

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

СІКАЙЛО МАКСИМ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 621.91.01:621.92

**ДИСЕРТАЦІЯ
УСУНЕННЯ ВІБРАЦІЙ ПРИ КІНЦЕВОМУ ФРЕЗЕРУВАННІ НА
ВЕРСТАТАХ З ЧПК**

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

_____ М.О. Сікайло

Науковий керівник: Петраков Юрій Володимирович
доктор технічних наук, професор

Київ - 2024

АНОТАЦІЯ

Сікайло М.О. Усунення вібрацій при контурному фрезеруванні на верстатах з ЧПК. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 131 – Прикладна механіка. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, 2023.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню проблеми виникнення вібрацій при фрезеруванні кінцевими фрезами на верстатах з ЧПК. Існують пасивні та активні методи зменшення вібрацій в процесі фрезерування, але вони потребують втручання в конструкцію верстату та/або інструменту, що є вартісним і неуніверсальним. Також ефект зменшення вібрацій можна досягти за рахунок вибору «безвібраційних» режимів різання, які можна зобразити на пелюстковій діаграмі сталості. Це стало можливим завдяки широкому використанню верстатів з ЧПК та сучасних інструментальних матеріалів, що дозволяє сподіватися на значну ефективність від впровадження такого підходу для більшості процесів різання. На виробництві такий режим найчастіше знаходять експериментальним методом проб і помилок. Визначити «безвібраційний» режим різання попередньо, на етапі підготовки управляючої програми, можливо за діаграмою сталості. Проте, для вирішення такої проблеми і досі не створено простих дієвих способів і комп'ютерних засобів, які можуть бути використані безпосередньо на виробництві. Існують декілька методів створення діаграми сталості, однак з причини відсутності загальної моделі про процес різання з урахування зворотних зав'язків в пружній ТОС втрачається адекватність представлення процесу. Експериментальний метод є більш точним, але він неуніверсальний, бо використовується для конкретного верстату, заготовки та інструменту.

Для ідентифікації таких режимів різання був створений програмний застосунок, який в автоматичному режимі будує діаграму сталості процесу фрезерування. В програмний застосунок покладена розроблена математична модель процесу кінцевого фрезерування 4-го порядку, що враховує замкненість пружної динамічної системи у вигляді одномасової з двома степенями свободи і додатково замкненої через позитивний зворотний зв'язок за двома координатами через функцію запізнення. Визначення границі сталості відбувається за новим критерієм сталості Найквіста. Моделювання процесу відбувається як в часовому, так і в частотному просторі. Запропонована методика та апаратні засоби для ідентифікації динамічних характеристик технологічної обробляючої системи, а саме: частоти власних коливань, жорсткості та коефіцієнту затухання коливань. Для апробації отриманих результатів був проведений експеримент, який складається з двох етапів. На першому етапі були ідентифіковані динамічні параметри системи верстат-заготовка-інструмент, та автоматично побудована діаграма сталості. На другому етапі були оброблені заготовки на режимах різання, які відповідають отриманій діаграмі сталості. Результати показали дієвість нового критерію сталості Найквіста, та отриманої діаграми сталості.

Зміст роботи складається з п'яти розділів, у яких викладено та обґрунтовано основні результати дисертації.

У вступі наведена загальна характеристика роботи, обґрунтовано актуальність теми дослідження, розкритий зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами, сформульована мета, завдання, об'єкт та предмет дослідження, вказана наукова новизна та практичне значення одержаних результатів, визначений особистий внесок здобувача, наведені дані про апробацію, публікації, структуру та обсяг роботи.

У першому розділі описаний процес фрезерування кінцевими фрезами, наведені причини поширеного застосування даного методу лезового оброблення. Наведена системна класифікація вібрацій які виникають в

технологічній оброблюваній системі, причини їх виникнення і негативні наслідки, які вони спричиняють. Сформульована актуальність дослідження питання усунення вібрацій при контурному фрезерування на верстатах з ЧПК. Проведено огляд та аналіз методів усунення вібрацій при лезовому обробленні, такі як активні та пасивні методи. Розглянуто існуючі методи побудови діаграми сталості, побудова якої дозволяє вибрати «безвібраційні» режими різання. Вказано на недоліки та переваги кожного з методів. Описано параметри, необхідні для побудови діаграми сталості. Вказано що основним чинником виникнення вібрацій є оброблення «за слідом». Виходячи з результатів аналізу літератури була сформульована мета і задачі досліджень.

У другому розділі наведений детальний опис математичної моделі. Розроблена математична модель, яка представляє динамічну обробну систему як одномасову з двома степенями свободи, що охоплена негативними зворотними зв'язками за напрямом двох координат. Оброблення за слідом представлене у вигляді позитивних зворотних зв'язків з функцією запізнення в кожному. Математична модель представлена у формі змінних стану, що дозволяє застосувати чисельні методи моделювання для визначення як перехідних, так і частотних характеристик. Представлені розрахункові схеми та структурні схеми.

