпечує статистичну достовірність отриманих результатів. За своєю природою дослідження є однофакторним експериментом із дискретною функцією відклику, що суттєво відрізняє його від багатофакторних регресійних планів, адже тут розв'язується задача пошуку точки переходу логічного стану вздовж однієї координати. Функцією відклику Y виступає логічний стан оптичного індикатора, який набуває лише двох значень: «0» – оптичний промінь перекрито рухомою губкою і «1» – промінь не

перекрито, сигнал наявний. Керуючим фактором X є лінійне переміщення перекриваючого елемента, яке задається сумарним розміром блоку кінцевих мір довжини (КМД), при цьому мінімальний інструментально досяжний крок варіювання фактора становить 1 мкм. До фіксованих факторів, значення яких підтримуються незмінними протягом усього експерименту, віднесено зусилля контакту вимірювальних поверхонь, що стабілізується храповим механізмом мікрометра, жорсткість кріплення оптичної пари та температурний режим середовища. Саме сталість цих умов дозволяє інтерпретувати весь розкид результатів як прояв власної чутливості й стабільності індикатора, а не супутніх конструктивних факторів.

Оскільки точна координата спрацювання датчика заздалегідь невідома, а прямий повний перебір усього діапазону з мінімальним кроком 1 мкм був би невиправдано трудомістким, план експерименту передбачає двостадійну пошукову стратегію. На першій стадії – грубого пошуку (апроксимації) – керуючий фактор монотонно збільшується з відносно великим кроком до моменту первинної зміни функції відклику з «0» на «1»; це дозволяє швидко локалізувати вузьку зону переходу логічного стану без витрат часу на сканування завідомо незначущих ділянок діапазону. На другій стадії ппроводимо прецизійне сканування у вже локалізованій зоні переходу де фактор змінюється мінімально можливим інструментальним кроком (1 мкм), що й забезпечує фіксацію точного порогового значення з максимальною для даного обладнання роздільною здатністю. Положення, за якого вперше зафіксовано зміну сигналу з «1» на «0», приймається за поточне (одиничне) значення координати спрацювання $X_{\text{сп}}$. Перед початком кожного нового циклу елемент повертається у вихідне положення поза зоною перекриття, механічний натяг мікрометричного гвинта знімається й задається заново, щоб виключити перенесення пружних деформацій, або залишкового люфту з попереднього циклу на результат наступного. Додатково стратегія передбачає почергове проходження зони порогу в прямому (збільшення розміру КМД) та зворотному (зменшення розміру КМД) напрямках – це закладено в план для того, щоб виявити можливий

механічний, або оптичний гістерезис індикатора, тобто розбіжність між точкою спрацювання при наближенні перешкоди й точкою відпускання при її відведенні, яка є самостійною характеристикою якості датчика поряд із власне пороговою чутливістю.

4.1.2 Планування експериментального дослідження точності та швидкості осьового позиціювання пруткової заготовки з активним упором

Як функція відклику (вихідний параметр) Y приймаються похибка осьового позиціювання торця пруткової заготовки δZ – відхилення фактичного положення торця прутка після завершення циклу позиціювання механізмом подачі від заданого (номінального) положення та t – значення часу подачі заготовки, що вимірюється від команди про початок циклу до його завершення. Вимірювання δZ виконується безпосередньо перед затиском заготовки в цанзі шпинделя, адже механізм активного упору не здатен повноцінно вплинути на фактори впливу з боку затискних механізмів. До керованих факторів X_i, рівні яких встановлюються експериментатором цілеспрямовано, віднесено: X_1 – довжина подачі прутка; X_2 – поточна маса заготовки.

Для кожного фактора фіксуються три рівні варіювання – верхній $(+1)$, нульовий (основний, 0) та нижній (-1), що встановлюються з урахуванням технологічно допустимого діапазону роботи механізму подачі та конструктивних обмежень активного упору. До некерованих (шумових) факторів, які здатні впливати на функцію відклику, але не можуть бути жорстко зафіксовані в ході експерименту, віднесено: температуру робочого тіла системи позиціювання, яка змінюється в процесі тривалої роботи компресора та впливає на її фізичні характеристики; ступінь зношення елементів каналу подачі прутка (люфти, зміна коефіцієнта тертя). Для мінімізації впливу цих факторів на результати експерименту передбачається: витримка технологічної паузи для стабілізації теплового режиму перед початком серії дослідів; проведення повного циклу дослідів у максимально стислий термін для мінімізації прогресуючого зношування елементів; а також рандомізація порядку дослідів.

Перед проведенням активного факторного експерименту необхідно пересвідчитися, що досліджуваний технологічний процес позиціювання торця пруткової заготовки при автоматичній подачі перебуває у стані статистичної керованості. Це означає, що мінливість похибки осьового позиціювання δZ зумовлена виключно дією випадкових причин, притаманних самій системі верстат-пристрій-заготовка, а не проявом особливих причин мінливості. До особливих причин, характерних для механізму подачі прутка, слід віднести:

- заклинювання прутка в напрямних цанги або труби-подавача;
- падіння тиску в пневматичній системі демпфувального упору;
- знос або підвищене тертя в затискному механізмі;
- порушення синхронізації циклу подачі з роботою верстата.

Наявність таких причин проявляється на контрольних картах у вигляді виходу точок за контрольні межі, серій, трендів або інших неприпустимих закономірностей. Лише після підтвердження статистичної керованості процесу отримані експериментальні дані можуть вважатися придатними для побудови регресійної моделі, оскільки в керованому процесі розкид результатів є передбачуваним і однорідним.

Для забезпечення статистичної достовірності оцінок математичного сподівання та дисперсії похибки базування, спираючись на наслідки центральної граничної теореми та критерії збіжності t-розподілу, обсяг вибірки для кожної експериментальної страти був прийнятий $N = 30$ [107]. Відповідно до стандартної практики статистичного управління процесами, цей масив розбивається на раціональні підгрупи обсягом $n = 5$ вимірювань кожна:

$$k = N/n = 30/5 = 6 \text{ підгруп.}$$

Формування підгруп відбувається за принципом мінімізації мінливості всередині підгрупи та максимізації можливості виявлення мінливості між підгрупами, тобто вимірювання, що входять до однієї підгрупи, виконуються послідовно, у межах короткого проміжку часу, за незмінних умов налаштування

верстата. Це дозволяє віднести всю мінливість усередині підгрупи до дії випадкових причин, а зміни між підгрупами – до дії особливих причин. З огляду на кількість вимірювань, у нашому випадку оптимальним буде використання карт середніх значень та розмахів.

Карта середніх значень ($\bar{X}$-карта) відображає стабільність налаштування процесу, тобто його точність. За допомогою цієї карти перевіряється, чи не відбувається систематичне зміщення середньої координати зупинки торця прутка з часом – наприклад, унаслідок теплового дрейфу гідросистеми демпфера, поступового зношування упору чи послаблення затискних елементів.

Карта розмахів (R-карта) відображає повторюваність процесу. Вона дозволяє встановити, чи не зростає розкид вильоту прутка в межах підгрупи з часом, що може свідчити про появу люфтів, нестабільність тертя, або нерівномірність роботи пневматичної системи позиціювання.

Аналіз обох карт виконується спільно: карта R аналізується першою, оскільки контрольні межі $\bar{X}$-карти розраховуються на основі середнього розмаху $\bar{R}$, і лише за умови статистичної керованості розсіювання має сенс аналізувати стабільність середнього.

Для встановлення кількісної залежності $\delta Z = f(X_1, X_2)$ обґрунтовано застосування повного факторного експерименту (ПФЕ) типу 2^2 – двох факторів на двох рівнях, що дозволяє отримати лінійну (з урахуванням ефекту взаємодії) модель відклику при мінімальній кількості дослідів ($N = 2^2 = 4$ основних досліди плюс досліди в центрі плану для оцінки дисперсії відтворюваності та перевірки на нелінійність). У разі, якщо попередній аналіз, або результати дослідів у центрі плану вкажуть на суттєву нелінійність процесу демпфування в межах досліджуваного діапазону, план розширюється до 3^2 (три рівні кожного фактора), що дає змогу побудувати модель другого порядку.

Таблиця 4.1 – Матриця планування експерименту 2^2 у кодованих та натуральних значеннях

№ досліду	X_1, код	X_2, код	Довжина подачі, мм	Маса заготовки, кг
1	-1	-1	нижній рівень 20 мм	нижній рівень, 16 мм – 1,56 кг
2	$+1$	-1	верхній рівень 100 мм	нижній рівень 16 мм – 1,56 кг
3	-1	$+1$	нижній рівень 20 мм	верхній рівень 32 мм – 6,53 кг
4	$+1$	$+1$	верхній рівень 100 мм	верхній рівень 32 мм – 6,53 кг
5	0	0	нульовий рівень 40 мм	нульовий рівень 20 мм – 2,46 кг

Натуральні значення рівнів факторів визначаються на етапі підготовки експерименту виходячи з технічних характеристик механізму подачі та номенклатури заготовок. Досліди відповідно до матриці планування виконуються не в порядку їх номерів, а у випадковому порядку, встановленому за допомогою генератора випадкових чисел. Необхідність рандомізації зумовлена прагненням виключити вплив систематичних (дрейфових) трендів на результати оцінки коефіцієнтів моделі. Зокрема, у процесі тривалої роботи верстата відбувається поступовий нагрів робочих органів, що супроводжується зміною лінійних розмірів. Якщо досліди проводити в порядку зростання номерів, цей тренд накладеться на дію факторів і буде хибно інтерпретований як їхній ефект, спотворюючи оцінку коефіцієнтів регресії. Рандомізація порядку дослідів дозволяє розсіяти вплив таких трендів рівномірно між усіма точками плану, перетворивши систематичну похибку на випадкову складову.

4.2 Експериментальне визначення характеристик точності оптичного засобу вимірювання осьового положення торця пруткової заготовки

Для проведення експерименту створено стенд, який імітує процес лінійного переміщення циліндричного об’єкта, траєкторія якого перетинає промінь оптичного пристрою, розриваючи його по ходу руху. У якості циліндричного об’єкту виступає рухомий щуп мікрометра Mitutoyo 293-330-30, напрямок руху якого задано перпендикулярно до оптичної осі давача положення завдяки верстатному повірочному кутнику та плоскій поверхні стола верстата (рис. 4.1).

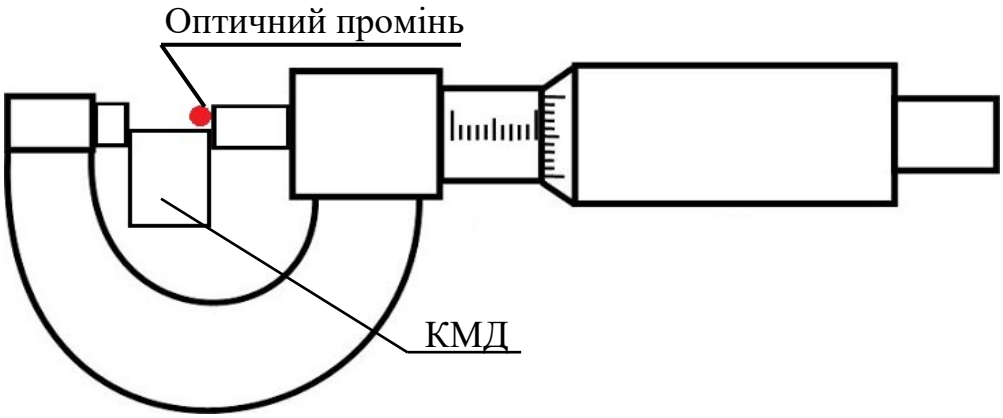


Рисунок 4.1 – Схематичне зображення експерименту з оптичним приладом

При позиціюванні мікрометра необхідно взяти до уваги необхідність певного зміщення його осі відносно оптичної осі вимірювального приладу таким чином, щоб вони не перетинались, забезпечивши цим вільну площу вимірювальної губки, яка буде контактувати з КМД (рис. 4.2). Після коректного виставлення положення всі пристрої жорстко фіксуються до стола верстата і проводиться експеримент.

У кожному вимірювальному циклі після фіксації порогової точки при прямому ході (зменшення розміру КМД, перехід «1»→«0») виконується безпосередньо продовження того самого циклу в зворотному напрямку: губка мікрометра рухається в протилежному напрямку до моменту, коли сигнал

повертається з «0» на «1». Тоді губка фіксується та відстань між ними вимірюється завдяки блоку КМД – це дає другу оцінку порогової координати $X_{\text{зв},i}$ для того самого циклу.

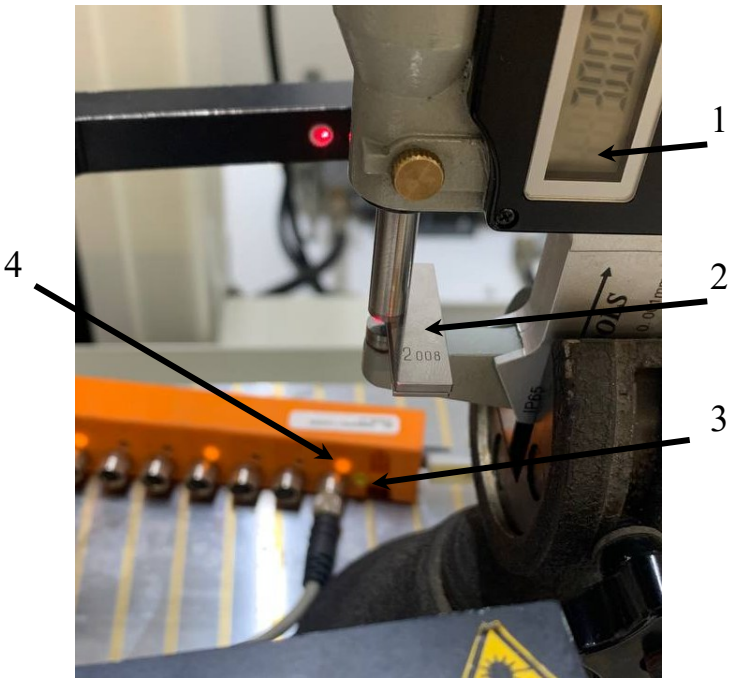


Рисунок 4.2 – Загальний вигляд стенду: 1 – цифровий мікрометр; 2 – набір плиток КМД; 3 – індикатор живлення оптичного давача; 4 – індикатор відсутності перешкоди

Різниця між прямим і зворотним значенням у межах одного циклу, $\Delta X_i = |X_{\text{пр},i} - X_{\text{зв},i}|$, є одиничною оцінкою ширини гістерезису індикатора. Оскільки ця величина отримується в одному й тому самому циклі, за одних і тих самих миттєвих умов, вона дозволяє відокремити систематичну складову – власне гістерезис, як конструктивну властивість оптичної пари від випадкового розкиду, зумовленого вібраціями та дифракційними ефектами, який проявляється радше в розкиді самих значень $X_{\text{пр},i}$ та $X_{\text{зв},i}$ між різними циклами, ніж у межах одного циклу.

Повна серія з $n = 30$ циклів виконується з дотриманням умов, що виключають накопичення систематичних похибок протягом досліду: послідовність циклів не прив'язується до єдиного монотонного часового

процесу, а моменти виконання окремих циклів чергуються так, щоб можливий тепловий дрейф елементів кріплення чи поступове напрацювання (притирання, знос) різьби мікрометричного гвинта не корелювали односпрямовано з номером циклу і, відповідно, не спотворювали оцінку розкиду результатів як систематичний тренд.

При вимірюванні використовувались плитки товщиною 1,008 мм, 2,001-2,009 мм та 1,057 мм. Отримавши результати вимірів (таб. 4.2) можна розрахувати вибіркове середнє координати спрацювання за формулами:

$$\bar{X}_{\text{пр}_{\text{сп}}} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} X_{\text{пр}_{\text{сп},i}} = 3004{,}9;$$

$$\bar{X}_{\text{зв}_{\text{сп}}} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} X_{\text{зв}_{\text{сп},i}} = 3063{,}8.$$

яке приймається за оцінку математичного сподівання точки розриву оптичного променя, тобто за номінальну позицію спрацювання індикатора. Розкид результатів навколо цього середнього кількісно описується вибірковою дисперсією та середньоквадратичним відхиленням:

$$S_{\text{пр}}{}^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(X_{\text{пр}_{\text{сп},i}} - \bar{X}_{\text{пр}_{\text{сп}}}\right)^2 = 2{,}44$$

$$S_{\text{зв}}{}^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(X_{\text{зв}_{\text{сп},i}} - \bar{X}_{\text{зв}_{\text{сп}}}\right)^2 = 3{,}27$$

Величина дисперсії безпосередньо характеризує фактичну чутливість і стабільність оптичного індикатора, а також свідчить про те, що поріг спрацювання не чіткий однак на величинах в кілька мікрометрів це може пояснюватись різними випадковими факторами: тепловими деформаціями чи дифракційні ефектами. Оскільки обидва значення дисперсії близькі, можна зробити висновок, що давач має однакову точність не залежно від поточного стану, що зі свого боку доводить можливість його використання в якості індикації положення торця заготовки.

Таблиця 4.2 – Значення положення рухомої губки мікрометра при спрацюванні оптичного давача, мкм

№	Значення прямий хід $X_{\text{пр}}$, мкм	Значення зворотний хід $X_{\text{зв}}$, мкм	№	Значення прямий хід $X_{\text{пр}}$, мкм	Значення зворотний хід $X_{\text{зв}}$, мкм
1	3005	3065	16	3004	3062
2	3006	3065	17	3007	3066
3	3005	3064	18	3005	3065
4	3002	3062	19	3005	3064
5	3007	3066	20	3007	3065
6	3005	3065	21	3003	3061
7	3006	3066	22	3006	3066
8	3006	3065	23	3002	3060
9	3003	3061	24	3002	3061
10	3004	3061	25	3006	3064
11	3006	3065	26	3004	3062
12	3005	3065	27	3007	3066
13	3005	3064	28	3006	3063
14	3005	3065	29	3006	3064
15	3002	3063	30	3005	3063

Для визначення положення торця заготовки при її русі в напрямку розірвання променя, або ж його відновлення необхідно враховувати середній та максимальний гістерезис спрацювання, які визначаються за формулами:

$$\bar{H} = \left| \bar{X}_{\text{зв}_{\text{сп}}} - \bar{X}_{\text{пр}_{\text{сп}}} \right| = 59.1 \text{ мкм}$$

$$H_{max} = max\left(X_{\text{зв}_i} - X_{\text{пр}_i} \right) = 61 \text{мкм}$$

Для того, щоб не враховувати гістерезис при кожному циклі подачі достатньо забезпечити стабільну послідовність напрямків руху заготовок, що і зроблено у програмі, яка досилає заготовку до розриву оптичного датчика навіть якщо зупинка відбулась раніше і за даними положення штока активного упора перебуває в допуску.

4.3 Експериментальний стенд і технічні засоби реалізації системи активного осьового позиціювання

Для реалізації фізичного експерименту та перевірки теоретичних припущень сконструйовано стенд з активним упором на основі структури розробленої у розділі 3. Він встановлений на токарний верстат Hardinge HLV-H з можливістю змінювати своє положення вздовж осі шпинделя, що і задає довжину подачі заготовки. Основним робочим елементом пристрою є пневматичний циліндр Festo DSMU-16-25-PPV-A (рис. 4.3, поз. 8), адже при тиску пневмосистеми 6 бар, що входить в межу робочого діапазону більшості компресорних установок, зусилля становитиме близько 100 Н.

4.3.1 Структура та елементна база експериментального стенду на платформі Arduino

На рисунку 4.3 зображена пневматична схема частини стенду, що розміщена попереду шпинделя, адже із його хвостової сторони змонтовано схожий циліндр з розподільником для подачі заготовки.

Блок підготовки повітря забезпечує належні параметри для робочого органу пневмосистеми таким чином, щоб вони вважалися однаковими протягом проведення всіх експериментів, а саме стабільний тиск у 6 бар, що налаштовано завдяки регулятору тиску 6, чистоту повітря, що забезпечується фільтруючим елементом у 15 мкм та вміст мастильного матеріалу для запобіганню зносу рухомих елементів.

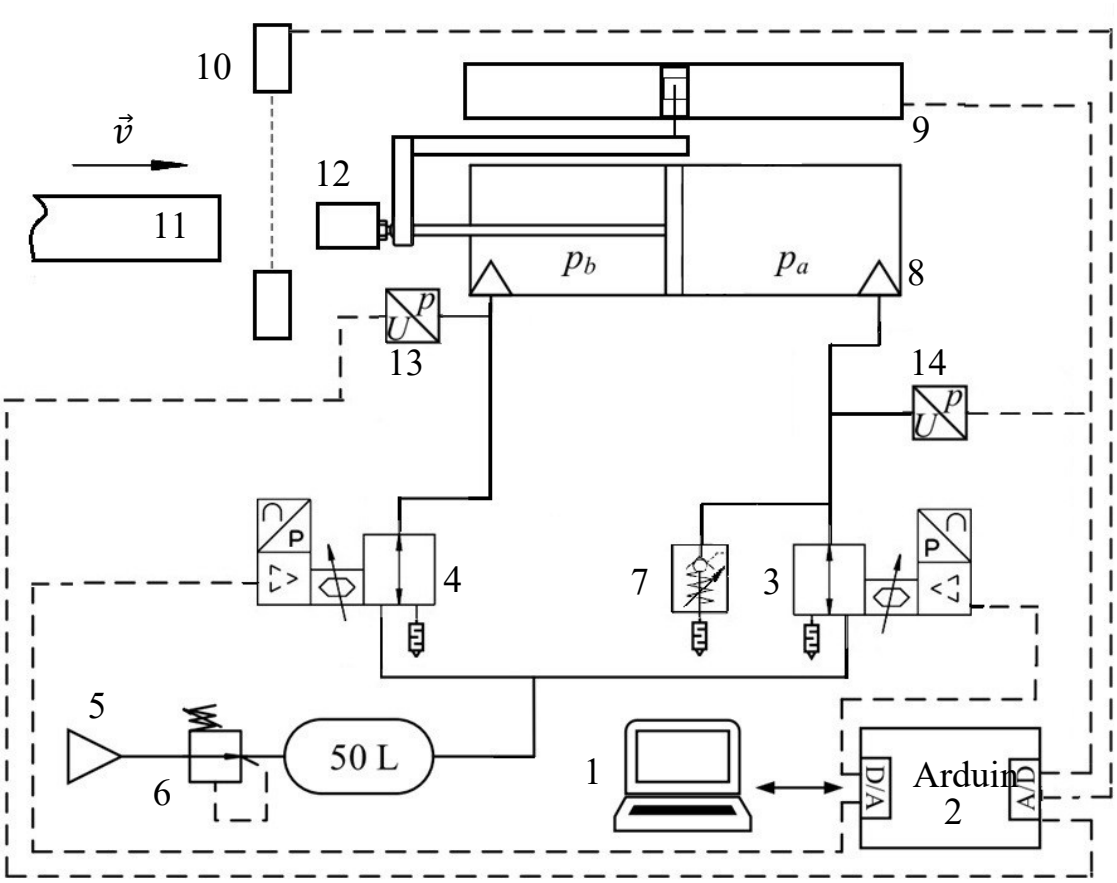


Рисунок 4.3 – Пневматична схема експериментального стенду: 1 – ПК; 2 – мікрокомп'ютер Arduino Nano; 3,4 – пропорційні клапани тиску; 5 – джерело тиску; 6 – редукційний клапан; 7 – зривний клапан; 8 – пневмоциліндр активного упору; 9 – лінійний давач положення (штангенциркуль Mitutoyo); 10 – оптичний датчик положення InDev; 11 – заготовка; 12 – наконечник; 13, 14 – давачі тиску.

Для виставлення кінця штока активного упора на координату позиції початку гальмування тиск повітря регулюється в обох порожнинах пневмоциліндра 8 завдяки пропорційних клапанів тиску 3 та 4 VEAA-B-3-D11-F-V2-1R1 та контролюється завдяки давачам тиску 13, 14, що розташовані в корпусі цих клапанів. Паралельно клапану 3 до порожнини p_a підключено зривний клапан 7 з тиском спрацювання 6 бар, що необхідно для забезпечення досягнення розрахованої сили гальмування. Також встановлено 2 розподільника MFH-5-1/8-B, які відповідають за контроль двох пневмоциліндів: Rexroth 05W30, що відповідає за подачу заготовки і закріплений у хвостовій частині шпинделя

(рис. 4.4) та DSNU-8-80-P-A, який забезпечує переміщення блоку активного упору в напрямку до робочої позиції та у зворотній бік. Їх підключення вказано на рис. В1 додаток В.



Рисунок 4.4 – Установлений пневматичний циліндр подачі заготовки

Напрямок руху задається лінійною напрямною з кареткою Hiwin MGNR 12 H перпендикулярно осі обертання шпинделя. Для зменшення шуму від різкого витоку повітря всі місця його виходу організовано через глушники.

Електричне схема (рис. 4.5) включає первинну магістраль живлення постійного струму напругою 24 В, яка забезпечує енергією силові виконавчі пристрої та промислові давачі. Для узгодження рівнів напруги з логічною частиною системи застосовано понижуючий перетворювач постійного струму LM2596. Зазначений перетворювач електрично з'єднаний вхідними клемами з магістраллю 24 В, а його вихідний каскад генерує стабілізовану напругу 5 В постійного струму для живлення мікропроцесорного модуля та низьковольтної периферії.

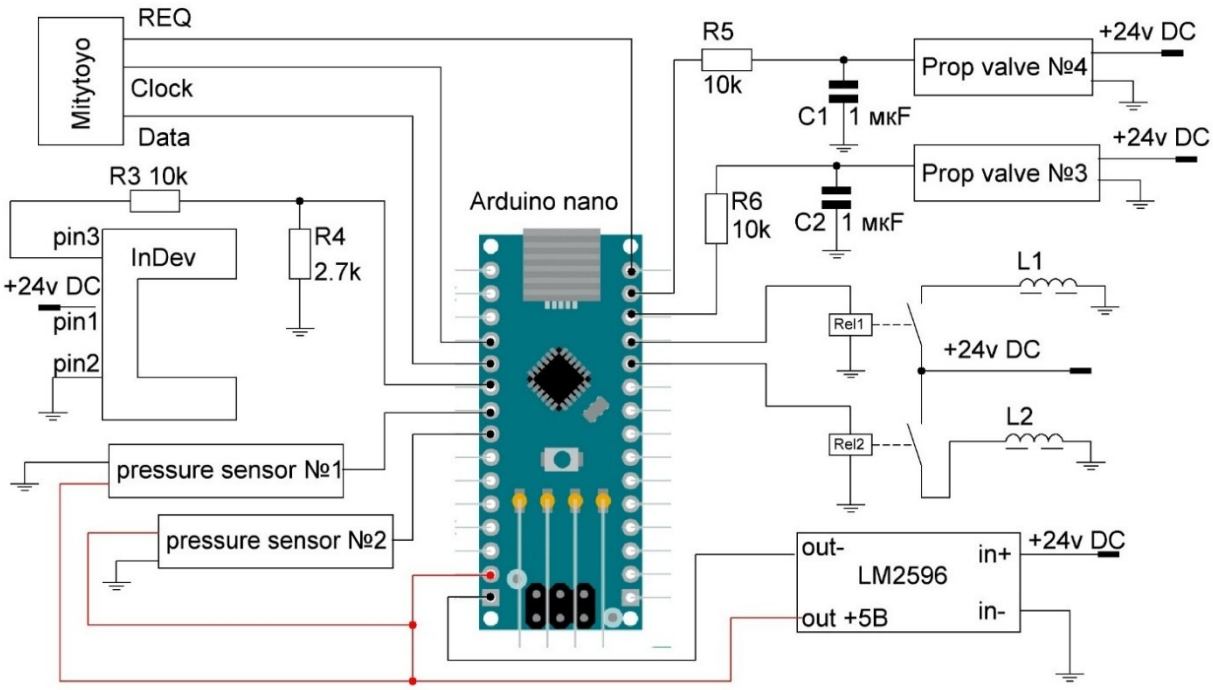


Рисунок 4.5 – Принципова електрична схема підключень компонентів

Основним обчислювальним вузлом обрано мікроконтролерний пристрій (МП) Arduino Nano, що під номером 2 на рисунку 4.3, адже його характеристики дозволяють виконувати поставлені завдання, що також підтверджується іншими дослідженнями [108 - 110]. Він має можливість взаємодії з пропорційним клапанами тиску VEAA-B-3-D11-F-V2-1R1 (позиція 3 та 4 на рис. 4.3), що на рисунку 4.5 позначені позиціями prop valve №3 та №4, через свої цифрові піни D10-D11, що мають можливість частотної модуляції сигналу 0-5 В для задання команди про переміщення золотника. Сигнал фільтрується від високочастотного шуму, який часто присутній при використанні широтно-імпульсної модуляції (ШІМ) завдяки резистивно-ємнісному фільтру, де R=10 кОм та C=1 μF. Для контролю переміщення штока завдяки зміні тисків використовується електронний штангенциркуль Mitutoyo моделі CD-P15K з ціною поділки 0,01 мм. Він підключений через спеціальний інтерфейс Mitutoyo Digimatic на виходах якого є 3 контакти: req, clock та data. На контакт req подається сигнал-запит про надання інформації про положення. Тоді на з’являється кодований сигнал на виходах clock та data таким чином, що позитивне значення напруги на clock

означає необхідність зчитати інформацію з data. Таким чином відбувається синхронізація передачі та зчитування даних та підвищується надійність переданої інформації. Сигнал на req подається з піна D12, тоді як інформація з clock і data приходить на аналогові контакти A0 та A1 відповідно. На рисунку 4.3 рухомий щуп давача положення кінематично пов'язаний зі штоком пневмоциліндра через наконечник для безперервного контролю його позиції. Оптичний давач наявності заготовки 10 InDev моделі LFLB-120-PS/M8, клеми живлення якого (пін 1, пін 2) підключені до шини 24 В видає дискретний вихідний сигнал на пін 3, що комутується з аналоговим входом A2 МП через узгоджувальний асиметричний резистивний дільник напруги: R3 = 10 кОм, R4 = 2,7 кОм, що захищає логічний порт від перенапруги. Тиск у порожнинах пневматичного циліндру визначається завдяки давачам тиску 13 та 14, що на рис. 4.3 позначені як pressure sensor №1 та №2. Вони живляться від шини 5 В, а сигнальні лінії безпосередньо підключені до аналогових входів МП A3 та A4 відповідно. Розподільники Festo MFH-5-1/8-B керуються електромагнітними котушками з індуктивностями L1 та L2 що розраховані для роботи з напругою 24В та можуть споживати до 1 А, що є неможливим для виходів МП. Живлення для електромагнітних котушок клапанів надходить від силової шини через комутуючі реле SCHRACK RT424005 [111] (Rel 1, Rel 2), які зі свого боку керуються сигналами від МП напругою 5 В через піни D9, D8 відповідно. Таким чином знімається силове навантаження з плати МП.

4.3.2 Алгоритм функціонування експериментального стенду із системою відстеження осьового положення

Для створення керуючої програми МП необхідно визначитись із точним алгоритмом роботи пристрою позиціювання заготовки. Наявність продуманого алгоритму функціонування системи подачі заготовки допоможе при створенні механізмів на базі інших функціональних елементів та аналізувати причини виникнення неполадок, що можуть виникати в процесі експлуатації. Для кращого розуміння алгоритму зазвичай реалізується його візуалізація у вигляді

блок схеми, що і представлено на рисунку 4.6. Цикл подачі починається з розтиску заготовки ЗМ верстата, що в нашому випадку виконується вручну. Одразу з процесом розтиску запускається алгоритм розроблений опираючись на роботу [112], що забезпечує точний вихід активного упору на розраховану позицію гальмування.

Для реалізації даного алгоритму необхідно ввести механізм активного упору в зону роботи по лінійній напрямній Hiwin MGNR 12H перпендикулярно осі шпинделя, що організовано через силову взаємодію пневматичного циліндра Festo DSNU-8-80-P-A, управліннння яким здійснюється через пневматичний розподільник MFH-5-1/8-B, а саме активацією його котушки L1 через сигнал з піна D9. Коли блок активного упору виведено на позицію його роботи запускається основний алгоритм, який полягає в контролі положення штоку активного упору та зміни тисків у його порожнинах завдяки пропорційним клапанам відповідно до зміни його позиції. При наближенні до розрахованої координати гальмування починає відкриватись пропорційний клапан 4 збільшуючи тиск у порожнині p_b, таким чином, щоб зусилля з обох сторін поршня зрівнялись та досягли максимально можливого при номінальному тиску системи у позиції гальмування штока, яка фіксується закриттям золотників пропорційних клапанів.

Після досягнення заданої позиції наконечника активного упора, через сигнал з піна D8 активується котушка L2 розподільника, що керує циліндром подачі заготовки, для її переміщення в зону різання верстата. Подача триватиме до виконання умови контакту з наконечником, який виготовлений з нейлону для запобігання пластичних деформацій торця заготовки при ударному контакті для забезпечення незмінності геометрії контактуючої поверхні. Сам контакт можна виявити з огляду на декілька показників: ріст тиску в порожнині p_{a} – активного упору; зміна сигналу лінійного давача положення штоку; завдяки сигналу інтегрованого давача наявності в наконечнику. У нашому випадку використаєм зміну показників давача лінійного положення. Контакт заготовки з пневматичним циліндром провокує наступну реакцію системи: припинення подачі, тобто деактивація котушки L2, спуск повітря з порожнини p_b через

перемикання пропорційного клапана 4, зміна позиції розташування наконечника. Після припинення взаємодії пневмоциліндра подачі із заготовкою, остання продовжує рух завдяки інерції, що зменшується по ходу гальмування. Для забезпечення плавності зупинки та припинення після неї силового впливу стисненого повітря на заготовку, надлишковий тиск стравлюється через пропорційний клапан 3, таким чином, щоб на момент зупинки тиск у обох порожнинах активного упора був рівний атмосферному. Повна зупинка розпізнається завдяки давачу лінійного положення, а саме стабільності його показників протягом трьох послідовних періодів зчитування інформації (0,03 с). Наступні дії залежать від позиції в якій відбулась зупинка заготовки: до перетину променя, чи після цієї події. Якщо заготовка зупинилась до необхідної позиції, відбувається повторна взаємодія з штоком пневмоциліндра подачі, що забезпечується активацією котушки L2 та зменшенням тиску в порожнині p_b, що підтримується до зміни сигналу оптичного датчика. Таким чином умова про розривання оптичного сигналу виконується, що дозволяє надалі об'єднати два варіанти розвитку подій, прийнявши при цьому до уваги відмінності стану системи, а саме: положення золотника пневмоциліндра подачі, тобто активність його котушки. У такому випадку зворотна подачі заготовки починається з повторної команди L2=0, що забезпечить відсутність впливу циліндра подачі на заготовку.

Зворотна подача забезпечується управлінням тиском завдяки пропорційному клапану 3, що керується цифровим виходом D11 та контролюється через давач тиску підключений до піна A3. Коли оптичний сигнал від давача наявності відновлюється подача припиняється завдяки команді про нову позицію упора, що призводить до з'єднання порожнини p_a з атмосферою через сигнал 0 В на пін D11 та відкриття пропорційного клапана 4 подаючи на пін D10 напругу 5 В. Коли давач положення штока активного упора підтвердить його наявність у новій координаті деактивується котушка L1 для автоматичного перемикання золотника пружиною, що спричинить відведення блоку позиціювання з поля обробки. Одразу як місце звільнилось проводиться вимір положення торця заготовки.

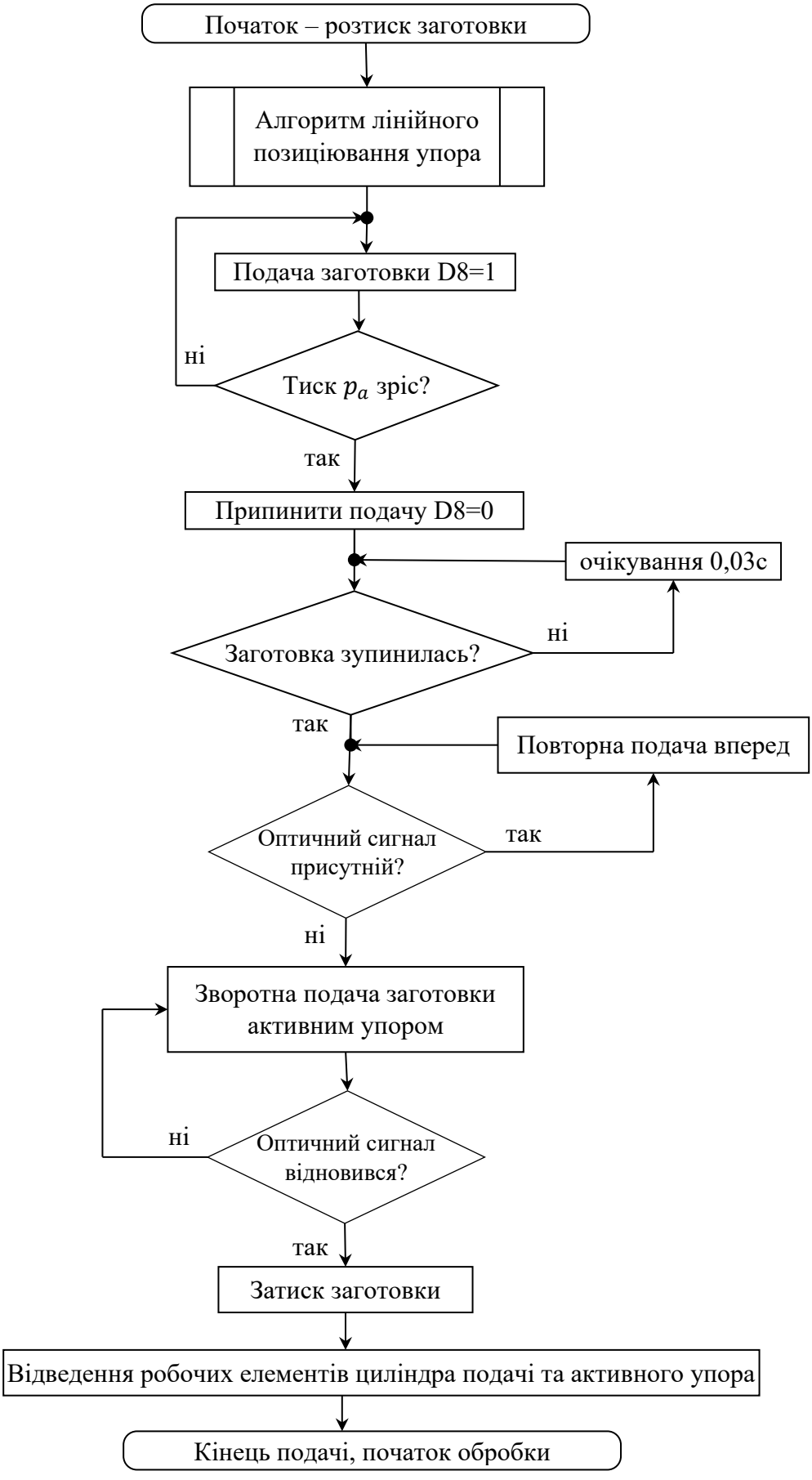


Рисунок 4.6 – Блок схемам алгоритму подачі заготовки

4.3.3 Програмне забезпечення автоматизації системи керування активним упором на платформі Arduino

Реалізація вищеописаного алгоритму дій забезпечується виконанням керуючої програми (додаток Г), що написана на мові С++ в середовищі ArduinoIDE для МП Arduino Nano. Програма складається з декількох елементів: задання глобальних змінних та констант, додаткові функції, підпрограма, блок одноразової ініціалізації та основна програма, що постійно виконується. Константи напряму пов'язані з елементами, що використовуються в експериментальному стенді та потребують деяких перетворень для переведення реальних значень у формат зрозумілий платі.

Згідно документації [113], значення зусилля висування та втягування циліндра активного упору при тиску в 0,6 МПА становить: $F_{a0.6} = 120{,}6$ Н та $F_{b0.6} = 103{,}7$ Н відповідно. Звідси можна визначити співвідношення активних площ поршня, що необхідно враховувати при заданні тиску для досягнення необхідного зусилля:

$$\frac{S_a}{S_b} = \frac{F_{a0.6}}{F_{b0.6}} = \frac{120{,}6}{103{,}7} = 0{,}86$$

Оскільки управління циліндром буде проводитись регулюючи тиск в обох порожнинах одночасно, доцільно обмежити максимальне зусилля програмно в обидва боки, щоб клапан не мав можливості увійти в перенасичення. Зусилля у 100Н відповідає як попередньо застосованому при математичних розрахунках так і не створює значного обмеження в роботі циліндра, при тому, що воно накладається лише на позиційні маніпуляції, тоді як сила гальмування задається зривним клапаном. Для ефективного керування пневмоциліндр необхідно організувати базовий тиск підпору, що підвищить жорсткість системи як показано в дослідженні [114]. Для забезпечення однакового зусилля в порожнинах циліндра на рівні 80% від обмеження, тиски в порожнинах мають набути наступних значень: $p_a = 0{,}4$ МПа та $p_b = 0{,}464$ МПа, для чого напруга на пропорційних клапанах має набути наступних значень:

$$V_{pa} = p_a \cdot V_{v.max}/p_{v.max} = 2 \text{ В}$$

$$V_{pb} = V_{pa}/0.86 = 2{,}32 \text{ В}$$

при умові, що за максимальної напруги керування клапан прагне досягти максимально допустимого для нього тиску в 1 МПа та приймаючи лінійну залежність між напругою сигналу та вихідним тиском. При русі поршня зміна напруги буде здійснюватися на обох клапанах зменшуючи тиск в одній порожнині та збільшуючи в іншій. Будь-який клапан має певний гістерезис на спрацювання, тобто величину зміни напруги, яка не викликає зміщення золотника. У нашому випадку виробником зазначений гістерезис у 0,25% від повного діапазону тобто 0,0125 В. Для пришвидшення реакції системи на керуючі сигнали варто одразу враховувати тертя, яке виникає між поршнем, штоком та стінками пневматичного циліндра. В нашому випадку тертя складає близько 2 Н, для компенсації яких достатньо 0,05 В. Враховуючи гістерезис сумарна компенсація становитиме 0,06 В.

Традиційний ПІД контур реагує на помилку положення, що за наявності значних сил тертя та інерції може призводити до відхилень від бажаного, оптимального закону руху. Щоб цього уникнути виконують випереджальну компенсації детермінованих збурень завдяки введенню в керуючий сигнал додаткових параметрів прямого зв'язку: компенсація сил тертя; параметри зміщення, що обчислюються для усунення зони нечутливості в зоні нульових швидкостей; компенсація інерційних сил, що визначається на основі другого закону Ньютона і прямо залежить від прискорення заданої траєкторії та поточної маси заготовки. У нашому випадку сила тертя складає близько 2 Н, що при переводі в напругу на пропорційному клапані складе 0,05 В. Компенсація в’язкого тертя отримана емпіричним шляхом буде становити 0,02 В. Для коефіцієнта згладжування швидкості приймемо значення 0,05. Тоді в системі для ПІД регулювання загальна сила тертя буде розраховуватись за наступною формулою:

$$F_{fric} = F_c \tanh(v/v_s) + b_v \cdot v = 0{,}05 \cdot \tanh(v/0{,}05) + 0{,}02 \cdot v,$$

де F_c – кулонівська сила тертя, v – поточна швидкість, v_s – коефіцієнт згладжування швидкості, b_v – коефіцієнт в'язкого тертя.

Після зазначення необхідних даних та проведення розрахунків починається підпрограма керування активним упором для виклику якої необхідно подати на вхід значення необхідної позиції торця заготовки та її масу. Її алгоритм циклічно викликається з фіксованим кроком дискретизації у 10 мс. На початку кожної ітерації алгоритм зчитує аналоговий сигнал із лінійного датчика положення та пропускає його через експоненційний фільтр низьких частот для усунення високочастотного електричного шуму, після чого обчислюється поточна похибка позиціювання відносно заданої координати. З метою запобігання автоколиванням механізму в точці зупинки, у систему програмно введено поле допуску 0,5 мм: якщо поточна похибка знаходиться в межах заданого вікна, вона примусово обнуляється, що зупиняє накопичення помилки в інтегральній ланці ПІД регулятора та стабілізує шток. Для забезпечення інваріантності системи до зміни навантаження застосовано метод параметричної адаптації, за яким коефіцієнти регулятора динамічно обчислюються як неперервні функції від маси поточної заготовки. Розраховане регулятором керуюче зусилля додатково коригується алгоритмами випереджальної компенсації сухого та в'язкого тертя, що описано вище. Згенероване еквівалентне зусилля перераховується в диференціал напруги, який диференційно накладається на базовий рівень пневматичного підпору пропорційних клапанів з урахуванням асиметрії робочих площ поршня з обох сторін. На фінальному етапі розраховані напруги обмежуються безпечними апаратними межами та перетворюються на квадратні імпульси напруги, що називаються ШІМ-сигналом для фізичного керування клапанами, після чого алгоритм повертає в основний автомат станів верстата логічний статус щодо факту виходу упору на цільову позицію.

Логіка роботи основної програми керування побудована на архітектурі скінченного автомата, що забезпечує жорстку часову та подієву синхронізацію пневмоциліндра подачі, механізму активного упора та оптичної системи контролю. У базовому стані очікування контролер функціонує в інтерактивному режимі, приймаючи через послідовний інтерфейс конфігураційні параметри партії: масу заготовки, її довжину та задану кількість робочих циклів. На основі отриманої довжини алгоритм автоматично обчислює необхідний кінематичний шлях гальмування з урахуванням масо-інерційних характеристик і визначає стартову координату виставлення активного упору, після чого, за командою запуску, ініціює перехід до активної фази та початок відліку часу циклу подачі. На першому етапі система циклічно опитує підпрограму ПІД регулювання, до отримання логічного підтвердження про успішне вихід штока на розраховану позицію. Одразу після стабілізації координати мікроконтролер активує пневморозподільник прямої подачі заготовки, переводячи систему в режим очікування контакту.

Найбільш критичний другий етап – гальмування та прецизійне позиціювання, що реалізовано через безперервний динамічний моніторинг похідної переміщення: момент фізичного зіткнення заготовки з упором ідентифікується програмно за імпульсним зростанням швидкості штока вище заданого порогу чутливості. У момент фіксації контакту алгоритм миттєво виконує реконфігурацію пневматичної схеми: зупиняє рух штовхача та з'єднує порожнину p_b упору з атмосферою для стравлювання тиску підпору, що дозволяє максимально ефективно поглинути кінетичну енергію удару. Одночасно цільова координата для ПІД регулятора апаратно зміщується на фінальну точку зупинки. Після повного гасіння інерції, що підтверджується падінням швидкості штока до нульових значень, алгоритм відновлює жорсткий диференційний підпір для фіксації позиції та зчитує стан оптичного давача. У разі передчасної зупинки та неперекриття променя ініціюється третій, компенсаційний етап короткочасного досилання деталі штовхачем. Успішне позиціювання в зоні оптичного контролю змінює стан системи на очікування

сигналу від оператора про затиск та вимір позиції заготовки, повідомивши йому перед цим тривалість її подачі. Для забезпечення проведення вимірювання втягуються штоки циліндра подачі заготовки та активного упора, який також відводиться із робочої зони верстата. Після підтвердження проведення вимірювання система виконує програмне скидання робочих прапорців, зменшує лічильник партії і, за наявності залишкових циклів, автоматично переходить до обробки наступної деталі, а при нульовому значенні лічильника – повертається у вихідний стан очікування нових параметрів.

4.4 Методика експериментального визначення точності автоматичного осьового позиціювання та опрацювання результатів

Експеримент проводився за температури 20 градусів за Цельсієм у закритому приміщенні без протягів, що забезпечує мінімальний вплив термодинамічних розширень на показники вимірювальних приладів [115] серед яких цифровий індикатор Sylvak моделі μS233 з ціною поділки 1 мкм. Він закріплений у тримачі, який зі свого боку встановлений у різцетримачі верстату Hardinge (рис. 4.7). До корпусу верстата жорстко закріплений механізм активного упору описаний вище. Під кожну окрему заготовку використовувалась відповідна верстатна цанга, затиск якої відбувався в ручному режимі через передачу зусилля на тягову трубу, що проходить в середині шпинделя. На період подачі заготовки індикатор відводився із зони вимірювання завдяки поперечному руху супорта та повертався для вимірювання після звершення подачі та відведення активного упору. Вимірювалось положення торця до та після затиску заготовки завжди в однаковому поперечному положенні супорта верстата щоб виключити вплив його кривизни на результати експерименту. Після вимірювання пруток розтискався та досилався назад вручну до досягнення визначеного планом відступу, який вимірювався лінійкою від торця цанги та дорівнював довжині подачі в експерименті.



Рисунок 4.7 – Загальний вигляд зони позиціювання торця пруткової заготовки у дослідному стенді

Для аналізу результатів вимірювань методом побудови контрольних карт необхідно провести розрахунок граничних меж, що базується на властивостях нормального закону розподілу похибки позиціювання та ведеться в наступній послідовності.

Крок 1. Для кожної i-ї підгрупи розраховуються середнє значення та розмах:

$$\bar{Y}_i = \frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n} Y_{ij}, \tag{4.1}$$

$$R_i = X_{i,max} - X_{i,min}$$

Крок 2. Розраховуються загальне середнє та середній розмах за всіма k підгрупами :

$$\bar{\bar{Y}} = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k} \delta\bar{Y}_i, \qquad \bar{R} = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k} R_i \tag{4.2}$$

Крок 3. Контрольні межі для карти середніх:

$$UCL_{\bar{Y}} = \bar{\bar{Y}} + A_2\bar{R} \tag{4.3}$$

$$CL_{\bar{Y}} = \bar{\bar{Y}} \tag{4.4}$$

$$LCL_{\bar{Y}} = \bar{\bar{Y}} - A_2\bar{R} \tag{4.5}$$

де A_2 – табличний коефіцієнт, що залежить від обсягу підгрупи n; для $n = 5$: $A_2 = 0{,}577$; UCL – верхня критична межа, LCL – нижня критична межа, CL – центральна лінія.

Крок 4. Контрольні межі для карти розмахів: $UCL_R = D_4\bar{R}$, $CL_R = \bar{R}$, $LCL_R = D_3\bar{R}$, де для $n = 5$ табличні коефіцієнти становлять: $D_4 = 2{,}114$; $D_3 = 0$.

Крок 5. Аналіз отриманих карт, який починається з аналізу катри R, оскільки контрольні межі $\bar{X}$-карти залежать від $\bar{R}$, і лише за підтвердження її керованості аналізується карта $\bar{X}$. Процес визнається статистично керованим, якщо на обох картах відсутні точки за межами UCL/LCL, відсутні серії з 7 і більше точок поспіль з одного боку від центральної лінії та відсутні монотонні тренди. За виконання цих умов процес визнається статистично керованим, а отримані дані – придатними для подальшого факторного аналізу.

Перед статистичною обробкою результатів кожної серії паралельних дослідів (підгрупи) виконується перевірка вибірки на наявність грубих помилок – результатів, що суттєво відхиляються від решти значень унаслідок випадкового збою вимірювальної системи, а не дії досліджуваних факторів. Для цього ву нашому випадку доцільно застосувати критерій Діксона, що базується на порівнянні розмаху між підозрілим значенням і сусіднім із ним із загальним розмахом вибірки. Значення, що визнане промахом за обраним критерієм,

виключається з вибірки, після чого розрахунок статистичних характеристик повторюється на основі очищеного масиву даних. Такий підхід гарантує, що подальша побудова регресійної моделі виконується виключно на достовірних експериментальних даних. Після проведення дослідів за матрицею планування та розрахунку коефіцієнтів рівняння регресії виконується послідовна статистична перевірка отриманої моделі.

Дисперсія відтворюваності $S_{\text{в}}^2$ розраховується за результатами паралельних дослідів у кожній точці плану як міра випадкового розкиду результатів, не пов'язаного з дією факторів:

$$S_{\text{в}}^2 = \frac{1}{N(n-1)} \sum_{i=1}^{N} \sum_{j=1}^{n} \left(Y_{ij} - \bar{Y}_i\right)^2,$$

де N – кількість точок плану, n – кількість паралельних дослідів у точці, Y_{ij} – значення що отримали в j-му паралельному досліді i-ї точки плану, $\bar{Y}_i$ – середнє значення n-ої кількості вимірів у i-й точці (4.1). Рівняння регресії для плану 2^2:

$$\hat{Y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2,$$

де x_1, x_2 – кодовані значення факторів (-1 або +1). Кожен коефіцієнт розраховується безпосередньо за результатами дослідів матриці планування:

$$b_k = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} x_{ik} \bar{Y}_i,$$

де N – кількість дослідів у плані (для 2^2– чотири основні досліди), x_{ik} – кодоване значення k-го фактору (стовпця матриці планування, включно зі стовпцем взаємодії $x_1 x_2$) у і-му досліді. Для коефіцієнта b_0 приймається $x_{i0} = 1$ для всіх дослідів, тобто b_0 – це середнє арифметичне всіх $\bar{Y}_i$. Ця формула працює саме тому, що план 2^2 ортогональний (стовпці матриці планування взаємно

перпендикулярні), що є однією з причин, чому такий план обрано. Середньоквадратична похибка коефіцієнта (S_{b_k}) показує наскільки точно обчислено b_k за наявної випадкової мінливості результатів. Вона розраховується через дисперсію відтворюваності:

$$S_{b_k} = \sqrt{\frac{S_в^2}{N \cdot n}},$$

де $N -$ кількість точок плану, $n -$ кількість паралельних дослідів у кожній точці. Оскільки для ортогонального плану ця величина однакова для всіх коефіцієнтів, її достатньо розрахувати один раз і використовувати в перевірці кожного з них. Для кожного коефіцієнта обчислюється критерій Стьюдента:

$$t_k = |b_k| / S_{b_k},$$

Отримане t_k порівнюється з табличним значенням $t_{\text{табл}}(\alpha, f)$, що визначається з таблиць розподілу Стьюдента за двома параметрами:

- числом ступенів свободи дисперсії відтворюваності $f = N(n-1)$;

- обраним рівнем значущості α.

Рівень значущості – це прийнятна ймовірність помилково відкинути правильний висновок (наприклад, визнати значущий коефіцієнт незначущим або навпаки); величина $P = 1 - \alpha$ називається довірчою ймовірністю. Вибір α призначимо заздалегідь $\alpha = 0{,}05$ адже це стандартний вибір для більшості інженерно-технічних досліджень, зокрема й для даного дослідження точності позиціювання. Якщо $t_k > t_{\text{табл}}$ – коефіцієнт b_k статистично значущий і залишається в рівнянні моделі; якщо $t_k \leq t_{\text{табл}}$ – коефіцієнт статистично незначущий (його істинне значення, що не відрізняється від нуля на фоні випадкового розкиду) і виключається з рівняння, а відповідний доданок замінюється нулем.

Перевірка адекватності моделі необхідна, навіть якщо всі коефіцієнти значущі, адже такий результат не гарантує, що обрана форма рівняння достатньо точно описує реальний процес: залежність може мати суттєво нелінійний характер, який лінійна модель не відображає. Перевірка адекватності показує чи узгоджуються розрахункові значення за моделлю $\hat{Y}_i$ з фактично отриманими середніми $\bar{Y}_i$ настільки, наскільки це можна пояснити самою лише випадковою мінливістю експерименту. Дисперсія адекватності $S^2_{\text{ад}}$ – міра розбіжності між моделлю та експериментом:

$$S^2_{\text{ад}} = \frac{n}{N-p}\sum_{i=1}^{N}\left(\bar{Y}_i - \hat{Y}_i\right)^2,$$

де p – кількість членів рівняння регресії. Розрахункове значення критерію Фішера:

$$F_{\text{розр}} = \frac{S^2_{\text{ад}}}{S^2_{\text{в}}}.$$

$F_{\text{розр}}$ порівнюється з табличним $F_{\text{табл}}(\alpha, f_1, f_2)$, що знаходиться за таблицями розподілу Фішера за трьома параметрами: рівнем значущості α, числом ступенів свободи чисельника $f_1 = N - p$ та числом ступенів свободи знаменника $f_2 = N(n-1)$.

4.5 Результати експериментального дослідження точності осьового позиціювання

Результати вимірювань зведено до двох таблиць додаток Е, в яких наведено значення часу подачі та відхилення положення торця до події затиску заготовки, але після її зупинки. Структура таблиць однакова та зроблена таким чином, щоб кожному стовбцю відповідала певна довжина подачі заготовки визначеної маси а в рядках, пронумерованих відповідно до номерів експериментів, записувались отримані значення. Таблиці поділені на сегменти

по 5 рядків після яких йдуть рядки із обчисленням середніх значень відхилень та розкиду підгруп. В кінці таблиць наведено середні значення обчислені по середніх показниках підгруп за формулою (4.2). Через однотипність даних, що передбачає повторення алгоритму розрахунку та спираючись на роботу [116] де продемонстровано ефективність комп'ютерної обробки статистичних даних, для спрощення проведення обчислень розроблено програму, яка автоматизує цей процес та, як результат, виводить, за наявності, промахи, що визначаються через критерій Діксона, дисперсію відтворюваності, коефіцієнти рівняння регресії та вказує їх значущість, наприкінці робить висновок про адекватність моделі через порівняння дисперсії адекватності з дисперсією відповідності. Програма знаходить у підгрупі найбільше та найменше значення записуючи їх у новий масив за зростанням і перевіряє крайні елементи масиву завдяки формулам:

$$Q_1 = \frac{Y_2 - Y_1}{Y_5 - Y_1},$$

$$Q_5 = \frac{Y_5 - Y_4}{Y_5 - Y_1},$$

порівнюючи з табличним значенням критерію Діксона, яке для кількості вимірів n=5, та довірчого інтервалу $\alpha = 0{,}05$ становить $Q_{crit} = 0{,}71$.

Визначення середніх, розкиду та побудова графіків зміни середніх значень та розкидів поміж 6-ти підгруп автоматизовано в електронній таблиці Excel, адже таким чином легше помітити тренди, послідовності значень по одну сторону середньої лінії, та виходи за критичні межі, що свідчитиме про некерованість процесу.

4.5.1 Похибка осьового позиціювання до затиску заготовки

На основі проведених вимірювань положення торця заготовки після подачі відносно заданої координати сформована таблиця Е.1 та побудовані графіки середніх відхилень та розкиду вимірювань (рис. Е.1-Е.5, додаток Е), які демонструють керованість процесу, адже жодна точка не вийшла за критичні

межі, значення яких отримано з формул (4.3-4.5) і внесені до таблиці Е.2. Результати в графічному вигляді представлені на рисунку 4.8 Де вказані середні значення кожного з дослідів та розкид виміряних показників у відповідному експерименті.

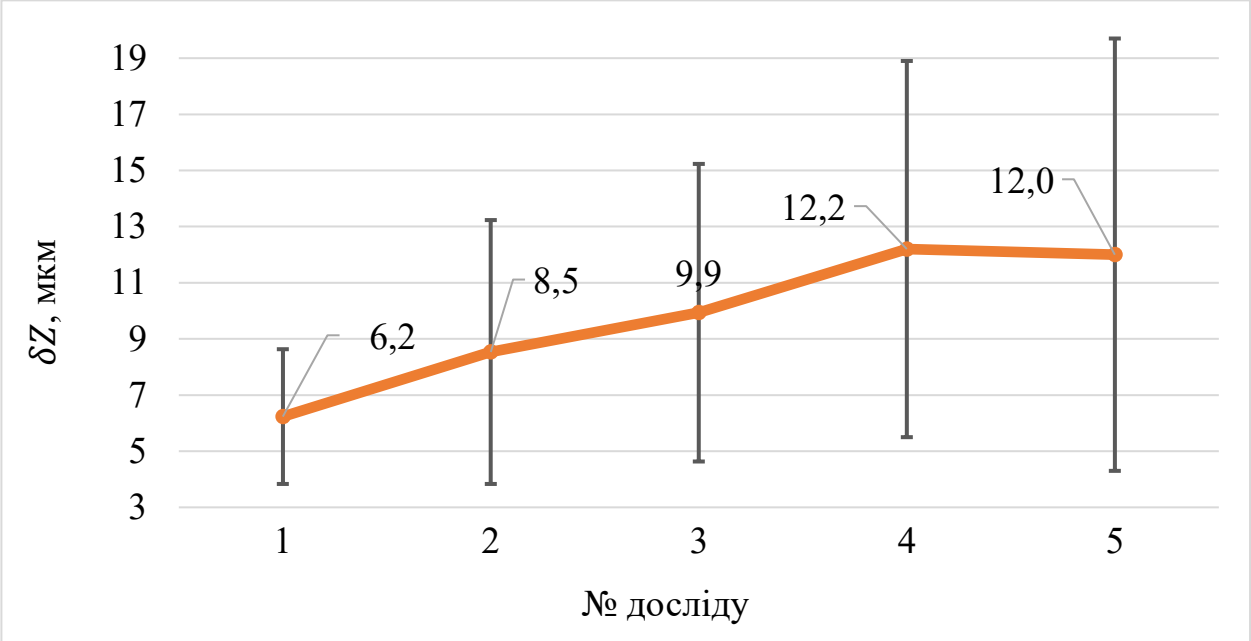


Рисунок 4.8 – Середнє відхилення та розкид положення торця заготовки від заданої позиції в різних дослідах

Після підтвердження керованості процесу можна переходити до наступного етапу, який автоматизований через програму, а саме перевірка значень на можливість хибних показників, що можуть виникнути під час вимірювань, за критерієм Діксона. У випадку наявності відхилень вони видаляються автоматично та подальший розрахунок проводиться без їх врахування. Для даних у таблиці Е.1 таких значень не виявлено, що є ознакою якісного проведення експерименту, а всі зафіксовані відхилення можна пояснити природним випадковим розкидом системи. Далі отримуємо значення дисперсії відтворюваності $S_в^2 = 2{,}564$, що дозволяє визначити коефіцієнти регресійного рівняння: $b_0 = 9{,}742;\ b_1 = 2{,}358; b_2 = 0{,}525; b_{12} = -0{,}625$. Тоді рівняння регресії буде мати вигляд:

$$\hat{\delta Z} = 9{,}742 + 2{,}358x_1 + 0{,}525x_2 - 0{,}625x_1x_2,$$

де x_1 – це кодоване значення маси заготовки, а x_2 – кодована відстань її подачі. Наступним етапом проводиться перевірка значущості коефіцієнтів яка показує, що коефіцієнти b_2 та b_{12} є незначущими, тобто надто малими, щоб чинити вплив на систему більший ніж випадкові фактори, тому після їх вилучення рівняння регресія набуде наступного вигляду:

$$\hat{\delta Z} = 9{,}742 + 2{,}358x_1.$$

Таким чином $S^2_{\text{ад}} = 0{,}367$ а значення критерію Фішера $F_{\text{розр}} = 0{,}02$. Табличне критичне значення при значенні ступенів вільності дисперсії адекватності $f_1 = 3$, ступенів вільності дисперсії відтворюваності $f_2 = 116$ рівні значущості 0,05 становить $F_{\text{крит}} = 2{,}683$. Оскільки розрахункове значення значно менше критичного лінійна модель вважається адекватною.

4.5.2 Тривалість процесу подачі та позиціювання заготовки

Час подачі вимірювався МП у секундах з точністю до 0.001с завдяки вбудованому таймеру, що запускався кожного циклу разом із моментом присвоєння нової координати для позиції активного упору, де розраховано початок гальмування. Закінченням відліку часу слугує момент повторного спрацювання оптичного давача, що сигналізує про наявність заготовки на позиції та змушує припинити подачу. Результати, що були отримані в наслідок проведення експериментів, занесені до таблиці Е.3 у додатку Е. На їх основі розраховано середні значення, розкид, критичні межі що вказані в таблиці Е.4 та побудовано графіки (рис.4.9, рис. Е.6-10) з яких можна зробити висновок про керованість процесу.

За результатами аналізу даних за критерієм Діксона ні одного виміру не вилучено. Дисперсія відтворюваності $S^2_{\text{в}} = 0{,}00006$. Розрахувавши коефіцієнти отримано наступне рівняння регресії:

$$\hat{t} = 1{,}125 + 0{,}035x_1 + 0{,}1x_2 + 0.02x_1x_2.$$

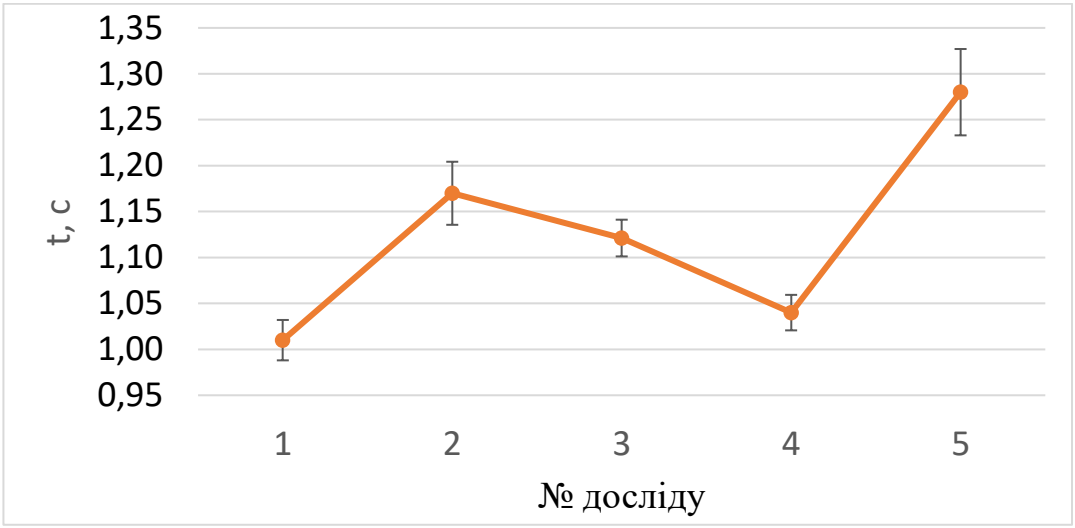


Рисунок 4.9 – Час подачі заготовки в різних дослідах

Середньоквадратична похибка визначення коефіцієнта $S_{b_k} = 0{,}0012$ та критичне значення згідно таблиці [117] $t_k = 1{,}981$ вказує на значущість всіх коефіцієнтів. Тоді, згідно рівняння регресії, очікувані значення при відповідних кодованих значеннях x_1 та x_2 абсолютно збігаються із середніми отриманими в експерименті, окрім значення центрального досліду: 1,125 проти 1,121. Звідси випливає мале значення дисперсії адекватності на рівні 0,000147. Тоді розрахункове значення критерію Фішера становить 2,45. Це меншим за табличне критичне 3,923. Звідси робимо висновок про адекватність отриманої моделі.

4.6 Порівняльний аналіз результатів математичного моделювання та експериментальних досліджень

Результати обчислень експериментальних даних позиціювання заготовки в активний демпфер разом із значеннями математичних дослідів поведінки аналогічної системи звели в таблиці 4.3 та 4.4. Так як очевидна розбіжність у результатах позиціювання та часу подачі, спричинена ідеалізацією математичної моделі, для врахування дисипативних втрат енергії та пружних деформацій тіл, що не ввійшли до розрахунків, доцільно ввести емпіричні коефіцієнти

коригування. Для цього достатньо визначити середню різниці між отриманими результатами:

$$K_Z = 1/n \sum (\delta Z_{\text{мат}} - \delta Z_{\text{експ}}),$$

$$K_t = 1/n \sum (t_{\text{мат}} - t_{\text{експ}}),$$

де K_Z – коефіцієнт коригування для похибки позиціювання, K_t - коефіцієнт коригування для часу подачі, n – кількість дослідів, в нашому випадку $n = 5$, $\delta Z_{\text{мат}}$ – відхилення прогнозоване математичною моделлю, $\delta Z_{\text{експ}}$ – відхилення отримане експериментальним шляхом, $t_{\text{мат}}$ – теоретичний час подачі заготовки, $t_{\text{експ}}$ – експериментальні значення часу позиціювання заготовки. Підставивши відповідні дані отримаєм $K_Z = 10{,}8$ та $K_t = 0{,}916$. Ці значення додано до відповідних результатів симуляції у тих дослідах, що відповідають експериментальним та занесено до таблиць 4.3 та 4.4 на основі чого побудовано графіки середніх відхилення від заданої координати та часу позиціювання в залежності від довжини подачі та маси заготовки (рис. 4.10, 4.11). Найбільша розбіжність по показників відхилення становить 0,8 мкм, що означає відповідність результатів теоретичних досліджень дійсності з точністю до 91 %. Максимальна розбіжність у 0,03 с даних часу дає результат у 97 % відповідності симульованих комп'ютерних процесів до дійсних.

Таблиця 4.3 – Порівняння відхилень при автоматичній подачі заготовок

параметри подачі		Мат. модель, мкм	Мат. модель скоригована, мкм	Експери-мент, мкм	Розбіжність, %
№1 1,56кг	20 мм	-5	5,8	6,2	7,3
	100 мм	-3	7,8	8,5	8,8
№2 2,46кг	40 мм	0	10,8	9,9	-8,5
№3 6,53кг	20 мм	2	12,8	12,2	-4,8
	100 мм	1	11,8	12	1,8

Для наочного зіставлення результатів чисельного моделювання з експериментальними даними осьового позиціювання побудовані графіки зміни похибки та часу в залежності від номера експерименту, що характеризуються відмінною масою та довжиною подачі (рис. 4.10, 4.11).

Таблиця 4.4 – Порівняння часу автоматичної подачі заготовок

параметри подачі		Мат. модель, с	Мат. модель скоригована, с	Експери-мент, с	Розбіжність, %
№1 1,56кг	20 мм	0,12	1.04	1,01	-2,5
	100мм	0,23	1.15	1,17	2
№2 2,46кг	40мм	0,20	1.12	1,11	0,5
№3 6,53кг	20 мм	0,15	1.07	1,04	2,5
	100мм	0,33	1.25	1,28	2,7

Необхідно прийняти до уваги, що математична модель не розраховувала час на додаткові підготовчі рухи, які будуть присутні в циклі обробки. Вони мали однакову тривалість не залежно від параметрів експерименту, що і дозволило отримати такі результати.

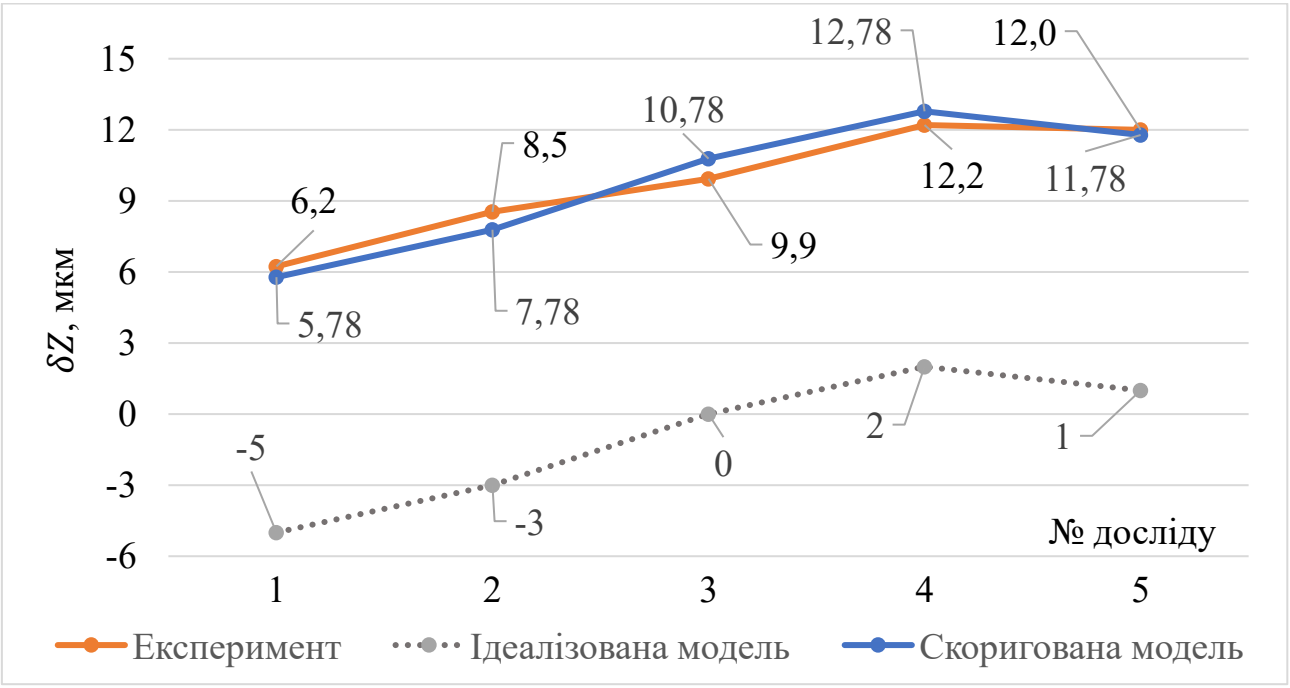


Рисунок 4.10 – Відхилення торця заготовки отримані в різних експериментах

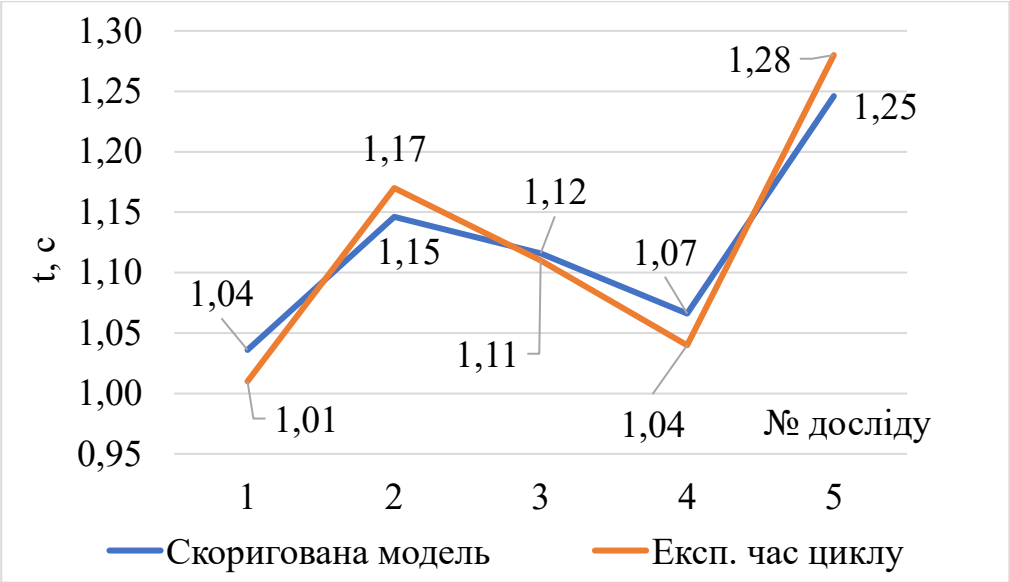


Рисунок 4.11 – Час позиціювання торця заготовки у різних експериментах

На основі результатів обох порівнянь, які показали високий рівень відповідності, а саме більше 90%, розроблені математичні моделі вважаються працездатними а отже розроблений метод позиціювання є стабільним та прогнозованим, що дозволяє виправдано оцінити його вплив на техніко економічні показники процесу обробки пруткових заготовок.

4.7 Оцінювання технічної ефективності та економічних показників застосування запропонованого методу осьового позиціювання при точінні із рекомендованими режимами різання

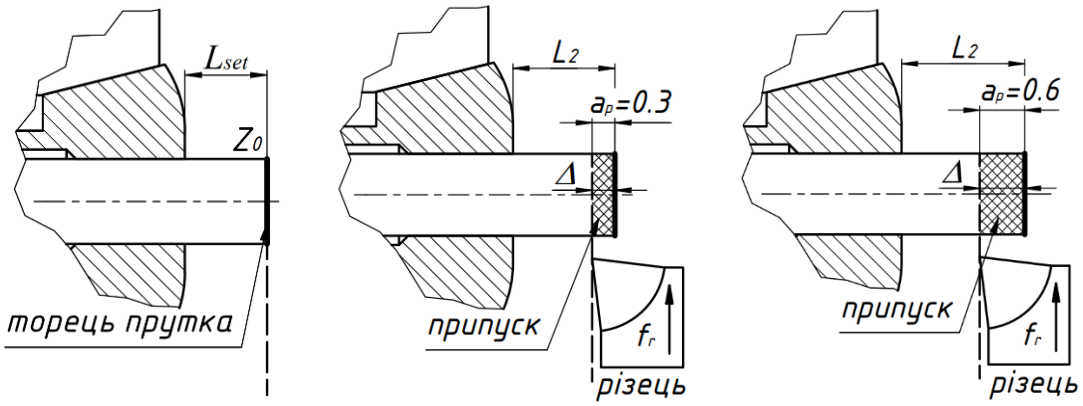
Зменшення величини підрізання торця має загалом ряд позитивних ефектів, що відображаються на досить великій кількості характеристик механічної обробки та зникненням певних станів функціонування верстата.

Для кількісного визначення технологічного та економічного ефекту від зменшення або повної відмови від підрізання торця заготовки використано методологію, розроблену авторами у праці [118]. Запропонований підхід базується на системі взаємопов'язаних безрозмірних технологічних індикаторів ($\beta_t, \beta_E, \beta_{tool}, \beta_{mat}$), що дозволяють трансформувати скорочення машинного часу, інструментального навантаження, витрат електроенергії різання та зрізаного металу в пряме відсоткове зниження статей повної собівартості

обробки. Це забезпечує можливість уніфікованого масштабування розрахунків від одиничного циклу деталі до довільних обсягів виробничої партії

Метод підрахунку основних складових заощадження викликаного розглянутим варіантом обробки базується на оцінюванні сировинних та енергетичних втрат, яких можна уникнути при зменшенні величини підрізання торця, або уникнення даної технологічної операції шляхом підвищення точності позиціювання торцевої поверхні заготовки, що отримана після відрізання виготовленої деталі. Методологічною основою для такого розрахунку слугує сучасна концепція комплексної оцінки економічної ефективності технологічних рішень [119], яка передбачає розмежування прямої економії матеріалу, витрат на електроенергію та амортизації верстатного обладнання.

Доцільно розглянути два варіанти: у варіанті №1 (рис. 4.12, а) не виконується прохід по торцю, оскільки його розташування в кординатах верстата після затиску заготовки відповідає вимогам по точності на осьовий розмір деталі, що дозволяє прибрати складові часу використання інструменту, часу різання і допоміжного часу з розрахунку вартості процесу обробки; у варіанті №2 (рис. 4.12, б) обсяг і енергія різання зменшується у 2 рази відносно значення, що зазвичай рекомендують виробники сучасних ППЗ опираючись на середню точність барфідерів – 0,6 мм [23; 34], що є припуском для 3-ого варіанту. Решту параметрів обробки залишаємо незмінними.



а) б) в)

Рисунок 4.12 – Положення торця заготовки при: а) відсутності потреби підрізання торця; б) припуску 0,3 мм; в) припуску 0,6 мм

Приймаємо діаметр пруткового матеріалу $D = 40$ мм, тоді площа поперечного перерізу $A = \pi D^2/4 = 1256{,}637$ мм². Припуск на підрізання a_p – осьова товщина шару, яку потрібно зняти з торця з метою зміни його розташування в задане положення в системі координат верстата. Приймаємо як базовий припуск на підрізання $\Delta a_{p0} = 0{,}6$ мм та варіант зменшення припуску на $\Delta a_p = 0{,}3$ мм. Для об'єму шару який знімається $V = Aa_p$ мм^3 при густині ρ=7,85×10^{-3} г/мм^3 його маса, а отже і маса стружки, що утвориться в наслідок обробки, визначається як $m = \rho V$ г. Енергія різання: $E = uV$ Дж, де u – питома енергія різання, що для сталі становить u≈2,5–4,0 Дж/мм^3, а у ват-годинах – $E_{\text{Wh}}=E/3600$.

Час підрізання торця затрачається на радіальний прохід від $R=D/2$=20мм до 0 при подачі f_r мм/об і частоті n об/хв:

$$t_{face} = \frac{R}{f_r n} 60 \text{ с.}$$

Відповідно до рекомендацій виробника інструменту [120] можна прийняти подачу $f_r = 0{,}15$ мм/об, та при сталій рекомендованій швидкості різання для максимального діаметру обробки торця $v_c = 100 \div 250$ м/хв частота обертання :

$$n = \frac{v_c \times 1000}{\pi \times D} \approx 800 \div 1600 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Тоді при наших умовах $t_{face} = 5 - 10$с, а допоміжний час підходу та відводу різця додається окремо і може становити t_{aux}=0,4-0,8 с. Для візуальної оцінки зміни енергії різання відносно подачі можна скористатись результатами роботи [77]. Таким чином збільшення подачі зменшить час на підрізання торця, але спричинить збільшення споживання електроенергії через підвищення сили різання.

При повній відмові від підрізання торця, коли базовий припуск a_{p0} =0,6мм не знімається, досягається економія ряду ресурсів: обєму $V_0 = A \cdot a_{p0}$ й маси $m_0 = \rho V_0$ матеріалу; економія енергії різання $E_0 = uV_0$ та часу $t_{face} + t_{aux}$ на деталь. Об'єм який не перетворюють в стружку V_0=754 мм^3, $m_0 = 5{,}915$ г, $E_0 =$ 1885–3016 Дж (0,524–0,838 Wh).

Для варіанта №2, коли підрізання лишається, але припуск зменшено на $\Delta a_p = 0{,}3$ мм стружки утворюється менше звідки випливає економія об'єму $\Delta V = A\Delta_{ap}$ й маси $\Delta m = \rho \Delta V$, економія енергії $\Delta E = u\Delta V$. Економія часу обробки є незначною оскільки при сталих f_r, n та повному радіальному проході не залежить від осьової товщини припуску. При $\Delta a_p = 0{,}3$ мм, $\Delta V = 377$ мм^3, $\Delta m = 2{,}957$ г, $\Delta E = 942–1508$ Дж (0,262–0,419 Wh) (табл. 4.5).

Таблиця 4.5 – Результати розрахунку економії ресурсів при різних варіантах положення торця за один цикл обробки

Випадок	Ефект по припуску, мм	Зекономлений об'єм (V), мм³	Маса (m), г	Спожита енергія на різання (E), Wh	Економія часу, с.
№1 Повністю без підрізання	a_{p0} =0,6 мм	A·0,6=754	5,915	0,524 ÷ 0,838	5÷10
№2 Підрізання лишається, припуск − 0,3 мм	$\Delta a_p = 0{,}3$мм	A·0,3=377	2,957	0,262 ÷ 0,419	≈ 0

Необхідно взяти до уваги що дані результати отримані на основі припущенн, що при підрізанні здійснюється повний прохід по всьому радіусу а тому t_{face} не залежить від a_p, що в дійсності не завжди так, адже при зменшенні навантаженні допустиме підвищення подачі. Також u прийнято усередненим для сталей, а реальні значення змінюються з маркою, геометрією різця, товщиною стружки та змащенням. Електроспоживання верстата може визначатися як $E_{ел}=E/\eta$ з ефективністю η≈0,5–0,7 або ж експериментально завдяки інтегрованим в електричних щитах ватметрам [121].

Для визначення економії в межах партії величиною Q можна здійснювати масштабування ефектів з одного циклу обробки шляхом добутку отриманих величин та Q. Для партії величиною $Q = 10^6$ варіант №1 дає економію матеріалу 5,915 т та 524–838 кВт·год різальної енергії і приблизно 1389–2778 годин машинного часу. Для варіанту №2 економія становитиме 2,957 т матеріалу та 262–419 кВт·год енергії.

Індекс зношування кромки різця Λ – безрозмірний відносний показник внеску конкретної операції у знос інструмента. Для швидкої оцінки приймають $\Lambda \sim E_{cut}$ енергія різання цієї операції. Тоді вилучення операції дає Λ=0. Зменшення припуску вдвічі дає Λ=0,5. Енергія різання для операції:

$$E_{cut} = \int P_{cut}(t)dt \approx uV,$$

де, V – об’єм знятого матеріалу, потужність різання P_{cut} та час контакту t. Індекс зношування кромки:

$$\Lambda = \frac{E_{cut}}{E_{cut}^{base}},$$

відносно базового режиму (припуску) для тієї самої операції, інструмента й матеріалу. Тобто, за фіксованих v_c, f, геометрії й ЗОР питома енергія u слабко змінюється, тож Λ лінійно масштабується з об’ємом V. Сумарний знос за цикл є сумою внесків усіх операцій, кожна з власним Λ_i.

Грошовий ефект від зменшення припуску підрізання торця або відмови від операції оцінюється через відсоткові зміни складових собівартості, що прив’язані до зменшення об’єму стружки, енергії процесу і машинного часу. Формалізація відсоткового вираження економії виражається через декомпозицію собівартості на статті витрат і безрозмірні індикатори, що прив’язують кожну статтю до зменшення часу, енергії, інструменту та матеріалу від операції підрізання. Повна собівартість одиниці продукції:

$$C_{tot} = C_{mach} + C_{op} + C_{OH} + C_{en} + C_{tool} + C_{mat}.$$

Ваги статей як частки у відсотках, що сумарно дають 1:

$$w_i = C_i / C_{tot}; \sum w_i = 1,$$

де $i \in \{mach, op, OH, en, tool, mat\}$, C_{mach} – машинний час, що включає в себе амортизацію, ремонт, обслуговування, споживання енергії базовими системами та не врахує оплати оператора, C_{op} – оплата праці, що масштабується з тривалістю циклу, C_{OH} – накладні витрати, що в масовому потоці також ефективно масштабується з часом завантаження, C_{en} – електроенергія процесу витрачена за цикл, C_{tool} – інструмент і його переточки/заміни, пропорційні навантаженню і часу різання, C_{mat} – вартість заготовки, а саме лише частка, що йшла у стружку підрізанням торця.

У відсотковій оцінці кожна стаття зменшується на частку, що відповідає вилученому внеску операції підрізання. Для оцінки введемо безрозмірні індикатори β, що стане суміжною ланкою між технологічною зміною і статтями витрат. Часовий індикатор:

$$\beta_t = \frac{t_{face} + t_{aux}}{t_{cyc}},$$

де t_{cyc} – час повного цикл обробки деталі. β_t – відносна частка циклу, що зникає при відмові від підрізання, при зменшенні припуску $\beta \approx 0$, адже радіальний прохід залишається.

Енергетичний індикатор:

$$\beta_{\mathrm{E}} = \frac{\mathrm{E}_{face}}{\mathrm{E}_{\mathrm{MT}}},$$

де E_{MT} – повна електроенергія верстата за цикл; E_{face} – енерговнесок операції підрізання. У варіанті 2:

$$\mathrm{E}_{face} = \frac{u\, Aa_{p0}}{3600}.$$

Індикатор інструмента:

$$\beta_{tool} = \frac{\mathrm{E}_{face}}{\mathrm{E}_{cut,tot}},$$

де $\mathrm{E}_{cut,tot}$ – сумарна енергія різання за всі операції циклу. Ця залежність збільшує частку зносу й витрат на інструмент, що припадає саме на підрізання, при збільшені кількості циклів.

Індикатор зрізаного матеріалу торця β_{mat} як відносна частка грошей у C_{tot}, які витрачались саме на зрізаний операцією підрізання торця об'єм матеріалу:

$$\beta_{mat} = \frac{\rho A a_{p0} c_m}{C_{tot}},$$

де c_m – ціна матеріалу грн/кг.

Для сценарію при повній відмові від підрізання (варіант №1) часові статті зменшуються на β_t: $\Delta C_{mach}/C_{tot} = w_{mach}\beta_t$, аналогічно для w_{op}, w_{OH}; енергія: $\Delta C_{en}/C_{tot} = w_{en}\beta_E$; інструмент: $\Delta C_{tool}/C_{tot} = w_{tool}\beta_{tool}$; матеріал торця: $C_{mat}/C_{tot} = \beta_{mat}$. Звідси сумарна відсоткова економія:

$$\%\Delta C_{tot} = 100\left[\left(w_{mach} + w_{op} + w_{OH}\right)\beta_t + w_{en}\beta_E + w_{tool}\beta_{tool} + \beta_{mat}\right].$$

Сценарій при якому операція залишається, але припуск зменшено на Δa_p (варіант №2), що провокує зменшення витрат енергії, інструменту, матеріалу лінійно з об'ємом за коефіцієнтом $\Delta a_\mathrm{p}/a_{\mathrm{p}0}$, однак не передбачає зменшення часових витрат:

$$\Delta C_{tot} = 100\left[w_{en}\beta_E \Delta a_\mathrm{p}/a_{\mathrm{p}0} + w_{tool}\beta_{tool}\Delta a_\mathrm{p}/a_{\mathrm{p}0} + \beta_{mat}\Delta a_\mathrm{p}/a_{\mathrm{p}0}\right].$$

Припущення і валідність цих розрахунків пояснюється наступним. Лінійність залежності витрат енергія та зносу інструменту від об'єм зрізаного

матеріалу коректна за сталих v_c, f, геометрії і ЗОР а при зміні режимів потрібна корекція. Накладні C_{OH} у масовому потоці обґрунтовано ототожнювати з часозалежними, якщо їх розподіляють на одиницю продукції через завантаження обладнання. Для варіанту №2 часовий ефект нульовий, оскільки підрізання передбачає повний радіальний прохід. Тобто величини $w\{\}$ та $\beta\{\}$ означають відповідно базові ваги витрат та другі відносні ключі перетворення технологічної зміни на відсоткове здешевлення по кожній статті й загалом.

Тлумачення складових отриманої формули може бути наступним. $(w_{mach} + w_{op} + w_{OH})\beta_t$ вказує на відсоток, на який зменшуються машинна складова, оплата праці та постійні витрати, оскільки вони лінійно прив'язані до часу циклу. $w_{en}\beta_E$ – це частка енергії циклу, що припадає на підрізання. $w_{tool}\beta_{tool}$ виражає внесок цієї операції у витрати на інструмент протягом одного циклу та добре апроксимується пропорційно енергії/часу різання. β_{mat} є відносною часткою грошей на матеріал, що використовується для частки торця яку потрібно зрізати в повній собівартості. Для сценарію де лишається підрізання торця усі «енерго-матеріально-інструментальні» ефекти масштабуються коефіцієнтом $\Delta a_p/a_{p0}$, але часові втрати – ні.

4.7.1 Оцінювання скорочення виробничих втрат з урахуванням режимів різання, структури витрат і часових складових технологічного циклу

Вихідні ваги статей витрат можуть бути представлені як вектори часток повної собівартості тому їхня повна сума завжди буде рівна 1 (100%). Прийнявши до розрахунку виробничі параметри описані вище орієнтовні ваги можуть бути наступними: $w_{mach} = 0{,}42$ – машинний час; $w_{tool} = 0{,}38$ – інструмент; $w_{op} = 0{,}12$ – оплата праці; $w_{en} = 0{,}08$ – електроенергія; $w_{OH} = 0$ – окремо не виділяються; матеріал торця входить через β_{mat}.

Часові параметри та β_t можуть бути прийнятими наступними: час підрізання $t_{face} = 4{,}0$ с, допоміжний $t_{aux} = 0{,}6$ с. Для прикладу можна розглянути два варіанта: серійний цикл $t_{cyc} = 20$ с $\Rightarrow \beta_t = 0{,}23$; довший цикл

$t_{cyc} = 20$ с $\Rightarrow \beta_t = 0{,}115$. Такі значення відображають частину повного часу, яку займає саме підрізання з підведенням інструменту, тобто чим більше часу займають інші операції обробки тим менша частка часу циклу йде на обробку торця.

Енергетичний індикатор β_E виражається через енергію підрізання E_{face} ділиться на повну енергію циклу верстата E_{MT}. Для орієнтиру доцільно взяти взято $E_{MT} \approx 8\text{–}12$ Вт·год/дет. За типовим E_{face} це дає $\beta_E \approx 4\text{–}10\%$. Тобто, таким чином оцінюється частка електроенергії, яка припадає на підрізання в енергобалансі циклу.

Інструментальний індикатор β_{tool} виражає апроксимацію частки витрат інструмента, що спричинена саме підрізанням в якій $t_{cut,tot}$ – сумарний час чистого різання в циклі. Орієнтовне значення для двох сценаріїв навантаження інструмента може бути $\beta_{tool} = 0{,}20$ та 0,35. Таким чином відображається чутливість підсумку до того, яку частку зносу (вартості) інструмента створює саме підрізання. Два варіанта t_{cyc} і β_{tool} відображають діапазон результатів для різної насиченості циклу різанням і різної ролі підрізання у зносі. Короткий цикл підсилює вагу β_t; високий β_{tool} підсилює інструментальну складову. Це дає можливість означити загальний рівень чутливості аналізу.

Матеріальний індикатор β_{mat} відображає грошовий еквівалент частки матеріалу, що перетворювався у стружку при базовому припуску. Її підставляють у формулу як додачу матеріальної економії.

При відмові від підрізання торця (варіант 1), якщо $t_{cyc} = 20$ с, $\beta_t = 0{,}23$, $\beta_E = 0{,}07$, $\beta_{tool} = 0{,}2$:

$$\%\Delta C_{tot} \approx 100[(0{,}42 + 0{,}12) \cdot 0{,}23 + 0{,}08 \cdot 0{,}07 + 0{,}38 \cdot 0{,}2 + \beta_{mat}] \approx$$
$$100[0{,}124 + 0{,}006 + 0{,}076 + \beta_{mat}] = 20{,}6\% + 100\beta_{mat}.$$

Якщо $t_{cyc} = 40$ с, β_t=0,115, $\beta_E = 0{,}05$, $\beta_{tool} = 0{,}35$. Тоді:

$$\%\Delta C_{tot} \approx 100[0{,}061 + 0{,}04 + 0{,}133 + \beta_{mat}] = 19{,}8\% + 100\beta_{mat}.$$

При наявності підрізання торця (варіант 2) з припуском $\Delta a_p = 0{,}3$ мм отримаєм наступні значення: $\Delta a_p / a_{p0} = 0{,}5 \Rightarrow \theta_E = 0{,}5\beta_E$, $\theta_{tool} = 0{,}5\beta_{tool}$, $\theta_{mat} = 0{,}5\beta_{mat}$, $\theta_t \approx 0$. Для $\beta_E = 0{,}07$, $\beta_{tool} = 0{,}2$:

$$\%\Delta C_{tot} \approx 100[0{,}08 \cdot 0{,}035 + 0{,}38 \cdot 0{,}1 + 0{,}5\beta_{mat}] = 4\% + 50\beta_{mat}.$$

Для $\beta_E = 0{,}05$, $\beta_{tool} = 0{,}35$:

$$\%\Delta C_{tot} \approx 100[0{,}08 \cdot 0{,}025 + 0{,}38 \cdot 0{,}175 + 0{,}5\beta_{mat}] = 7{,}1\% + 50\beta_{mat}.$$

Варто відзначити, що відсоткові ефекти чутливі до β_t, β_E, β_{tool}. Вони визначаються виміром енергопрофілю та розкладом часу за станами циклу конкретного верстата. Для варіанту з уникненням операції підрізання торця потрібно забезпечити відповідно до підвищених вимог сукупність параметрів функціонування машини автоматичної подачі прутка, інакше економія часу може бути нівельована додатковими операціями контролю або відшкодуванням утвореного браку. Значення β_{mat} залежить від частки вартості матеріалу в собівартості. Таким чином отриманий математичний вираз дозволяє обчислити у відсотках позитивний ефект для обох сценаріїв, де для отримання значення потрібно вказати поточні параметри $w\{\}$, β-параметри, c_m і C_{tot}, отримані з виміряного циклу та обліку.

4.8 Висновки до розділу 4

1. Створено та реалізовано експериментальний стенд системи активного осьового позиціювання з мікроконтролерним керуванням, пропорційною пневматикою та оптичним контролем положення торця заготовки. Експериментальне дослідження оптичного індикатора підтвердило стабільність його спрацювання та придатність для використання у вимірювальному контурі системи позиціювання.

2. За результатами факторного експерименту встановлено вплив маси заготовки та довжини подачі на похибку положення торця після зупинки до затиску і на тривалість процесу позиціювання. Отримано адекватні регресійні залежності для досліджених факторів; експериментальні дані підтвердили керованість процесу та збільшення тривалості позиціювання зі зростанням маси заготовки і довжини подачі.

3. Порівняння результатів математичного моделювання та фізичного експерименту підтвердило однакову спрямованість зміни характеристик процесу за варіювання параметрів заготовки і подачі. Для досліджених режимів розрахункове положення відносно номіналу становило від -8 до +2 мкм, тоді як в експерименті – 6,2-12,2 мкм. Кількісна розбіжність похибки зумовлена спрощеннями математичної моделі та відсутністю в ній випадкових зовнішніх впливів, що було виправлено коефіцієнтом коригування, після чого отримали розбіжність в значеннях відхилення положення торця у 8,8 %, а розбіжність у часових характеристиках циклу подачі склала не більше 2,7 %, що підтверджує можливість прогнозування результатів автоматичної подачі заготовки разом із процесами які її супроводжують.

4. Кількісно визначено технологічний і техніко-економічний ефект підвищення точності осьового позиціювання при зменшенні припуску або виключенні підрізання торця. Для сталевої заготовки діаметром 40 мм у прийнятому розрахунковому сценарії повна відмова від підрізання забезпечує економію близько 5,9 г матеріалу, 0,52-0,84 Вт·год енергії різання та 5-10 с машинного часу на деталь. За прийнятої структури витрат собівартість може зменшитися приблизно на 20 % без урахування вартості зекономленого металу.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено актуальне науково-технічне завдання підвищення ефективності автоматичної токарної обробки пруткових заготовок шляхом удосконалення процесу їх осьового позиціювання, що охоплює встановлення закономірностей формування похибки, її оцінювання, кероване коригування кінцевого положення, експериментальну перевірку та визначення технологічного ефекту.

1. Встановлено структуру та закономірності формування похибки автоматичного осьового позиціювання довгомірної пруткової заготовки. Виокремлено шість основних груп складових, пов'язаних із керуванням переміщенням, механічними деформаціями, затиском, тертям, непрямолінійністю прутка та температурними змінами. Розроблено лінійно-в'язко-пружну і хвильову моделі упорного позиціювання та сформульовано критерій безвідскокової зупинки. Для модельного випадку прутка довжиною 6 м і діаметром 40 мм за швидкості подачі 0,5 м/с пікова компресія становила 2,3 мм, залишкова динамічна складова похибки при затиску через 20 мс – близько 2,2 мм. Розроблений статистичний підхід забезпечує роздільне оцінювання систематичного зміщення, випадкової варіабельності та невизначеності вимірювання і дає можливість обґрунтовувати вибір між коригуванням подачі та заходами зі стабілізації процесу.

2. Розроблено метод керованого осьового позиціювання пруткової заготовки, що поєднує контроль фактичного положення торця, демпфування післяударних коливань і коригувальне двостороннє переміщення перед остаточним затиском. Обґрунтовано технічні реалізації методу із застосуванням активного пневматичного упора та фрикційного роликового пристрою подачі. Розроблено математичні моделі відповідних систем та досліджено алгоритми керування ними. Порівняльне математичне моделювання показало, що для досліджених умов система з активним упором і ПІД регулюванням

забезпечувала кінцеве відхилення торця від -8 до 2 мкм за тривалості позиціювання близько 0,3 с.

3. Експериментально перевірено працездатність розробленого методу та встановлено вплив параметрів процесу на точність і тривалість осьового позиціювання. Створено експериментальний стенд із мікроконтролерною системою керування, пропорційною пневматикою та оптичним засобом визначення положення торця; за результатами факторного експерименту отримано регресійні залежності від маси заготовки та довжини подачі. Для досліджених режимів експериментальна похибка позиціювання становила 6-15 мкм, а розбіжність з результатами симуляція склала не більше ніж 8,8%. В експерименті та моделі встановлено однакову спрямованість зміни характеристик процесу, зокрема збільшення його тривалості зі зростанням маси заготовки та довжини подачі.

4. Встановлено технологічний і техніко-економічний ефект підвищення точності осьового позиціювання через можливість зменшення припуску на підрізання торця або вилучення цієї операції. Для прийнятого в роботі розрахункового сценарію обробки сталевої заготовки діаметром 40 мм повне уникнення підрізання торця забезпечує на одну деталь економію близько 5,9 г матеріалу, 0,52-0,84 Вт·год енергії різання та 5-10 с машинного часу. За прийнятої структури витрат розрахункове зменшення повної собівартості може досягати 20 % без урахування вартості зекономленого металу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Зубкова А., Майгурова Д., Місюня Р. Управління проєктами цифрової трансформації міжнародних підприємств: ключові відмінності індустрії 4.0 та 5.0. *Modeling the development of the economic systems*. 2023. № 2. С. 120–130. DOI: 10.31891/mdes/2023-8-16.

2. Індустрія 4.0 і 5.0 на виробництві: практичний посібник. *Meta Smart Factory*. URL: https://www.metasmartfactory.com/uk/2023/09/16/industriya-4-0-i-5-0-na-vyrobnytstvi-praktychnyy-posibnyk (дата звернення: 23.09.2023).

3. Designing a multi-agent PLM system for threaded connections using the principle of isomorphism of regularities of complex systems / V. Kopei, O. Onysko, C. Barz, P. Dašić, V. Panchuk. *Machines*. 2023. Vol. 11, no. 2. P. 263. DOI: 10.3390/machines11020263.

4. Lathe Machine Market Size & Share Analysis – Growth Trends & Forecasts (2024–2029). *Mordor Intelligence*. URL: https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/lathe-machine-market (дата звернення: 02.09.2023).

5. Optimization of cutting modes on machines of flexible manufacturing systems / E. Pukhovskiy, V. Frolov, S. Sapon, I. Betsko. *Technical Sciences and Technologies*. 2022. No. 4(30). P. 14–23. DOI: 10.25140/2411-5363-2022-4(30)-14-23.

6. Кузнєцов Ю. М., Придальний Б. І. Теорія технічних систем в аспектах досліджень та технічної творчості : підручник. Луцьк : ЛНТУ, 2023. 284 с.

7. Delsy L. How do bar feeders and automation cut CNC turning time by 40%+ in high-volume production? *Hotean*. URL: https://hotean.com/blogs/hotean-blog/cnc-turning-automation-bar-feeder-productivity (дата звернення: 02.09.2023).

8. Hu S. J. Evolving paradigms of manufacturing: from mass production to mass customization and personalization. *Procedia CIRP*. 2013. Vol. 7. P. 3–8. DOI: 10.1016/j.procir.2013.05.002.

9. Вілянський А. Основні напрямки розвитку промислових підприємств в контексті індустрії 4.0. *Herald of Khmelnytskyi National University. Economic Sciences*. 2024. Vol. 332, no. 4. P. 529–535. DOI: 10.31891/2307-5740-2024-332-78.

10. EN 10060:2003. Hot rolled round steel bars for general purposes. Dimensions and tolerances on shape and dimensions. Brussels : CEN, 2003. 12 p.

11. ASTM A6 / A6M-21. Standard Specification for General Requirements for Rolled Structural Steel Bars, Plates, Shapes, and Sheet Piling. West Conshohocken : ASTM International, 2021. 55 p. URL: https://store.astm.org/a0006_a0006m-21.html (дата звернення: 17.10.2023).

12. ДСТУ ISO 1035.1-2001. Прокат сталевий гарячекатаний. Частина 1. Прокат круглий. Розміри (ISO 1035/1:1980, IDT). Київ : Держстандарт України, 2002. 10 с.

13. ASTM A29/A29M-23. Standard Specification for General Requirements for Steel Bars, Carbon and Alloy, Hot-Wrought. West Conshohocken : ASTM International, 2023. DOI: 10.1520/A0029_A0029M-23.

14. Bar Puller Insights. *CNC Bar Puller*. URL: https://cncbarpuller.com/bar-puller-insights.php (дата звернення: 13.10.2023).

15. How to Program a Bar Puller. *CNC Concepts, Inc*. URL: https://www.cncci.com/post/how-to-program-a-bar-puller (дата звернення: 07.10.2023).

16. Барпуллер (витягувач прутка) ZDLLQ-20 3-43мм: продаж, ціна у Кременчуку. *«Гефест Плюс»*. URL: https://gefestplus.com/ua/p2489459307-barpuller-vytyagivatel-prutka.html (дата звернення: 07.10.2023).

17. Royal Grippex CNC Bar Puller. *Royal Products*. URL: https://royalproducts.com/product/43340/ (дата звернення: 07.10.2023).

18. Oil film shape prediction of hydrostatic thrust bearing under the condition of high speed and heavy load / X. Yu, X. Zuo, Ch. Liu, X. Zheng, H. Qu, T. Yuan. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2018. Vol. 70, no. 7. P. 1243–1250. DOI: 10.1108/ilt-07-2017-0220.

19. Управління точністю траєкторних переміщень виконавчих органів верстата на гідростатичних підшипниках / В. Д. Ковальов, Я. В. Васильченко, А. О. Міхєєв, Т. І. Четвержук. *Перспективні технології та прилади*. 2024. Т. 1, № 25. С. 64–72. DOI: 10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2024-25-10.

20. The importance of hydraulic oil to achieve the hydrodynamic bearing effect in bar feeding operations on CNC lathes. *Edge Technologies*. URL: https://edgetechnologies.com/hydrodynamic-bearing-effect/ (дата звернення: 26.10.2024).

21. Pierson H. A., Singh K. V. Tunable and transferrable bar feeder damping design for advanced manufacturing. *ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. San Diego, California, USA, November 15–21, 2013. DOI: 10.1115/imece2013-64970.

22. A review on vibration control strategies using magnetorheological materials actuators: application perspective / A. Masa'id, B. Lenggana, U. Ubaidillah, D. Susilo, S. Choi. *Actuators*. 2023. Vol. 12, no. 3. P. 113. DOI: 10.3390/act12030113.

23. Mini rhinobar®. *Lexair Inc*. URL: https://www.lexairinc.com/machine-tool/bar-feeders/mrb-1-62 (дата звернення: 26.10.2024).

24. BOSS 542 CNC, BOSS 542r CNC. *1st Machine Tool Accessories Ltd*. URL: https://www.1mta.com/wp-content/uploads/2019/technical-help/manual/10/Boss-325-Mini-Use-_-Maintenance-Manual.pdf (дата звернення: 26.10.2024).

25. Alpha 112 S3. *LNS Group*. URL: https://lns-group.com/solutions-services/bar-feeding-systems/alpha-212-s3-alpha-112-s3 (дата звернення: 26.10.2024).

26. Sprint 565 S2+. *LNS Group*. URL: https://lns-group.com/solutions-services/bar-feeding-systems/sprint-565-s2plus (дата звернення: 26.10.2024).

27. Turbo 3-38 bar feeder. *Edge Technologies*. URL: https://flintmachine.com/shop/automation/edge/bar-feeders-edge/turbo-3-38-bar-feeder/ (дата звернення: 26.10.2024).

28. Infinity. *MD Tooling*. URL: https://mdtooling.com/infinity (дата звернення: 28.10.2024).

29. X-Files-S. *MD Tooling*. URL: https://mdtooling.com/x-files-s (дата звернення: 28.10.2024).

30. LNS Quick Load Servo S2. *LNS America*. URL: https://www.lns-america.com/product/quick-load-servo-s2/ (дата звернення: 28.10.2024).

31. Silva G. B., Silva F. J. G., Campilho R. D. S. G., Gouveia R. M. Designing a novel feeding system for CNC turning machines. *Procedia Manufacturing*. 2018. Vol. 17. P. 1144–1153. DOI: 10.1016/j.promfg.2018.10.020.

32. Novel discrete support vibration reduction infinite-length round bar feeder : Pat. CN 211846130 U : Int. Cl. B65G13/00 / Liu Jun, Shen Yan, Ji Xingwang. Appl. No. CN201922215340U ; filed 12.12.2019 ; publ. 03.11.2020.

33. Sild S. Swiss Machining Explained – What Is a Swiss Lathe? *Fractory*. 29.08.2023. URL: https://fractory.com/swiss-machining-explained/ (дата звернення: 07.11.2023).

34. ATS Bar Feed MD Series, ML Series and MX Series: Installation, Operation and Maintenance Manual. Version manML565/580en V3.2. ATS Systems, Inc., 2020. URL: https://20250451.fs1.hubspotusercontent-na1.net/hubfs/20250451/ATS%20SYSTEMS%20-%20ML%20TSManual%202020%20-%207.25.24.pdf (дата звернення: 07.11.2023).

35. Efficient bar feeders for bars up to 1.2m. *Samsys*. URL: https://www.samsys.eu/en/bar-feeders-for-bars-up-to-a-max-of-1-2-m-in-length/ (дата звернення: 07.11.2023).

36. Янюк Д.В. Структура оцінювання характеристик машин автоматичної подачі пруткових заготовок в токарні верстати. *Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ»*. 2026. № 84. С. 49–56. DOI: 10.36910/775.24153966.2025.84.7.

37. Varady R. The long and short of bar feeder selection. *Production Machining*. July 2001. URL: https://www.productionmachining.com/articles/the-long-and-short-of-bar-feeder-selection (дата звернення: 07.11.2023).

38. Rakowski L. Choosing the right bar feeder. *Modern Machine Shop*. September 2000. URL: https://www.canadianmetalworking.com/canadianmetalworking/article/metalworking/choosing-the-right-bar-feeder (дата звернення: 07.11.2023).

39. Кузнецов Ю. М., Булах І. І. Пристрій для подачі пруткового матеріалу : а. с. 872038, МКІ B23B13/02. № 2841315/25-08 ; заявл. 19.11.1979 ; опубл. 15.10.1981, Бюл. № 38. 4 с.

40. Dunlap G. E. Bar feed buffer : Pat. 3720123 US, Int. Cl. B23B13/00. No. 199342 ; filed 17.11.1971 ; publ. 13.03.1973. 6 p. URL: https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/022624110/publication/US3720123A (дата звернення: 15.11.2023).

41. Аналіз зношення губок затискних цанг багатошпиндельних токарних автоматів / Р. Г. Редько, Р. А. Скляров, Р. М. Полінкевич, Т. І. Четвержук, О. І. Редько. *Наукові нотатки*. 2021. № 71. С. 294–297. DOI: 10.36910/6775.24153966.2021.71.42.

42. Kim K. H. Bar feeder having material deformation prevention function : Pat. App. 20240083344 KR, Int. Cl. B23B13/02. No. 1020220163351 ; filed 30.11.2022 ; publ. 11.06.2024. 10 p.

43. LNS MOVE Quick 6 S2 : instruction manual. LNS SA. URL: https://www.getmaintainx.com/assets/lns/bar-feeder-quick-6-s2 (дата звернення: 15.11.2023).

44. A new efficient numerical method for contact mechanics of rough surfaces / C. Putignano, L. Afferrante, G. Carbone, G. Demelio. *International Journal of Solids and Structures*. 2012. Vol. 49, no. 2. P. 338–343. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2011.10.009.

45. Сапон С. П., Дзюба Д. І. Цифрові двійники шпиндельних вузлів : огляд. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2024. № 4(87). С. 148–158. DOI: 10.35546/kntu2078-4481.2023.4.17.

46. Lasi G., Mingozzi R. Self-damping bar pusher rod for bar feeders : Pat. App. 0873807 EP, Int. Cl. B23B13/02. No. 98105735 ; filed 30.03.1998 ; publ. 28.10.1998.

47. Lee S. S. CNC Lathe's stopper head : Pat. 100756588 KR, Int. Cl. B23B13/08. No. 20060093347 ; filed 19.09.2006 ; publ. 10.09.2007.

48. Basgall R. M. Air release stock stop : Pat. 7104170 US, Int. Cl. B23B3/36. No. 24774505 ; filed 10.10.2005 ; publ. 12.09.2006.

49. Prydalnyi B. Mechatronic device for two-stage clamping of cylindrical objects in machine tool spindles. *Journal of Mechanical Engineering and Transport*. 2021. Vol. 13, no. 1. P. 118–123. DOI: 10.31649/2413-4503-2021-13-1-118-123.

50. Prydalnyi B., Sulym H. Identification of analytical dependencies of the operational characteristics of the workpiece clamping mechanisms with the rotary movement of the input link. *Acta Mechanica et Automatica*. 2021. Vol. 15, no. 1. P. 47–52. DOI: 10.2478/ama-2021-0007.

51. Придальний Б. І., Янюк Д. В. Новий підхід до підвищення точності позиціювання торця пруткової заготовки під час токарної обробки. *5th International Scientific and Practical Internet Conference "Integration of Education, Science and Business in Modern Environment: Summer Debates"*. Дніпро, 2023. С. 408–410. URL: http://www.wayscience.com/wp-content/uploads/2023/08/Conference-Proceedings-3-4-August-2023.pdf (дата звернення: 07.11.2023).

52. Янюк Д. В. Вдосконалення пристрою подачі пруткових заготовок в токарному обладнанні. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2024. Т. 2, № 23. С. 297–303. DOI: 10.36910/automash.v2i23.1552.

53. Automation of optimization synthesis for modular technological equipment / O. M. Zaleta, O. Yu. Povstyanoy, L. F. Ribeiro, R. G. Redko, T. Ye. Bozhko, T. I. Chetverzhuk. *Journal of Engineering Sciences*. 2023. Vol. 10, no. 1. P. A6–A14. DOI: 10.21probl272/jes.2023.10(1).a2.

54. Optimization synthesis of technological parameters during manufacturing of the parts / Y. Kusyi, V. Stupnytskyy, O. Onysko, E. Dragašius, S. Baskutis, R. Chatys.. *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. 2022. Vol. 24, no. 4. P. 655–667. DOI: 10.17531/ein.2022.4.6.

55. ISO 230-2:2014. Test code for machine tools – Part 2: Determination of accuracy and repeatability of positioning of numerically controlled axes. Geneva : ISO, 2014. 42 p.

56. Nonlinear dynamic modeling and vibration analysis of whole machine tool / H. Miao, C. Wang, C. Li, W. Song, X. Zhang, M. Xu. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2023. Vol. 245. Art. 108122. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2023.108122.

57. Altintas Y., Ber A. Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design. *Applied Mechanics Reviews*. 2001. Vol. 54, no. 5. P. B84. DOI: 10.1115/1.1399383.

58. Hu B., Schiehlen W., Eberhard P. Comparison of analytical and experimental results for longitudinal impacts on elastic rods. *Journal of Vibration and Control*. 2003. Vol. 9, no. 1-2. P. 157–174. DOI: 10.1177/107754603030745.

59. Investigating the Taylor impact problem of an elastic rod using the Rayleigh-Love rod theory / H. Yang, F. Zhou, Y. Li, Y. Zheng. *European Journal of Mechanics – A/Solids*. 2022. Vol. 93. Art. 104551. DOI: 10.1016/j.euromechsol.2022.104551.

60. Sheremeta R. Review of reological models. *Bulletin of Lviv National Agrarian University. Agroengineering Research*. 2018. No. 22. P. 22–30. DOI: 10.31734/agroengineering2018.01.022.

61. Денисюк В. Ю., Пташенчук В. В. Аналіз похибок обробки деталей при автоматичному розмірному контролі. *Перспективні технології та прилади*. 2023. № 22. С. 31–37. DOI: 10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2023-22-05.

62. Thermal error measurement and compensation with torque limit skip in Swiss-type lathe manufacturing / P. Kaftan, F. Porquez, J. Mayr, K. Pomodoro, M. Keel, D. Trombert, K. Wegener. *Precision Engineering*. 2024. Vol. 87. P. 102–114. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2024.01.024.

63. Energy consumption in machining: Classification, prediction, and reduction strategy / G. Y. Zhao, Z. Y. Liu, Y. He, H. J. Cao, Y. B. Guo. 2017. Vol. 133. P. 142–157. DOI: 10.1016/j.energy.2017.05.110.

64. Al-Sulaiman F. A., Baseer M. A., Sheikh A. K. Use of electrical power for online monitoring of tool condition. *Journal of Materials Processing Technology*. 2005. Vol. 166, no. 3. P. 364–371. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2004.07.104.

65. Металообробні верстати DMC : каталог. Київ : ТОВ «Машінтех», 2024. 32 с. URL: https://met.ua/image/catalog/pdf/catalog-dmc.pdf (дата звернення: 05.09.2025).

66. Режими роботи системи ЧПУ верстата в процесі його експлуатації / Т. І. Четвержук, Р. М. Полінкевич, Р. Г. Редько, Н. Т. Зубовецька. *Наукові нотатки*. 2019. Вип. 66. С. 373–378. URL: https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi_notatky/issue/view/37/43 (дата звернення: 05.09.2025).

67. Інформаційне забезпечення розмірного моделювання та аналізу технологічних процесів / В. Приходько та ін. *Технічні науки та технології*. 2022. № 3(29). С. 77–93. DOI: 10.25140/2411-5363-2022-3(29)-77-93.

68. Дослідження розсіювання величин подач токарних верстатів в імовірнісному аспекті / В. В. Крупа, В. Р. Кобельник, Н. М. Тимошенко, О. О. Ковальчу. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2023. № 4(83). С. 16–28. DOI: 10.35546/kntu2078-4481.2022.4.2.

69. Investigation of cutting tool and workpiece positioning precision as a critical factor in enhancing machining accuracy / U. Turaeva, M. Juraev, N. Urinov, N. Khodjayeva, E. Ismailov. *E3S Web of Conferences*. 2025. Vol. 627. Art. 04002. DOI: 10.1051/e3sconf/202562704002.

70. Булига Ю. В., Веселовська Н. Р., Міськов В. П. Теорія різання. Розрахунок режимів різання : практикум. Вінниця : ВНТУ, 2019. 67 с. URL: https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/IRVC/Buliga_2019_67.pdf (дата звернення: 05.09.2025).

71. Cutting process consideration in dynamic models of machine tool spindle units / Y. Danylchenko, M. Storchak, M. Danylchenko, A. Petryshyn. *Machines*. 2023. Vol. 11, no. 6. Art. 582. DOI: 10.3390/machines11060582.

72. Energy optimisation for end face turning with variable material removal rate considering the spindle speed changes / L. Hu, W. Cai, L. Shu, K. Xu, H. Zheng, S. Jia. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*. 2020. Vol. 7, iss. 5. P. 1–14. DOI: 10.1007/s40684-020-00210-w.

73. Youssef H. A., El-Hofy H. A., Ahmed M. H. Manufacturing technology: materials, processes, and equipment. Boca Raton : Taylor & Francis Group, 2011. 948 p.

74. Control of the parameters of the surface layer of steel parts during their processing applying the material homogeneity criterion / . Kusyi, V. Stupnytskyy, O. Kostiuk, O. Onysko, E. Dragašius, S. Baskutis, R. Chatys. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 2024. Vol. 26, no. 2. Art. 187794. DOI: 10.17531/ein/187794.

75. A continuous contact force model for the impact analysis of hard and soft materials / J. Zhang et al. *SSRN Electronic Journal*. 2022. DOI: 10.2139/ssrn.4058033.

76. A study on the coarse-to-fine error decomposition and compensation method of free-form surface machining / Y. Chen et al. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, no. 19. Art. 9044. DOI: 10.3390/app14199044.

77. Дослідження сили різання при розточуванні гвинтових нежорстких деталей машин / Р. Редько, О. Повстяной, Р. Скляров, Т. Божко. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2023. Т. 1, № 20. С. 26–32. DOI: 10.36910/automash.v1i20.1030.

78. Ламнауер Н. Й. Визначення якості технологічного процесу виготовлення виробів з заданим лінійним розміром. *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії*. 2019. № 2(46). С. 89–92. DOI: 10.37142/1993-8222/2019-2(46)89.

79. Статистичне моделювання технічних характеристик металорізальних верстатів / Т. І. Четвержук, Р. М. Полінкевич, Р. Г. Редько, О. М. Залета, Р. А. Скляров. *Наукові нотатки*. 2021. № 71. С. 322–329. DOI: 10.36910/6775.24153966.2021.71.47.

80. Редько Н. В., Редько Р. Г. Моделювання динаміки пелюсток затискних цанг механізмів затиску багатошпиндельних токарних автоматів. *Збірник наукових доповідей міжнародної науково-технічної конференції MTI-2024 «Матеріали та технології в інженерії» (м. Луцьк, 14–16 травня 2024 р.)*. Луцьк, 2024. С. 244–248. URL: https://peers.international/paper/modelyuvannya-dinamiki-pelyustok-zatisknikh-cang-mekhanizmiv-zatisku-bagatoshpindelnikh .

81. Придальний Б. І., Янюк Д. В. Вплив упорного обмеження автоматичної подачі довгомірної заготовки на точність її осьового позиціонування в токарному верстаті. *Вісник машинобудування та транспорту.* 2025. Т. 22, №2. С. 71–80. DOI: 10.31649/2413-4503-2025-22-2-71-80.

82. Янюк Д. В. Визначення закономірностей варіабельності величини автоматичної подачі довгомірної пруткової заготовки у верстат. *Перспективні технології та прилади*. 2025. Т. 1, № 27. С. 213–218. DOI: 10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2025-27-30.

83. Singh V. Statistical process control (SPC) guideline. *International Journal of Engineering Applied Sciences and Technology*. 2022. Vol. 7, no. 1. P. 84–92. DOI: 10.33564/ijeast.2022.v07i01.013.

84. Contactless measurement of error in lathe tool positioning / S. Kumari, C. Pathak, S. Vashist, P. K. Mahapatra. *2023 3rd International Conference on Intelligent Technologies (CONIT)*. Hubli, India, June 23–25, 2023. DOI: 10.1109/conit59222.2023.10205386.

85. Значення квантилі нормального розподілу. *StudFiles*. URL: https://studfile.net/preview/3535753/page:4/ (дата звернення: 24.11.2024).

86. Yaniuk D. Assessment of the stability of the axial positioning of the end face of a long cylindrical workpiece during automatic feeding in a machine tool. *Central ukrainian scientific bulletin. technical sciences*. 2025. Vol. 2, No. 12(43). P. 117–122. DOI: 10.32515/2664-262x.2025.12(43).2.117-122.

87. Laser Micrometer / Optical Micrometer. *Keyence Corporation of America*. URL: https://www.keyence.com/products/measure/micrometer (дата звернення: 17.09.2024).

88. Mastenko I., Sapon S., Stelmakh N. Machine vision as an integral part of the intellectual technological systems. *Technical Sciences and Technologies*. 2021. No. 4(26). P. 58–66. DOI: 10.25140/2411-5363-2021-4(26)-58-66.

89. Mechatronic transducer for two-level adaptive control of CNC machines / A. Gushchin, V. Larshin, O. Lysyi, V. Marchuk.. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham : Springer, 2022. P. 3–12. DOI: 10.1007/978-3-031-16651-8_1.

90. Intelligent position control for intelligent pneumatic actuator with ball-beam (IPABB) system / M. N. Muftah, A. A. Mohd Faudzi, S. Sahlan, S. Mohamaddan. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12, no. 21. Art. 11089. DOI: 10.3390/app122111089.

91. Chiang M.-H. Development of X-Y servo pneumatic-piezoelectric hybrid actuators for position control with high response, large stroke and nanometer accuracy. *Sensors*. 2010. Vol. 10, no. 4. P. 2675–2693. DOI: 10.3390/s100402675.

92. Барилюк Є. І. Підвищення ресурсу пневматичних електромагнітних клапанів шляхом введення демпфірування в рухому систему електромагнітного приводу клапана : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02. Київ : Нац. авіац. ун-т, 2016. 217 с. URL: https://ela.kpi.ua/items/639b9348-246d-4c14-80b6-bfadef077996 (дата звернення: 05.09.2025).

93. Chiang M.-H., Chen C.-C., Tsou T.-N. Large stroke and high precision pneumatic–piezoelectric hybrid positioning control using adaptive discrete variable structure control. *Mechatronics*. 2005. Vol. 15, no. 5. P. 523–545. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2004.11.003.

94. Придальний Б. І. Mechatronic clamping mechanism with electro-hydraulic actuator for machine spindle units. *Перспективні технології та прилади*. 2021. № 18. С. 124–128. DOI: 10.36910/6775-2313-5352-2021-18-18.

95. Haas Bar Feeder V2. *Haas Automation, Inc*. URL: https://www.haascnc.com/uk/machines/lathes/haas-bar-feeder-v2.html (дата звернення: 23.06.2024).

96. Савчук П. П., Косторнов А. Г. Закономірності тертя та зношування епоксидних композитів з різним ступенем наповнення. *Проблеми тертя та зношування*. 2009. № 51. С. 84–91. DOI: 10.18372/0370-2197.51.3581.

97. Multi-3000, Multi-3000SL. All-electric Short bar feeders with servo drive. *SAMSYS GmbH*. URL: https://www.samsys.eu/en/download/ (дата звернення: 17.09.2024).

98. Касьян А. В., Галецький О. С. Розробка математичної моделі пневматичного позиційного приводу. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2025. Т. 1, № 1(92). С. 79–88. DOI: 10.35546/kntu2078-4481.2025.1.1.10.

99. Brecher C., Baumler S., Brockmann B. Avoiding chatter by means of active damping systems for machine tools. *Journal of Machine Engineering*. 2013. Vol. 13, no. 3. P. 118–128.

100. Ogata K. Modern Control Engineering. 5th ed. Upper Saddle River : Prentice-Hall, 2001. 912 p.

101. Alsuwaiyan A. S. Stiffness characteristics of a basic nonlinear air spring model. *World journal of engineering and technology*. 2024. Vol. 12, no. 03. P. 455–465. DOI: 10.4236/wjet.2024.123029.

102. Дослідження коефіцієнта жорсткості пружинного та пневматичного елементів підвіски автомобіля Opel Vivaro / О. Орисенко та ін. *Системи управління, навігації та зв'язку. Збірник наукових праць*. 2025. Т. 2, № 80. С. 27–34. DOI: 10.26906/sunz.2025.2.027.

103. The MathWorks Inc. MATLAB Online (basic). *MATLAB*. URL: https://matlab.mathworks.com (дата звернення: 12.02.2025).

104. Бондаренко Л. Аналітичні залежності для визначення коефіцієнта тертя кочення для найбільш вживаних схем дотику. *Техніка будівництва*. 2002. № 11. С. 32–35.

105. Толочко О., Журов І. Дослідження двомасової пружно-в'язкої електромеханічної системи з урахуванням зазору в кінематичній передачі. *Наукові праці ДонНТУ. Серія "Електротехніка та енергетика"*. 2012. № 1(12)–2(13). С. 45–52. URL: https://ea.donntu.edu.ua/jspui/handle/123456789/23924 (дата звернення: 05.09.2025).

106. Relationship between rolling and slip resistance in rolling bearings / L. M. Bondarenko et al. *Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*. 2016. No. 3(63). P. 161–170. DOI: 10.15802/stp2016/74760.

107. Montgomery D. C. Introduction to Statistical Quality Control. 6th ed. Hoboken : John Wiley & Sons, 2009. 754 p.

108. Assidqi N. I., Astharini D., Hamid S. Light-Based positioning system using arduino. *Exsact-a*. 2023. Vol. 1. P. 28. DOI: 10.36722/exc.v1i1.2286.

109. Automated smart humanoid robot arm on the Arduino platform / O. Povstyanoy et al. *Technologia i Automatyzacja Montażu*. 2025. Vol. 130, no. 4. P. 43–53. DOI: 10.7862/tiam.2025.4.4.

110. Development of robotic arm control using Arduino controller / K. Chenchireddy et al. *IAES International Journal of Robotics and Automation (IJRA)*. 2024. Vol. 13, no. 3. P. 264–271. DOI: 10.11591/ijra.v13i3.pp264-271.

111. Реле силові RT424005. TE Connectivity Ltd. *Компанія CEA*. URL: https://www.sea.com.ua/ua/elektronnye-komponenty/rele-silovye-svyse-2-amper-30-vdc/rt424005/ (дата звернення: 05.09.2025).

112. Bone G. M., Xue M., Flett J. Position control of hybrid pneumatic–electric actuators using discrete-valued model-predictive control. *Mechatronics*. 2015. Vol. 25. P. 1–10. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2014.10.009.

113. Пневмоциліндр DSNU-16-25-PPV-A (№ 33973). Технічні дані. *Festo SE & Co. KG*. URL: https://www.festo.com/ua/uk/a/33973?q=DSNU-16-25-PPV (дата звернення: 05.09.2025).

114. Dhavalikar M., Dingare S., Patle B. A review of pneumatic cylinder positioning techniques for high positioning accuracy and minimal response time. *Materials Today: Proceedings*. 2022. Vol. 62. P. 1420–1426. DOI: 10.1016/j.matpr.2022.09.392.

115. Willink R. On revision of the guide to the expression of uncertainty in measurement: proofs of fundamental errors in bayesian approaches. *Measurement: Sensors*. 2022. Vol. 24. Art. 100416. DOI: 10.1016/j.measen.2022.100416.

116. Impact of technological system’s characteristics on the machining accuracy of bearing rings / T. N. Halchuk, O. Yu. Povstyanoy, M. Bembenek, R. G. Redko, T. I. Chetverzhuk, R. M. Polinkevych. *Journal of Engineering Sciences*. 2023. Vol. 10, no. 1. P. A22–A30. DOI: 10.21272/jes.2023.10(1).a4.

117. Таблиця значень критерія Стьюдента (t-критерій). *DSpace TDMU*. URL: https://repository.tdmu.edu.ua/handle/1/10868 (дата звернення: 06.09.2025).

118. The advanced technology of economic efficiency evaluation / N. Lishchenko, V. Larshin, A. Mochuliak, V. Marchuk. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham : Springer, 2022. P. 350–359. DOI: 10.1007/978-3-031-16651-8_33.

119. Fit manufacturing: integrated model of manufacturing strategies / R. I. Esmaeel et al. *Procedia Manufacturing*. 2018. Vol. 22. P. 975–981. DOI: 10.1016/j.promfg.2018.03.139.

120. Каталог Sandvik Coromant. Токарні інструменти. *Polidecktech*. 2020. URL: https://polidecktech.com/all-catalogs/catalog-sandvik-coromant (дата звернення: 05.09.2025).

121. Янюк Д.В. Інтегральна оцінка впливу скорочення операції формування торця на показники ефективності токарної обробки пруткових заготовок. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2025. Т. 1, №4(95). С. 352–358. DOI: 10.35546/kntu2078-4481.2025.4.1.464.

ДОДАТКИ

Додаток А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові публікації. Основні результати дисертації опубліковано у шести наукових статтях, із яких п’ять одноосібних та одна у співавторстві, з яких особистий внесок здобувача становить 4,5 ум. друк. арк., а також у трьох публікаціях апробаційного характеру за матеріалами міжнародних науково-практичних конференцій.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Янюк Д.В. Вдосконалення пристрою подачі пруткових заготовок в токарному обладнанні. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2024. Т. 2, № 23. С. 297–303. DOI: 10.36910/automash.v2i23.1552.

2. Придальний Б. І., Янюк Д. В. Вплив упорного обмеження автоматичної подачі довгомірної заготовки на точність її осьового позиціонування в токарному верстаті. *Вісник машинобудування та транспорту.* 2025. Т. 22, №2. С. 71–80. DOI: 10.31649/2413-4503-2025-22-2-71-80.

3. Yaniuk D. Assessment of the stability of the axial positioning of the end face of a long cylindrical workpiece during automatic feeding in a machine tool. *Central ukrainian scientific bulletin. technical sciences*. 2025. Vol. 2, no. 12(43). P. 117–122. DOI: 10.32515/2664-262x.2025.12(43).2.117-122.

4. Янюк Д.В. Інтегральна оцінка впливу скорочення операції формування торця на показники ефективності токарної обробки пруткових заготовок. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2025. Т. 1, №4(95). С. 352–358. DOI: 10.35546/kntu2078-4481.2025.4.1.46.

5. Янюк Д. В. Визначення закономірностей варіабельності величини автоматичної подачі довгомірної пруткової заготовки у верстат. *Перспективні технології та прилади*. 2025. Т. 1, № 27. С. 213–218. DOI: 10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2025-27-30.

6. Янюк Д.В. Структура оцінювання характеристик машин автоматичної подачі пруткових заготовок в токарні верстати. *Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ»*. 2026. № 84. С. 49–56. DOI: 10.36910/775.24153966.2025.84.7.

Опубліковані праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І., Янюк Д.В. Підвищення точності позиціонування торця пруткової заготовки в токарному автоматі. *International multidisciplinary scientific and practical internet conference for young researchers, applicants for higher education and scientists:* тези доп., 6-7 квітня, Київ 2023р. С. 315-318. Матеріали конференції: https://drive.google.com/file/d/14yN2oyoeHB9RzjCSUHYXG_5sITfhC5eG/view?usp=sharing.

2. Придальний Б.І., Янюк Д.В. Новий підхід до підвищення точності позиціонування торця пруткової заготовки під час токарної обробки. *5th International Scientific and Practical Internet Conference "Integration of Education, Science and Business in Modern Environment: Summer Debates"*, ISBN 978-617-8293-07-9, Дніпро 2023р. С. 408-410. Випуск журналу URL: http://www.wayscience.com/wp-content/uploads/2023/08/Conference-Proceedings-3-4-August-2023.pdf.

3. Придальний Б. І., Янюк Д. В. Інтегральний показник доцільності застосування машин автоматичної подачі пруткових заготовок. *XIV Міжнародної науково-технічної конференції "Прогресивні технології в машинобудуванні ATME-2026",* ISBN 978-617-8320-83-6, м. Івано-Франківськ – Яремче, 9–13 лют. 2026 р. Івано-Франківськ, 2026. С. 162–163, URL: https://drive.google.com/file/d/19g-5-C_UbvDtRn40BQ6UaS9HC2nboAUD/view?usp=drive_link.

Додаток Б

Таблиця Б.1 – Дані вимірів, мкм

№	Розрив	Поява	№	Розрив	Поява
1	3005	3065	16	3004	3062
2	3006	3065	17	3007	3066
3	3005	3064	18	3005	3065
4	3002	3062	19	3005	3064
5	3007	3066	20	3007	3065
6	3005	3065	21	3003	3061
7	3006	3066	22	3006	3066
8	3006	3065	23	3002	3060
9	3003	3061	24	3002	3061
10	3004	3061	25	3006	3064
11	3006	3065	26	3004	3062
12	3005	3065	27	3007	3066
13	3005	3064	28	3006	3063
14	3005	3065	29	3006	3064
15	3002	3063	30	3005	3063



Рисунок Б.1 – Обладнання для експериментального стенду для вимірювання чутливості оптичного давача



Рисунок Б.2 – Оптичний вимірювальний пристрій та цифровий мікрометр

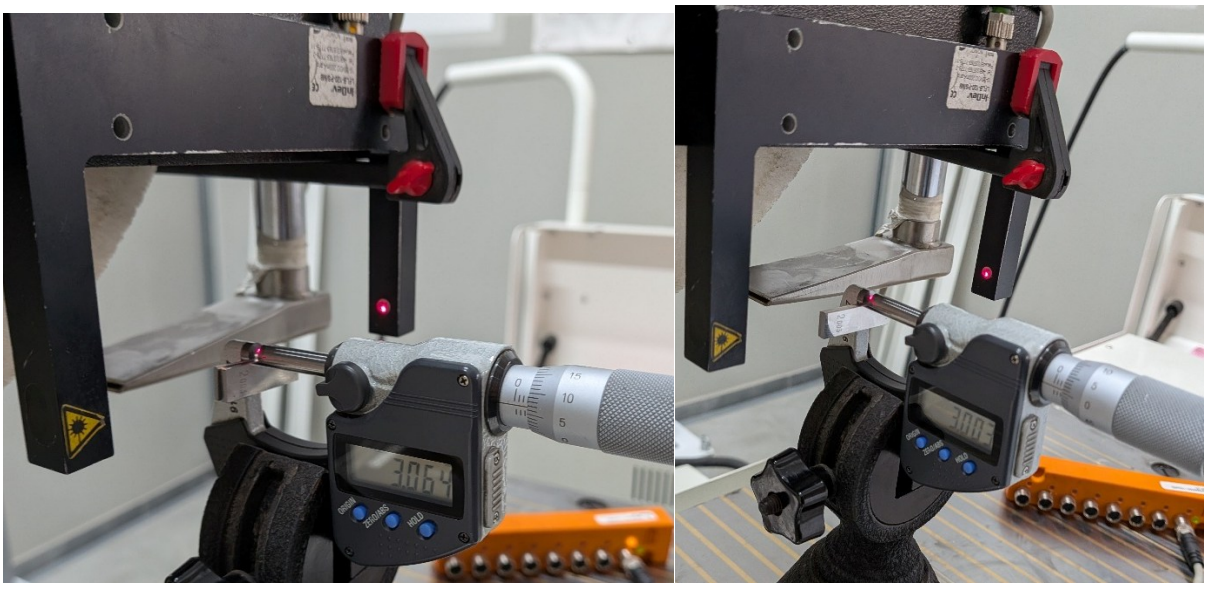
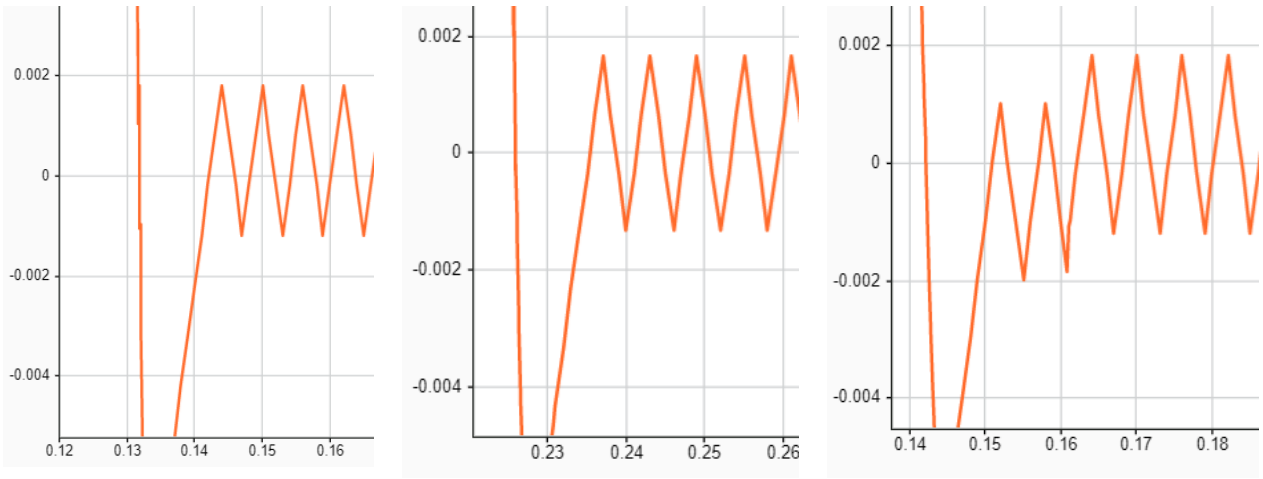


Рисунок Б.3 – процес проведення вимірів

Додаток В



а) б) в)

Рисунок В.1 – Коливання швидкості заготовки при використанні булевої логіки управління: а) m=1,56кг, Zstop=40мм; б) m=2.46кг, Zstop=100мм; в) m=6.53кг, Zstop=20мм

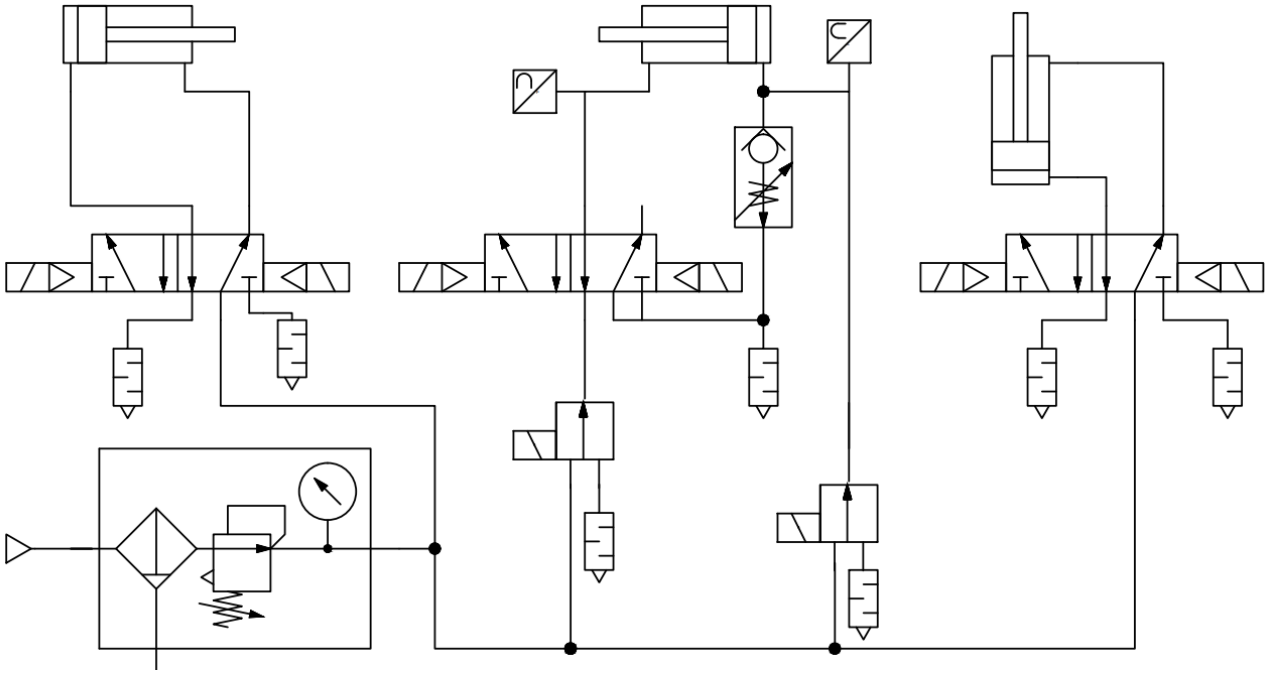


Рисунок В.2 – Пневматична схема експериментального стенду

Додаток Г

Керуюча програма експериментального стенду

```
#include <Arduino.h>

// ================= НАЛАШТУВАННЯ ПІНІВ =================
const int VALVE_PA_PIN = 2;       // Клапан висування упору (D2)
const int VALVE_PB_PIN = 3;       // Клапан втягування упору (D3)
const int VALVE_IN_PIN = 8;       // Упор на позицію роботи (D8)
const int VALVE_OUT_PIN = 9;      // Упор прибрати з позиції роботи (D9)
const int VALVE_FORWARD_PIN = 10;  // Клапан подачі заготовки (D10)
const int VALVE_BACKWARD_PIN = 11; // Клапан втягування штока подачі (D11)
const int VALVE_ATM_PIN = 12;    // Клапан спуски тискку в порожнині pb (D12)
const int VALVE_MAG_PIN = 13;     // Клапан з'єднання pb з магістраллю (D13)
const int POS_SENSOR_PIN = A0;    // Лінійний давач положення
const int POS_INDICATION_PIN = A1; // Давач наявності заготовки на позиції
const int PRES_A_PIN = A2;        // Тиск в порожнині Pa
const int PRES_B_PIN = A3;        // Тиск в порожнині Pb

// ================= ПАРАМЕТРИ СИСТЕМИ =================
const float MAX_FORCE = 100.0;        // Обмеження зусилля (Н)
const float NEUTRAL_VOLTAGE_A = 2.0;  // Підпір Pa: 4 бар (2.0 В)
const float NEUTRAL_VOLTAGE_B = 2.32; // Підпір Pb: 4.64 бар (2.32 В)
const float AREA_RATIO = 1.16;        // Співвідношення площ Aa / Ab

// Компенсація мертвої зони
const float d_plus = 0.06;      // Вольти
const float d_minus = 0.06;     // Вольти
const float v_deadband = 0.05;  // Вольти
```

```
const float POS_TOLERANCE_M = 0.00005; // Допуск 0.05 мм

// Компенсація тертя для ПІД регулятора
const float Fc = 0.05; // Статичне тертя в еквіваленті Вольт
const float B_v = 0.02; // В'язке тертя
const float v_s = 0.05; // Швидкість згладжування (м/с)

// Параметри для формули гальмування
const float Z_STOP_MM = 12.5; // Точка зупинки (середина ходу)
const float F_BRAKE = 100.0;  // Сила гальмування (Н)
const float F_ACC = 100.0;    // Сила прискорення (Н)
const float ETA = 0.9;        // Коефіцієнт корисної дії / втрат

// Глобальні змінні стану для підпрограми
float integralError = 0.0;
float position_previous_m = 0.0;
float filtered_velocity = 0.0;
unsigned long last_time_stopper = 0;
unsigned long feed_start_time = 0;
float last_feed_time_sec = 0.0;

float workpiece_mass_kg = 2.46;    // Початкова маса
float workpiece_length_mm = 0.0;   // Змінна для довжини деталі
float brake_length = 0.0;          // Шлях гальмування
float targetPos = 0.0;             // Задана позиція упору

float last_mass = -1.0;         // Для відстеження зміни маси
float currentPos_filtered_m = 0.0; // Глобальна змінна для фільтрованої позиції
int cycles_remaining = 0;     // Лічильник циклів
```

```
bool menu_printed = false;    // Прапорець для одноразового виводу меню
bool contact = false;         // Прапорець для контакту упора з заготовкою
bool measured = false;

// ================= ФУНКЦІЇ КОМПЕНСАЦІЇ =================

float inverse_deadzone(float v) {
  if (abs(v) < v_deadband) return 0.0;
  if (v > 0) return v + d_plus;
  return v - d_minus;
}

float friction_feedforward(float vel) {
  return Fc * tanh(vel / v_s) + B_v * vel;
}

float readPositionMeters() {
  int raw = analogRead(POS_SENSOR_PIN);
  return (raw / 1023.0) * 0.100;
}

// ================= ГОЛОВНА ПІДПРОГРАМА =================

bool updateActiveStopper(float targetPos_mm, float mass_kg) {
  bool isTargetReached = false;
  unsigned long current_time = millis();
  float dt = (current_time - last_time_stopper) / 1000.0;  // переведення часу в секунди
// Виконуємо розрахунок з фіксованою частотою 100 Гц (10 мс)
  if (dt >= 0.01) {
```

```
last_time_stopper = current_time;

if (abs(mass_kg - last_mass) > 0.1) {
  integralError = 0.0;
  last_mass = mass_kg;
}
float Kp = 8600.0 * mass_kg + 4084.0;
float Kd = max(100.0, 711.0 * mass_kg - 545.0);
float Ki = 31.0 * (mass_kg * mass_kg) + 0.5;
float rawPos_m = readPositionMeters();
if (currentPos_filtered_m == 0.0) currentPos_filtered_m = rawPos_m;
currentPos_filtered_m = 0.2 * rawPos_m + 0.8 * currentPos_filtered_m;
float targetPos_m = targetPos_mm / 1000.0;
float error = targetPos_m - currentPos_filtered_m;
float raw_velocity = (currentPos_filtered_m - position_previous_m) / dt;
filtered_velocity = 0.8 * filtered_velocity + 0.2 * raw_velocity;
float u_pid_force = Kp * error + Ki * integralError - Kd * filtered_velocity;
u_pid_force = constrain(u_pid_force, -MAX_FORCE, MAX_FORCE);
float u_volts_raw = u_pid_force * (2.5 / MAX_FORCE);
float u_volts_friction = friction_feedforward(filtered_velocity);
float u_volts_comp = inverse_deadzone(u_volts_raw + u_volts_friction);
float V_Pa = NEUTRAL_VOLTAGE_A + u_volts_comp;
float V_Pb = NEUTRAL_VOLTAGE_B - (u_volts_comp * AREA_RATIO);

V_Pa = constrain(V_Pa, 0.0, 5.0);
V_Pb = constrain(V_Pb, 0.0, 5.0);
int pwm_Pa = (int)((V_Pa / 5.0) * 255.0);
int pwm_Pb = (int)((V_Pb / 5.0) * 255.0);
analogWrite(VALVE_PA_PIN, pwm_Pa);
```

```
    analogWrite(VALVE_PB_PIN, pwm_Pb);
    float u_volts_actual = (V_Pa - NEUTRAL_VOLTAGE_A);
    if (abs(error) <= POS_TOLERANCE_M) {
      error = 0.0;
      isTargetReached = true;
    }
    else {
      integralError += dt * (error + 1.0 * (u_volts_actual - u_volts_comp));
    }

    position_previous_m = currentPos_filtered_m;
  }
  return isTargetReached;
}
// ================== ОСНОВНА ПРОГРАМА ==================
int machineState = 0;

void setup() {
  Serial.begin(115200);
  Serial.setTimeout(50);
  pinMode(VALVE_PA_PIN, OUTPUT);
  pinMode(VALVE_PB_PIN, OUTPUT);
  pinMode(VALVE_IN_PIN, OUTPUT);
  pinMode(VALVE_OUT_PIN, OUTPUT);
  pinMode(VALVE_FORWARD_PIN, OUTPUT);
  pinMode(VALVE_BACKWARD_PIN, OUTPUT);
  pinMode(VALVE_ATM_PIN, OUTPUT);
  pinMode(VALVE_MAG_PIN, OUTPUT);
  pinMode(POS_INDICATION_PIN, INPUT);
```

```
  pinMode(POS_SENSOR_PIN, INPUT);
  pinMode(PRES_A_PIN, INPUT);
  pinMode(PRES_B_PIN, INPUT);
  pinMode(START_PIN, INPUT);

  analogWrite(VALVE_PA_PIN, 102);
  analogWrite(VALVE_PB_PIN, 121);
  digitalWrite(VALVE_BACKWARD_PIN, HIGH);
  digitalWrite(VALVE_OUT_PIN, LOW);
  digitalWrite(VALVE_IN_PIN, HIGH);
  digitalWrite(VALVE_MAG_PIN, HIGH);
  digitalWrite(VALVE_ATM_PIN, LOW);
}

void loop() {
  float active_mass = (machineState == 0 || machineState == 1 || machineState == 4) ? 0.0 : workpiece_mass_kg;
  bool stopperAtTarget = updateActiveStopper(targetPos, active_mass);

  // АВТОМАТ СТАНІВ ВЕРСТАТА
  switch (machineState) {

    case 0: // ЕТАП 0: Меню та очікування
      if (!menu_printed) {
        Serial.println("\n=== СИСТЕМА ГОТОВА. ВВЕДІТЬ ПАРАМЕТРИ ===");
        Serial.print("Поточна маса (M): "); Serial.print(workpiece_mass_kg); Serial.println(" кг");
        Serial.print("Довжина деталі (L): "); Serial.print(workpiece_length_mm); Serial.println(" мм");
        Serial.print("Кількість циклів (C): "); Serial.println(cycles_remaining);
```

```
    Serial.println("Команди: [M_число], [L_число], [C_число]. Старт циклу: [S]");
    menu_printed = true;
   }

   if (Serial.available() > 0) {
    String input = Serial.readStringUntil('\n');
    input.trim();
    input.toUpperCase();

    if (input.length() > 0) {
     char cmd = input.charAt(0);
     float val = input.substring(1).toFloat();

     if (cmd == 'M') {
      workpiece_mass_kg = val;
     }
     else if (cmd == 'L') {
      workpiece_length_mm = val;

      // Розрахунок шляху гальмування та стартової координати Z_b1
      brake_length = Z_STOP_MM * (F_BRAKE / (ETA * F_ACC + F_BRAKE));
      targetPos = Z_STOP_MM + brake_length;
      Serial.print("=> Розраховано нову координату старту Z_b1: ");
      Serial.println(targetPos);
     }
     else if (cmd == 'C') {
      cycles_remaining = (int)val;
     }
```

```
      else if (cmd == 'S') {
        if (cycles_remaining <= 0) cycles_remaining = 1;
        Serial.println("\n>>> ЗАПУСК ЦИКЛУ ПОДАЧІ <<<");
        machineState = 1;
      }
      else {
        Serial.println("Помилка: Невідома команда!");
      }

      if (cmd != 'S') menu_printed = false;
    }
  }
  break;

case 1: // ЕТАП 1: Виставлення активного упору
  if (stopperAtTarget == true) {
    Serial.println("Упор на позиції! Починаємо подачу заготовки...");
    digitalWrite(VALVE_FORWARD_PIN, HIGH);
    digitalWrite(VALVE_BACKWARD_PIN, LOW);
    feed_start_time = millis();
    machineState = 2;
  }
  break;

case 2: // ЕТАП 2: Подача заготовки та гальмування
  // Очікування зміни швидкості що свідчитиме про контакт
  if (filtered_velocity > 0.01 && contact == false) {
    contact = true;
    digitalWrite(VALVE_FORWARD_PIN, LOW);  // зупинка штовхача
```

```
      digitalWrite(VALVE_MAG_PIN, LOW);
      digitalWrite(VALVE_ATM_PIN, HIGH);        // стравлюєм тиск підпору з порожнини B

      // Змінюємо ціль координату зупинки
      targetPos = Z_STOP_MM;
    }

    // Умова повної зупинки після контакту
    if (contact == true && abs(filtered_velocity) < 0.01) {
      digitalWrite(VALVE_MAG_PIN, HIGH); // активуєм тиск підпрору
      digitalWrite(VALVE_ATM_PIN, LOW);

      if (digitalRead(POS_INDICATION_PIN) == HIGH) {
        machineState = 3; // не перетнули промінь
      } else {
        machineState = 4;
        digitalWrite(VALVE_BACKWARD_PIN, HIGH); // відведення штовхача
      }
    }
    break;

  case 3: // ЕТАП 3: додатковий етап подачі при передчасній зупинці
    digitalWrite(VALVE_FORWARD_PIN, HIGH);
    if (digitalRead(POS_INDICATION_PIN) == LOW) {
      machineState = 4;
      digitalWrite(VALVE_FORWARD_PIN, LOW);
      digitalWrite(VALVE_BACKWARD_PIN, HIGH);
    }
```

```
    break;

  case 4: // ЕТАП 4: Зворотна подача
    if (digitalRead(POS_INDICATION_PIN) == HIGH) {
      targetPos = 0.0;                  // Втягування упора
      digitalWrite(VALVE_OUT_PIN, HIGH);
      digitalWrite(VALVE_IN_PIN, LOW);

      unsigned long current_time = millis();
      last_feed_time_sec = (current_time - feed_start_time) / 1000.0; // Переводимо в секунди

      Serial.print(">>> Операція успішна. Час подачі: ");
      Serial.print(last_feed_time_sec, 3); // Виводимо з точністю до 3 знаків після коми
      Serial.println(" сек.");
      machineState = 5;
    }
    break;

  case 5: //ЕТАП 5: Затиск заготовки та вимірювання положення її торця
    if (measured == false){
      Serial.print("Підтвердіть проведення вимірювання");
      measured = true;
    }
    if (Serial.available() > 0)  machineState = 6;
  break;
  case 6: // ЕТАП 6: завершення циклу
    cycles_remaining--;
```

```
      if (cycles_remaining > 0) {
        Serial.print("Залишилось циклів: "); Serial.println(cycles_remaining);

        // Повертаємо координату на позицію старту гальмування для нового циклу
        targetPos = Z_STOP_MM + brake_length;
        contact = false;  // Скидаємо прапорець контакту
        machineState = 1;
      } else {
        Serial.println("Всі цикли виконано.");
        menu_printed = false;
        measured  = false;
        machineState = 0;
      }
      break;
    }
}
```

```
#include <Arduino.h>

// ================ НАЛАШТУВАННЯ ПІНІВ ================
const int VALVE_PA_PIN = 2;          // Клапан висування упору (D2)
const int VALVE_PB_PIN = 3;          // Клапан втягування упору (D3)
const int VALVE_IN_PIN = 8;          // Упор на позицію роботи (D8)
const int VALVE_OUT_PIN = 9;         // Упор прибрати з позиції роботи (D9)
const int VALVE_FORWARD_PIN = 10;    // Клапан подачі заготовки (D10)
const int VALVE_BACKWARD_PIN = 11;   // Клапан втягування штока подачі (D11)
const int VALVE_ATM_PIN = 12;        // Клапан спуски тиску в порожнині pb (D12)
const int VALVE_MAG_PIN = 13;        // Клапан з'єднання pb з магістраллю (D13)
const int POS_SENSOR_PIN = A0;       // Лінійний давач положення
const int POS_INDICATION_PIN = A1;   // Давач наявності заготовки на позиції
const int PRES_A_PIN = A2;           // Тиск в порожнині Pa
const int PRES_B_PIN = A3;           // Тиск в порожнині Pb
```

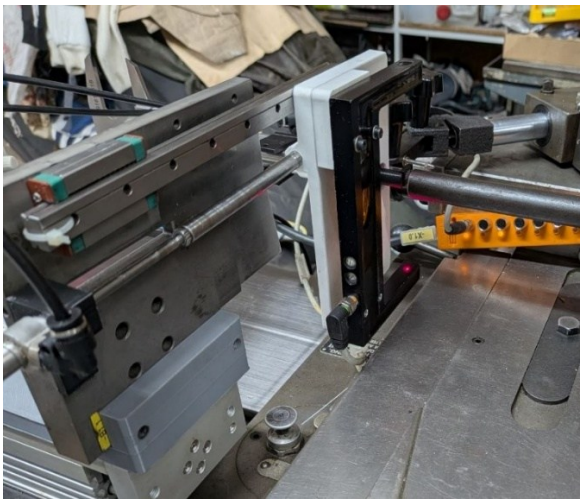
Output Serial Monitor ×

Message (Enter to send message to 'Arduino Mega or Mega 2560' on 'COM8')

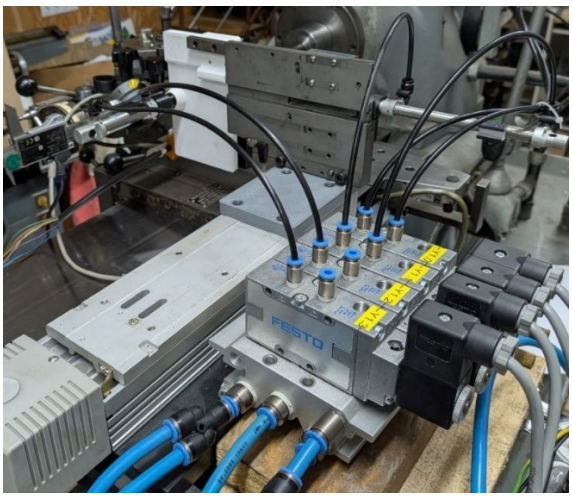
```
Команди: [M_число], [L_число], [C_число]. Старт циклу: [S]
=> Розраховано нову координату старту Z_b1: 0.00

=== СИСТЕМА ГОТОВА. ВВЕДІТЬ ПАРАМЕТРИ ===
Поточна маса (M): 6.30 кг
Довжина деталі (L): 100.00 мм
Кількість циклів (C): 0
Команди: [M_число], [L_число], [C_число]. Старт циклу: [S]

=== СИСТЕМА ГОТОВА. ВВЕДІТЬ ПАРАМЕТРИ ===
Поточна маса (M): 6.30 кг
Довжина деталі (L): 100.00 мм
Кількість циклів (C): 5
Команди: [M_число], [L_число], [C_число]. Старт циклу: [S]
```

Рисунок Г.1 – Операційне вікно в програмі Arduino IDE

Додаток Д



а)



б)



в)



г)

Рисунок Д.1 – Елементи експериментального стенду : а) - механізм виводу скоби з упором на позицію; б) - пневматичні розподільники та клапани; в) - процес позиціювання; г) - процес вимірювання положення торця.

Додаток Е

Таблиця Е.1 – Відхилення торця від заданої позиції, мкм

№	m=1,56 кг $X_2 = -1$		m=2,46 кг	m=6,53 кг $X_2 = 1$	
	L=20 мм $X_1 = -1$	L=100 мм $X_1 = 1$	L=40 мм	L=20 мм $X_1 = -1$	L=100 мм $X_1 = 1$
Підгрупа 1					
1	4	13	11	8	4
2	6	10	16	20	11
3	5	3	18	19	15
4	5	6	9	13	17
5	9	7	7	6	8
$\delta\bar{Z}_1$	5,8	7,8	12,2	13,2	11,0
R_1	5,0	10,0	11,0	14,0	13,0
Підгрупа 2					
6	6	14	12	21	9
7	10	13	6	12	19
8	5	4	7	13	15
9	8	9	15	9	18
10	5	7	12	5	7
$\delta\bar{Z}_2$	6,8	9,4	10,4	12,0	13,6
R_2	5,0	10,0	9,0	16,0	12,0
Підгрупа 3					
11	5	12	4	11	14
12	6	3	9	18	8
13	8	3	6	13	16
14	4	8	14	20	22
15	8	9	16	9	14
$\delta\bar{Z}_3$	6,2	7,0	9,8	14,2	14,8
R_3	4,0	9,0	12,0	11,0	14,0

Продовження таблиці Е.1

Підгрупа 4					
16	6	13	14	9	-2
17	7	14	11	6	5
18	5	10	6	12	10
19	9	3	5	18	13
20	6	14	2	15	17
$\delta\bar{Z}_4$	6,6	10,8	7,6	12,0	8,6
R_4	4,0	11,0	12,0	12,0	19,0
Підгрупа 5					
21	1	11	8	4	2
22	7	5	15	9	12
23	6	7	11	17	4
24	8	13	7	18	19
25	5	13	9	8	15
δZ_5	5,4	9,8	10,0	11,2	10,4
R_5	7,0	8,0	8,0	14,0	17,0
Підгрупа 6					
26	5	8	10	10	3
27	7	10	4	5	14
28	6	7	8	12	20
29	9	2	15	19	13
30	6	5	11	7	18
$\delta\bar{Z}_6$	6,6	6,4	9,6	10,6	13,6
R_6	4,0	8,0	11,0	14,0	17,0
Середні значення					
$\delta\bar{\bar{Z}}$	6.2	8.5	9.9	12.2	12.0
$\bar{R}$	4.8	9.3	10.5	13.5	15.3

Таблиця Е.2 – Значення верхньої та нижньої допустимих меж, мкм

	m=1,56 кг		m=2,46 кг	m=6,53 кг	
	L=20 мм	L=100 мм	L=40 мм	L=20 мм	L=100 мм
$LCL_{\delta Z}$	3,4	3,2	3,9	4,4	3,2
$UCL_{\delta Z}$	9	13.9	16	20	20,8
LCL_R	0	0	0	0	0
UCL_R	10	19,7	22,2	28,5	32,4

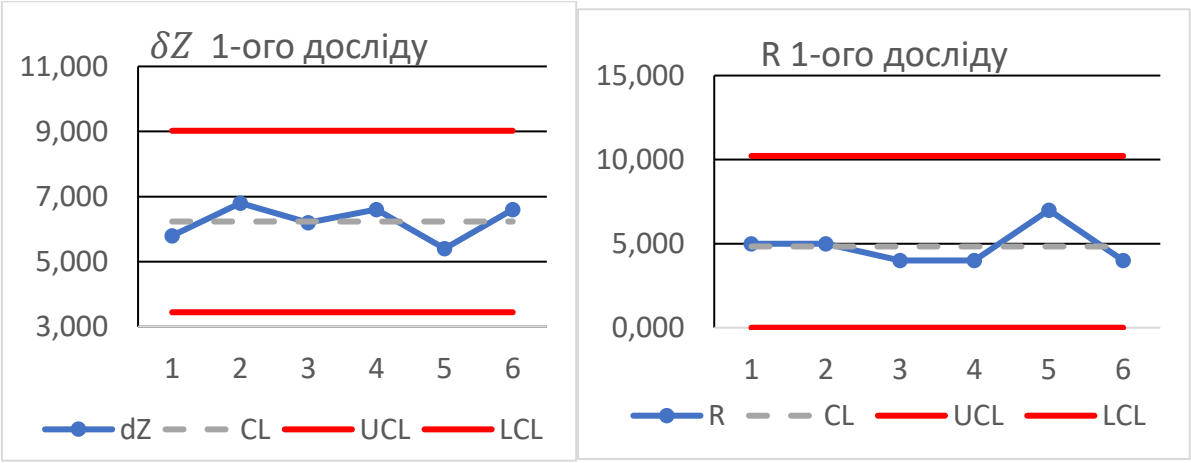


Рисунок Е.1 – Карти Шугарта для першого досліду, що стосуються похибки позиціювання

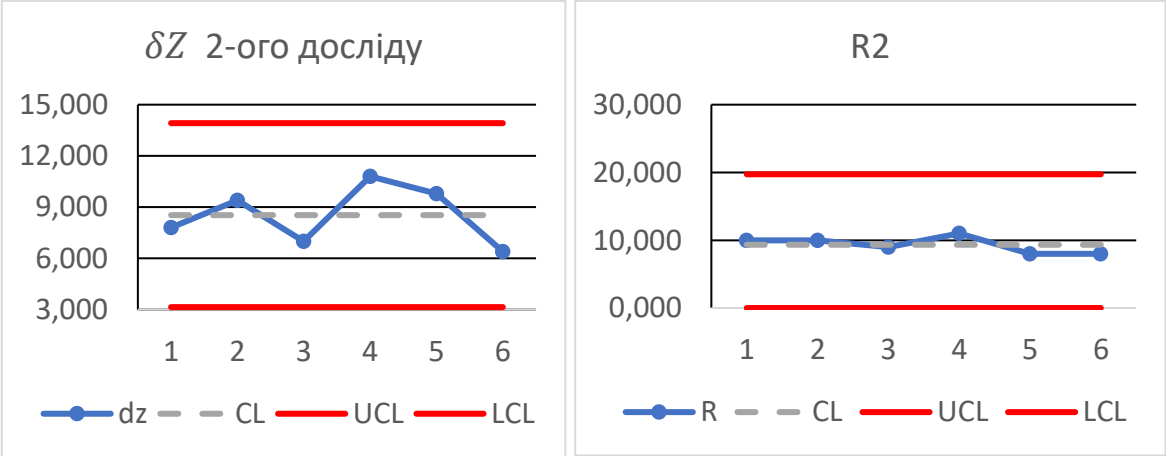


Рисунок Е.2 – Карти Шугарта для другого досліду, що стосуються похибки позиціювання

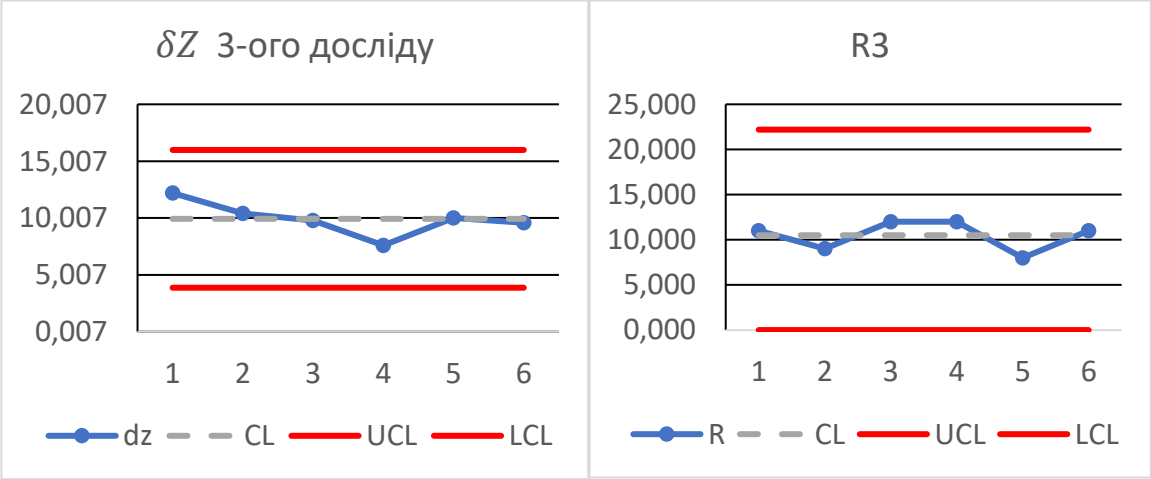


Рисунок Е.3 – Карти Шугарта для третього досліду, що стосуються похибки позиціювання

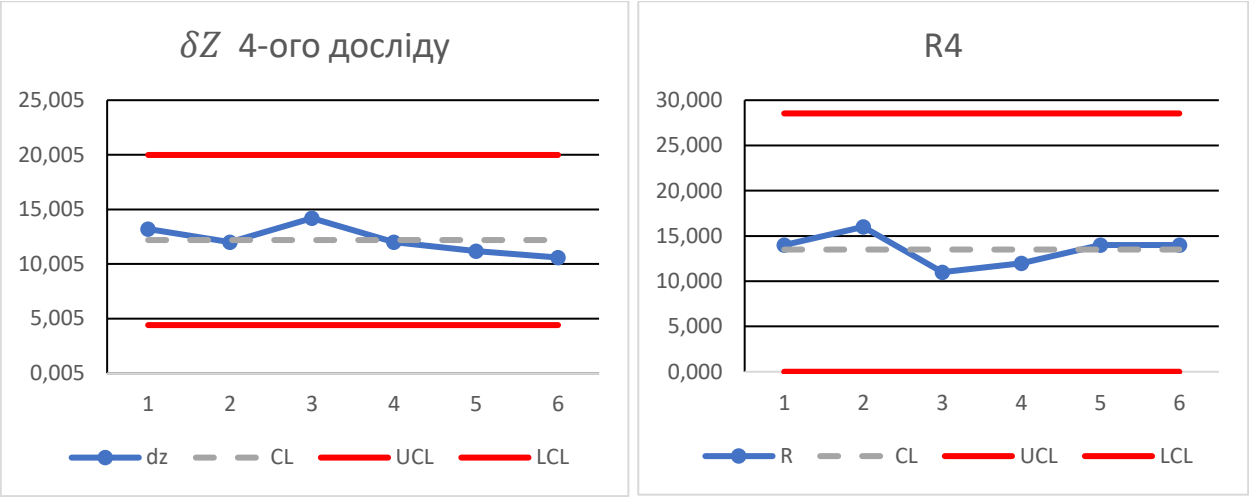


Рисунок Е.4 – Карти Шугарта для четвертого досліду, що стосуються похибки позиціювання

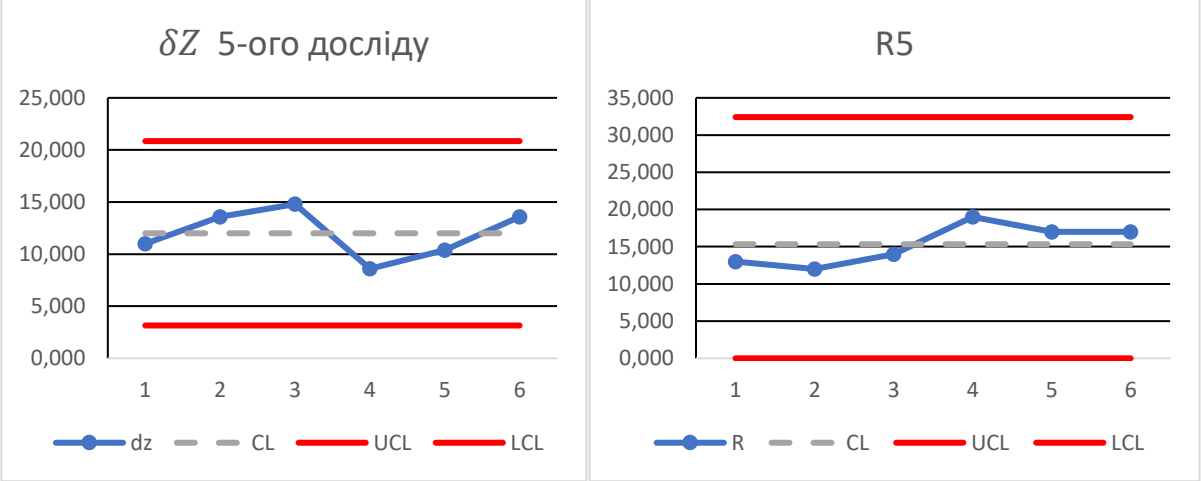


Рисунок Е.5 – Карти Шугарта для п’ятого досліду, що стосуються похибки позиціювання

Таблиця Е.3 – Час позиціювання заготовки

№	m=1,56 кг		m=2,46 кг	m=6,53 кг	
	L=20 мм	L=100 мм	L=40 мм	L=20 мм	L=100 мм
Підгрупа 1					
1	1,021	1,072	1,065	1,034	1,13
2	1,014	1,068	1,047	1,028	1,11
3	1,011	1,086	1,058	1,022	1,137
4	1,016	1,064	1,051	1,034	1,154

Продовження таблиці Е.3

5	1,003	1,068	1,061	1,03	1,134
$\bar{t_1}$	1,013	1,072	1,056	1,030	1,133
R_1	0,018	0,022	0,018	0,012	0,044
Підгрупа 2					
6	1,009	1,097	1,077	1,034	1,137
7	1,016	1,073	1,062	1,06	1,138
8	1,007	1,05	1,057	1,062	1,129
9	1,011	1,056	1,062	1,039	1,104
10	1,006	1,087	1,076	1,03	1,162
$\bar{t_1}$	1,010	1,073	1,067	1,045	1,134
R_2	0,010	0,047	0,020	0,032	0,058
Підгрупа 3					
11	0.994	1,063	1,055	1,043	1,111
12	1,028	1,082	1,062	1,033	1,138
13	1,01	1,062	1,078	1,046	1,093
14	1,025	1,074	1,047	1,042	1,128
15	1,011	1,055	1,05	1,037	1,123
$\bar{t_1}$	1,014	1,067	1,058	1,040	1,119
R_3	0,034	0,027	0,031	0,013	0,045
Підгрупа 4					
16	1,014	1,068	1,066	1,039	1,109
17	1,022	1,08	1,058	1,039	1,138
18	1,004	1,049	1,054	1,033	1,127
19	1,019	1,089	1,077	1,043	1,115
20	1,006	1,068	1,053	1,045	1,129
$\bar{t_1}$	1,013	1,071	1,062	1,040	1,124
R_4	0,018	0,040	0,024	0,012	0,029
Підгрупа 5					
21	1,019	1,051	1,052	1,065	1,144
22	1,016	1,083	1,074	1,051	1,129
23	0.999	1,052	1,055	1,036	1,127
24	1,007	1,091	1,073	1,038	1,18
25	0.999	1,068	1,064	1,055	1,123
$\bar{t_1}$	1,008	1,069	1,064	1,049	1,141
R_5	0,020	0,040	0,022	0,029	0,057

Продовження таблиці Е.3

Підгрупа 6					
26	1,009	1,084	1,051	1,035	1,104
27	0.997	1,054	1,043	1,046	1,124
28	0.987	1,062	1,08	1,043	1,134
29	1,019	1,082	1,057	1,03	1,153
30	1,001	1,062	1,035	1,028	1,136
$\bar{t}_1$	1,003	1,069	1,053	1,036	1,130
R_6	0,032	0,030	0,045	0,018	0,049
Середні значення					
$\bar{\bar{t}}$	0,2100	0,2707	0,2600	0,2400	0,3302
$\bar{R}$	0,0220	0,0320	0,0267	0,0193	0,0470

Таблиця Е.4 – Значення критичних меж, с

	m=1,56 кг		m=2.46 кг	m=6.53 кг	
	L=20 мм	L=100 мм	L=60 мм	L=20 мм	L=100 мм
LCL_t	0.9973	1,0502	1,0446	1,0288	1,1029
UCL_t	1,0227	1,0898	1,0754	1,0512	1,1571
LCL_R	0	0	0	0	0
UCL_R	0,0465	0,0726	0,0564	0,0409	0,0994

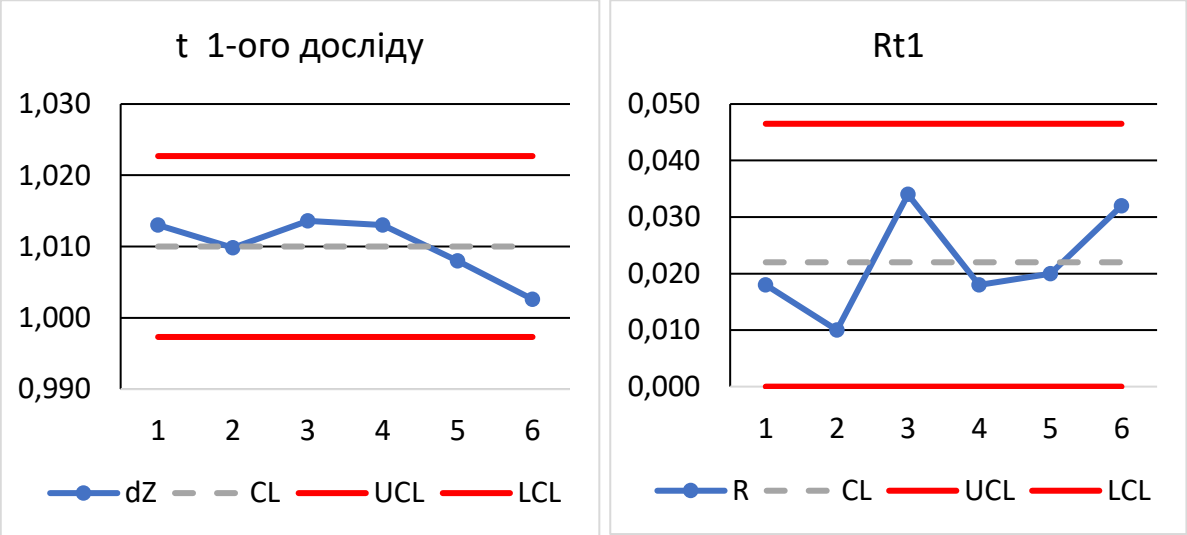


Рисунок Е.6 – Карти Шугарта для першого досліду, що стосуються часу позиціювання

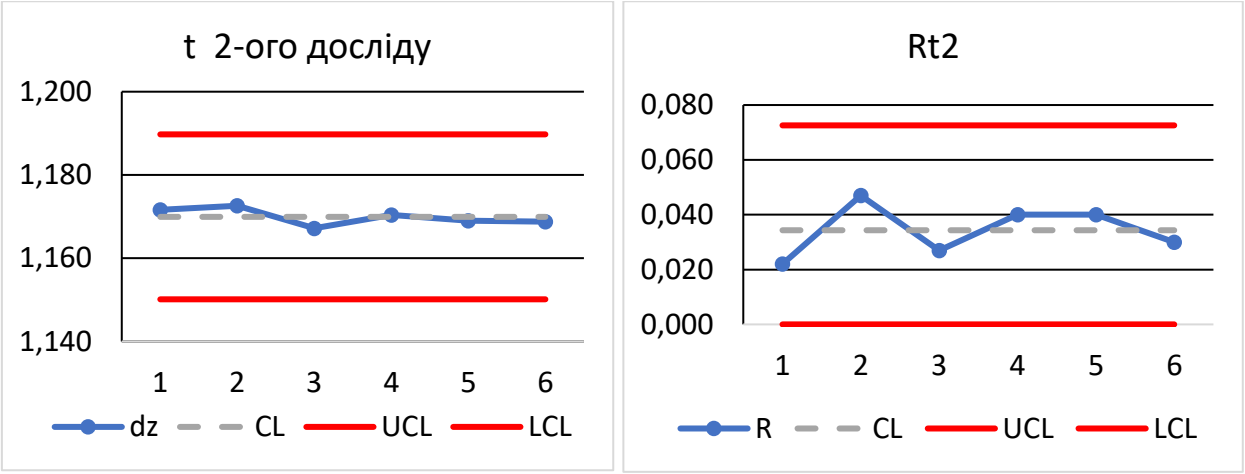


Рисунок Е.7 – Карти Шугарта для другого досліду, що стосуються часу позиціювання

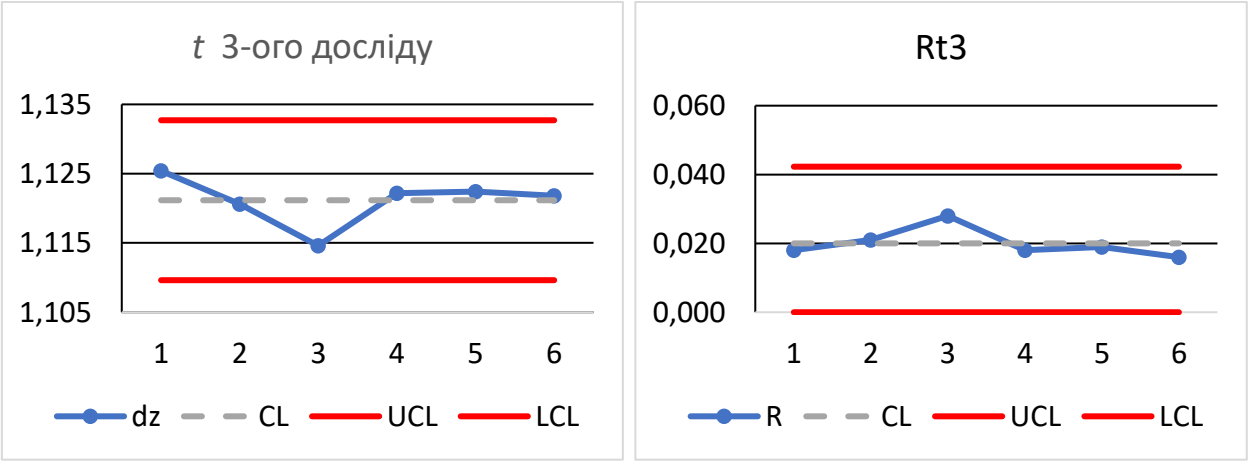


Рисунок Е.8 – Карти Шугарта для третього досліду, що стосуються часу позиціювання

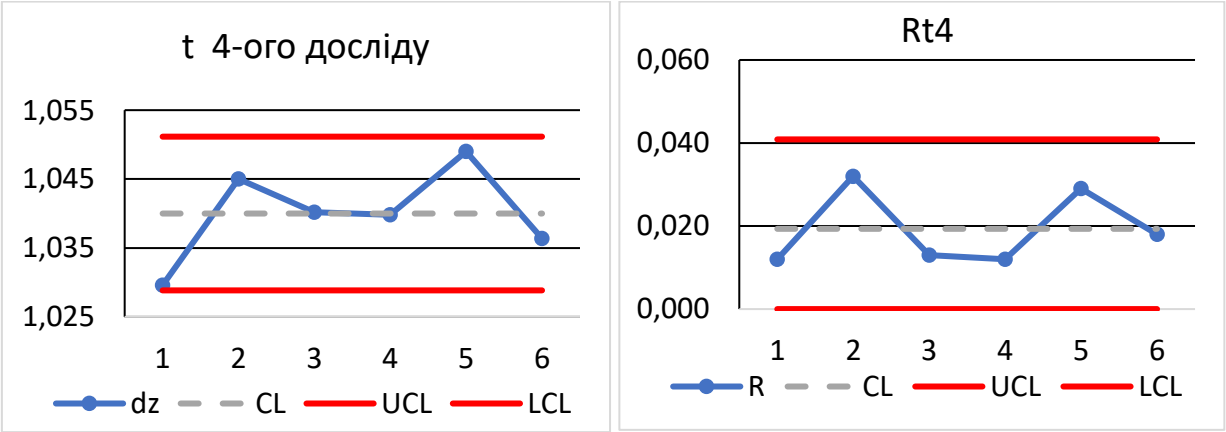


Рисунок Е.9 – Карти Шугарта для четвертого досліду, що стосуються часу позиціювання

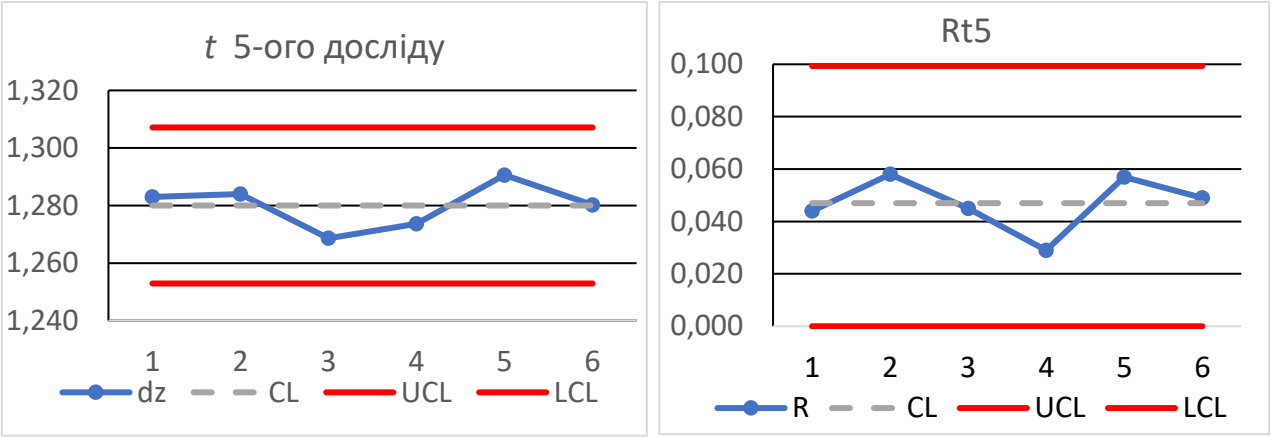


Рисунок Е.10 – Карти Шугарта для п’ятого досліду, що стосуються часу позиціювання

Таблиця Е.5 – Порівняння результатів подачі по середньому відхиленню, мкм

Параметри подачі		Активний демпефр булевий	Активний демпфер ПІД	Роликовий ППЗ	Експери-ментальні результати, мкм
№1 1,56кг	20 мм	-13	-5	-2	6,2
	40мм	-8	-5	-1	-
	100мм	67	-3	-0,1	8,5
№2 2,46кг	20 мм	6	-8	-3,5	-
	40мм	2	0	2	9,9
	100мм	10	-0,1	-3	-
№3 6,53кг	20 мм	5	2	-0,3	12,2
	40мм	6	1	-4	-
	100мм	8	1	-2	12
μ, мкм		9,22	-1,90	-1,54	9,78
R, мкм		80	10	5,5	10,7

Таблиця Е.6 – Порівняння часу виходу заготовки на позицію, с

Параметри подачі		Активний демпефр булевий	Активний демпфер ПІД	Роликовий ППЗ	Експери-ментальні результати
№1 1,56кг	20 мм	0,1	0,12	0,155	1,01
	40мм	0,13	0,15	0,2	-
	100мм	0,21	0,23	0,3	1,17
№2 2,46кг	20 мм	0,11	0,135	0,19	-
	40мм	0,15	0,20	0,36	1,11
	100мм	0,23	0,24	0,52	-
№3 6,53кг	20 мм	0,15	0,12	0,25	1,04
	40мм	0,21	0,24	0,56	-
	100мм	0,33	0,33	0,7	1,28

Додаток Є

Код програми для обробки даних експериментів:

```
import pandas as pd
import numpy as np
import scipy.stats as stats
import sys

def run_analysis(file_path):
    print(f"--- Аналіз файлу: {file_path} ---")
    try:
        # Зчитування файлу
        if file_path.endswith('.csv'):
            df = pd.read_csv(file_path, header=None, encoding='cp1251', sep=';')
            if len(df.columns) < 2:
                df = pd.read_csv(file_path, header=None, encoding='cp1251', sep=',')
        else:
            df = pd.read_excel(file_path, header=None)
    except Exception as e:
        print(f"Помилка при зчитуванні файлу: {e}")
        return

    # Пошук рядків, де починаються підгрупи
    subgroup_rows = df[df[0].astype(str).str.contains('Підгрупа')].index.tolist()
    if len(subgroup_rows) != 6:
        print(f"Увага: знайдено {len(subgroup_rows)} підгруп замість 6. Перевірте формат таблиці.")
        return

    # Індекси стовпців з даними: 1(y1), 2(y3), 3(yc), 4(y2), 5(y4)
    # Col 1: L=20, m=1.56 (-1, -1) -> y1
    # Col 2: L=100, m=1.56 (-1, +1) -> y3
    # Col 3: L=60, m=2.46 (0, 0) -> yc (Центр)
    # Col 4: L=20, m=6.53 (+1, -1) -> y2
    # Col 5: L=100, m=6.53 (+1, +1) -> y4
    col_mapping = {'y1': 1, 'y3': 2, 'yc': 3, 'y2': 4, 'y4': 5}

    data_clean = {}
    Q_crit = 0.710 # Табличне значення Діксона для n=5, alpha=0.05

    print("\n--- Етап 2: Очищення даних (Критерій Діксона) ---")
    for key, col_idx in col_mapping.items():
        valid_values = []
```

```
            for i, row_idx in enumerate(subgroup_rows):
                # Витягуємо 5 значень підгрупи
                block = df.iloc[row_idx+1:row_idx+6, col_idx].astype(float).values
                block_sorted = np.sort(block)

                # Перевірка Діксона
                if block_sorted[4] - block_sorted[0] > 0:
                    Q_min = (block_sorted[1] - block_sorted[0]) / (block_sorted[4] - block_sorted[0])
                    Q_max = (block_sorted[4] - block_sorted[3]) / (block_sorted[4] - block_sorted[0])

                    if Q_min > Q_crit:
                        print(f"Стовпець {key}, Підгрупа {i+1}: Вилучено промах {block_sorted[0]} (Q={Q_min:.3f})")
                        block = np.delete(block, np.where(block == block_sorted[0])[0][0])
                    elif Q_max > Q_crit:
                        print(f"Стовпець {key}, Підгрупа {i+1}: Вилучено промах {block_sorted[4]} (Q={Q_max:.3f})")
                        block = np.delete(block, np.where(block == block_sorted[4])[0][0])

                valid_values.extend(block)
            data_clean[key] = np.array(valid_values)
        print("Очищення завершено. Дані готові до моделювання.")

        print("\n--- Етап 3: Побудова регресійної моделі ---")
        means = {k: np.mean(v) for k, v in data_clean.items()}
        variances = {k: np.var(v, ddof=1) for k, v in data_clean.items()}

        # Дисперсія відтворюваності (по 4 кутових точках)
        S2_y = (variances['y1'] + variances['y2'] + variances['y3'] + variances['y4']) / 4
        m_avg = np.mean([len(v) for k, v in data_clean.items() if k != 'yc'])
        N = 4 # Кількість точок ПФЕ
        f_y = int(N * (m_avg - 1))

        # Розрахунок коефіцієнтів
        b0 = (means['y1'] + means['y2'] + means['y3'] + means['y4']) / 4
        b1 = (-means['y1'] + means['y2'] - means['y3'] + means['y4']) / 4
        b2 = (-means['y1'] - means['y2'] + means['y3'] + means['y4']) / 4
        b12 = (means['y1'] - means['y2'] - means['y3'] + means['y4']) / 4
```

```
        print(f"Дисперсія відтворюваності (S^2_y): {S2_y:.3f} (ступені свободи f={f_y})")
        print(f"Коефіцієнти: b0={b0:.3f}, b1={b1:.3f}, b2={b2:.3f}, b12={b12:.3f}")

        print("\n--- Етап 4: Перевірка значущості та адекватності ---")
        # Критерій Стьюдента
        S_bk = np.sqrt(S2_y / (N * m_avg))
        t_crit = stats.t.ppf(1 - 0.05/2, f_y)

        print(f"Похибка коефіцієнтів S_bk = {S_bk:.4f}, t-критичне = {t_crit:.3f}")
        coeffs = {'b0': b0, 'b1': b1, 'b2': b2, 'b12': b12}
        significant_coeffs = {}

        for name, val in coeffs.items():
            t_calc = abs(val) / S_bk
            is_sig = t_calc > t_crit
            print(f"  {name}: t_calc = {t_calc:.2f} -> {'ЗНАЧУЩИЙ' if is_sig else 'НЕЗНАЧУЩИЙ'}")
            if is_sig:
                significant_coeffs[name] = val

        # Критерій Фішера (Адекватність)
        y_hat_c = significant_coeffs.get('b0', 0) # У центрі плану кодовані x1=0, x2=0
        m_c = len(data_clean['yc'])
        d = len(significant_coeffs)

        if d < 5:
            S2_ad = m_c * (means['yc'] - y_hat_c)**2 / (5 - d)
            F_calc = S2_ad / S2_y
            F_crit = stats.f.ppf(1 - 0.05, 5 - d, f_y)

            print(f"\nПеревірка адекватності:")
            print(f"  Фактичне середнє в центрі: {means['yc']:.3f}")
            print(f"  Розрахункове за моделлю: {y_hat_c:.3f}")
            print(f"  Дисперсія адекватності (S^2_ad): {S2_ad:.3f}")
            print(f"  F-розрахункове = {F_calc:.2f}, F-критичне = {F_crit:.3f}")

            if F_calc < F_crit:
                print("  ВИСНОВОК: Лінійна модель АДЕКВАТНА.")
            else:
                print("  ВИСНОВОК: Лінійна модель НЕАДЕКВАТНА .")
```

```
        else:
            print("\nУсі коефіцієнти значущі, ступенів свободи для перевірки адекватності немає (d=N+1).")

    if __name__ == "__main__":
        if len(sys.argv) < 2:
            print("Використання: python doe_analysis.py <шлях_до_файлу.xlsx>")
        else:
            run_analysis(sys.argv[1])
```

```
--- Етап 2: Очищення даних (Критерій Діксона) ---
Очищення завершено. Дані готові до моделювання.

--- Етап 3: Побудова регресійної моделі ---
Дисперсія відтворюваності (S^2_y): 20.618 (ступені свободи f=116)
Коефіцієнти: b0=9.742, b1=2.358, b2=0.525, b12=-0.625

--- Етап 4: Перевірка значущості та адекватності ---
Похибка коефіцієнтів S_bk = 0.4145, t-критичне = 1.981
  b0: t_calc = 23.50 -> ЗНАЧУЩИЙ
  b1: t_calc = 5.69 -> ЗНАЧУЩИЙ
  b2: t_calc = 1.27 -> НЕЗНАЧУЩИЙ
  b12: t_calc = 1.51 -> НЕЗНАЧУЩИЙ

Перевірка адекватності:
  Фактичне середнє в центрі: 9.933
  Розрахункове за моделлю: 9.742
  Дисперсія адекватності (S^2_ad): 0.367
  F-розрахункове = 0.02, F-критичне = 2.683
  ВИСНОВОК: Лінійна модель АДЕКВАТНА.
```

Рисунок Є.1 – Результати обробки даних експериментів з визначення відхилення

```
--- Етап 2: Очищення даних (Критерій Діксона) ---
Очищення завершено. Дані готові до моделювання.

--- Етап 3: Побудова регресійної моделі ---
Дисперсія відтворюваності (S^2_y): 0.000 (ступені свободи f=116)
Коефіцієнти: b0=1.125, b1=0.035, b2=0.100, b12=0.020

--- Етап 4: Перевірка значущості та адекватності ---
Похибка коефіцієнтів S_bk = 0.0012, t-критичне = 1.981
  b0: t_calc = 924.05 -> ЗНАЧУЩИЙ
  b1: t_calc = 28.76 -> ЗНАЧУЩИЙ
  b2: t_calc = 82.13 -> ЗНАЧУЩИЙ
  b12: t_calc = 16.44 -> ЗНАЧУЩИЙ

Перевірка адекватності:
  Фактичне середнє в центрі: 1.121
  Розрахункове за моделлю: 1.125
  Дисперсія адекватності (S^2_ad): 0.000
  F-розрахункове = 2.46, F-критичне = 3.923
  ВИСНОВОК: Лінійна модель АДЕКВАТНА.
```

Рисунок Є.2 – Результати обробки даних експериментів з визначення часу подачі

Додаток Ж
Впровадження результатів дослідження

УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
вул. Львівська, 75, м. Луцьк, 43018, тел.: +38(0332)74-61-03
e-mail: rector@lntu.edu.ua, web: www.lntu.edu.ua
код ЄДРПОУ 05477296

22.10.2026 № 2879/01-14 на № _____ від _____

ДОВІДКА
про впровадження результатів дисертаційної роботи Янюка Дмитра Володимировича на тему «ВДОСКОНАЛЕННЯ АВТОМАТИЧНОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ ПРУТКОВОЇ ЗАГОТОВКИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ» в освітній процес

Результати дисертаційної роботи Янюка Дмитра Володимировича, присвяченої підвищенню ефективності токарної обробки шляхом удосконалення автоматичного осьового позиціювання пруткових заготовок, впроваджено в освітній процес Луцького національного технічного університету на кафедрі робототехніки під час реалізації освітньо-професійної програми «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи» першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю G9 «Прикладна механіка».

Результати дослідження використовуються під час підготовки лекційних матеріалів і практичних занять з освітніх компонентів «Металообробне обладнання», «Програмування і налагодження обладнання з ЧПУ», «Експлуатація та обслуговування верстатного обладнання» та «Гідропневмоавтоматика».

Зокрема, в освітній процес упроваджено результати аналізу конструктивних схем і принципів функціонування механізмів автоматичної подачі пруткових заготовок, математичні моделі формування похибки їх осьового позиціювання, статистичні методи оцінювання точності та стабільності процесу подачі, алгоритми керування і коригування положення заготовки, а також результати розроблення й дослідження системи керування активним пневматичним упором зі зворотним зв'язком.

Використання зазначених результатів сприяє поглибленню підготовки здобувачів вищої освіти з питань будови та функціонування автоматизованого технологічного обладнання, аналізу точності й динамічних характеристик його механізмів, автоматизованого керування процесами позиціювання та підвищення ефективності механічної обробки.

Перший проректор Надія КОВАЛЬЧУК

УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
вул. Львівська, 75, м. Луцьк, 43018, тел.: +38(0332)74-61-03
e-mail: rector@lntu.edu.ua, web: www.lntu.edu.ua
код ЄДРПОУ 05477296

22.10.2026 № 2881/01-14 на № _____ від _____

ДОВІДКА
про впровадження результатів дисертаційної роботи
Янюка Дмитра Володимировича на тему «ВДОСКОНАЛЕННЯ АВТОМАТИЧНОГО ПОЗИЦІЮВАННЯ ПРУТКОВОЇ ЗАГОТОВКИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ»
подану на здобуття наукового ступеня доктора філософії зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

Результати дисертаційної роботи Янюка Дмитра Володимировича використано під час виконання науково-дослідних робіт Луцького національного технічного університету за темами:

«Теоретичні та експериментальні дослідження процесу обробки поверхонь складного профілю» (номер державної реєстрації 0121U108244, 2021–2023 рр.);

«Нові підходи до розробки структур підсистем шпиндельних вузлів технологічного обладнання» (номер державної реєстрації 0124U001840, 2024–2026 рр.).

Зокрема, використано результати дослідження механізмів автоматичної подачі пруткових заготовок, математичного моделювання процесів їх осьового позиціювання та фіксації, методи оцінювання похибок і стабільності позиціювання, а також розроблені конструктивні й алгоритмічні рішення для підвищення точності встановлення заготовок у шпиндельних вузлах токарних верстатів.

Одержані результати використано для розвитку методів дослідження та вдосконалення механічних і мехатронних підсистем технологічного обладнання.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ * ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ * УКРАЇНА * код в ЄДРПОУ 05477296

Проректор з НПР та досліджень Олена ЛЮТАК

Акт впровадження результатів науково-дослідної роботи

ТОВ «Модерн-Інжиніринг» **«12» березня 2026 р.**

Волинська обл.,

Луцький р-н, с. Струмівка, вул. Рівненська, 4

Проведено огляд основної частини дисертаційної роботи здобувача Янюка Дмитра Володимировича на тему : «Вдосконалення автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки для підвищення ефективності токарної обробки». Як наслідок, зазначено окремі елементи роботи як особливо корисні та придатні для використання з ціллю підвищення продуктивності автоматичної обробки на токарних верстатах із системами ЧПК, а саме:

1. Детальний аналіз особливостей будови та експлуатації пристроїв автоматичної подачі заготовки дозволив врахувати неочевидні фактори при виборі нового обладнання ;
2. Розроблений алгоритм дій при невідповідності процесу осьового позиціювання заготовки заданим критеріям разом із аналізом причин виникнення похибки положення її торця відносно координат верстата після затиску пришвидшили реагування на несправності у пристроях автоматичної подачі прутків;
3. Внесено до планів розвитку виробництва інтегрувати представлений у роботі керований упор для використання у верстаті з ЧПК GOODWAY модель GLS-2000L з ЧПК Fanuc 0i-TF Plus.

Технічний директор
Губій В.С. / _____

Начальник дільниці механічної обробки
Євченко О.М. / _____

М.П.

Акт використання результатів дисертаційного дослідження щодо оцінювання та підвищення точності автоматичного осьового позиціювання пруткових заготовок

м. Луцьк «05» 02 2026 р.

У виробничій діяльності підприємства ТОВ „Бас Мотор" було апробовано та використано окремі результати дисертаційного дослідження Янюка Дмитра Володимировича на тему «Вдосконалення автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки для підвищення ефективності токарної обробки», виконаного у Луцькому національному технічному університеті.

Результати дисертаційного дослідження використано під час аналізу та налаштування процесу автоматичної подачі пруткових заготовок на металообробному обладнанні Haas ST 20Y при використанні матеріалу заготовки 40Х та засобу вимірювання положення торця MarCator 1086R.

При цьому спостерігалися наступні параметри, що представлені в таблиці.

Параметр	*Позначення*	*Значення*
Діаметр пруткової заготовки	d	30 мм
Фактична довжина прутка	L	1500 мм
Задана величина подачі	L_{set}	40 мм
Кількість досліджених циклів автоматичної подачі	n	30
Нижня межа допустимого відхилення	T_{min}	-0,05 мм
Верхня межа допустимого відхилення	T_{max}	0,05 мм

Під час виробничої апробації застосовано розроблений у дисертації метод оцінювання точності та стабільності автоматичного осьового позиціювання пруткової заготовки. Основною контрольованою величиною прийнято похибку осьового положення торця:

$$\Delta_i = L_{2,i} - L_{set}.$$

де $L_{2,i}$ - фактичне осьове положення торця заготовки після виконання подачі та фіксації у i-му циклі; L_{set} - задане положення торця. Метод передбачає окреме оцінювання систематичного зміщення та випадкової варіабельності процесу, що дає можливість визначити, чи достатньо коригування заданої величини подачі, чи необхідне конструктивне або технологічне зменшення варіабельності процесу. За результатами виробничої серії визначено:

Параметр	*Позначення*	*Значення*
Кількість циклів	n	30
Середнє відхилення положення торця	μ	0,032 мм
Середньоквадратичне відхилення	σ	0,021 мм
Мінімальне відхилення	Δ_{min}	0,008 мм
Максимальне відхилення	Δ_{max}	0,074 мм

Частка циклів у межах установленого допуску	P_{ok}	0,76 %
Індекс здатності процесу	C_{pk}	0,28
Розширена невизначеність вимірювання, за наявності оцінки	U	0,008 мм

За результатами аналізу встановлено, що основний внесок у відхилення осьового положення торця в досліджених умовах має: систематична складова; випадкова варіабельність; одночасна дія систематичної та випадкової складових.

На основі одержаних результатів було прийнято такі інженерні рішення: скориговано задану величину подачі L_{set}; скориговано швидкість автоматичної подачі; змінено витримку часу між завершенням подачі та затиском; встановлено необхідність зменшення варіабельності роботи пристрою подачі; рекомендовано періодичний статистичний контроль точності позиціювання.

За результатами апробації встановлено, що використання запропонованого Д. В. Янюком методу дає можливість кількісно оцінювати точність та стабільність автоматичної подачі пруткової заготовки, відокремлювати систематичне зміщення від випадкової мінливості та обґрунтовувати вибір відповідних заходів щодо налаштування обладнання. Методика може бути використана підприємством під час налагодження, контролю технічного стану та оцінювання стабільності роботи систем автоматичної подачі пруткових заготовок.

Керівник / технічний директор ТОВ „БАС МОТОР"

_____ / Тітаренко Д. В.

Головний технолог / начальник виробництва

_____ / Венерова В.В.

Відповідальний за проведення апробації

_____ / _____

М. П.