У третьому розділі детально описано створену прикладну програму, яка моделює процес фрезерування кінцевими фрезами у часовому та частотному просторі. Також вона автоматично будує пелюсткову діаграму сталості. Програма враховує частоту власних коливань по кожній осі, коефіцієнт затухання коливань, жорсткість по осям, ширину різання, діаметр фрези та кількість зубів, також параметри заготовки у вигляді коефіцієнтів різання. Описаний новий критерій сталості Найквіста для процесу фрезерування кінцевими фрезами, та створений алгоритм автоматичної побудови діаграми сталості. Дієвість нового критерію сталості Найквіста підтверджена за

допомогою моделювання процесу фрезерування для різних варіацій ТОС у часовому та частотному просторі.

У четвертому розділі проведений огляд апаратних засобів які використовуються для визначення динамічних характеристик ТОС. А саме, визначення жорсткості та частотної характеристики. Створена вимірювальна система для фіксації силових характеристик ТОС, описані основні параметри та схеми підключення. Система складається з підсилювачів, багатокомпонентного динамометра, спеціального програмного засобу який дозволяє фіксувати силові характеристики. Запропоновані та апробовані на практиці схеми наладки для вимірювання жорсткості та знаходження частоти власних коливань ТОС. Вони дозволяють оперативно визначити динамічні параметри конкретної оброблюваної системи на підприємстві, що дозволяє технологу-оператору верстату автоматично побудувати діаграму сталості саме для його варіанту оброблення. Експериментальним методом знайдені динамічні параметри вертикально-фрезерного верстату мод. 6M13, обробляючого центру з ЧПУ XYZ VMC 1010.

У п'ятому розділі представлена побудована діаграма сталості для обробляючого центру з ЧПУ XYZ VMC 1010. Вибрані режими різання та інструмент для проведення експерименту з фрезерування на верстаті. Адекватність отриманих результатів підтверджена як комп'ютерним моделюванням, так і натурним експериментом фрезерування при режимах різання, які потрапляють в область сталості та несталості на графіку SLD. Оцінка рівня вібрацій в системі виконувалась за профілографами шорсткості оброблених на різних режимах поверхонь.

Ключові слова: сталість процесу кінцевого фрезерування, ідентифікація динамічних параметрів обробної системи, діаграма сталості, регенеративна вібрація, контурне фрезерування, математична модель процесу контурного фрезерування, частотна характеристика, критерій стійкості.

ABSTRACT

Sikailo M.O. Elimination of vibrations during contour milling on CNC machines.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 131 - Applied Mechanics - National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, 2023.

This dissertation is devoted to solving the problem of vibration during milling with end mills on CNC machines. There are passive and active methods for reducing vibrations during milling, but they require intervention in the design of the machine and/or tool, which is costly and non-universal. The effect of reducing vibrations can also be achieved by selecting "vibration-free" cutting modes, which can be depicted on a petal diagram of stability. This has become possible due to the widespread use of CNC machines and modern tool materials, which allows us to expect significant efficiency from the implementation of this approach for most cutting processes. In production, this mode is most often found by experimental trial and error. It is possible to determine the "vibration-free" cutting mode beforehand, at the stage of preparing the control program, using a stability diagram. However, to solve this problem, there are still no simple, effective methods and computer tools that can be used directly in production. There are several methods for creating a stability diagram, but due to the lack of a general model of the cutting process with regard to the backlash in elastic TOC, the adequacy of the process representation is lost. The experimental method is more accurate, but it is not universal because it is used for a specific machine, workpiece, and tool.

To identify such cutting modes, a software application was created that automatically builds a diagram of the stability of the milling process. The software application is based on the developed mathematical model of the 4th order final milling process, which takes into account the closedness of the elastic dynamic system in the form of a single-mass system with two degrees of freedom and

additionally closed due to positive feedback in two coordinates through the delay function. The stability limit is determined by the new Nyquist stability criterion. The process is modeled in both time and frequency space. A methodology and hardware are proposed to identify the dynamic characteristics of the technological processing system, namely, the frequency of natural oscillations, stiffness, and the oscillation damping coefficient. To test the results obtained, an experiment consisting of two stages was conducted. At the first stage, the dynamic parameters of the machine-workpiece-tool system were identified and a stability diagram was automatically generated. At the second stage, the workpieces were processed at cutting modes that correspond to the obtained stability diagram. The results showed the effectiveness of the new Nyquist stability criterion and the resulting stability diagram.

The work consists of five chapters in which the main results of the thesis are presented and substantiated.

The introduction provides a general description of the work, substantiates the relevance of the research topic, reveals the connection of the work with scientific programs, plans and topics, formulates the purpose, objectives, object and subject of the study, indicates the scientific novelty and practical significance of the results obtained, identifies the personal contribution of the applicant, provides data on testing, publications, structure and scope of the work.

In the first chapter describes the process of milling with end mills, the reasons for the widespread use of this method of blade machining are given. A systematic classification of vibrations that occur in the processed system, the causes of their occurrence and the negative consequences they cause is given. The relevance of the study of the issue of eliminating vibrations during contour milling on CNC machines is formulated. A review and analysis of methods for eliminating vibrations during blade machining, such as active and passive methods, are carried out. The existing methods of constructing a stability diagram are considered, the construction of which allows choosing "vibration-free" cutting modes. The advantages and disadvantages of each method are pointed out. The parameters necessary for

constructing a stability diagram are described. It is indicated that the main factor in the occurrence of vibrations is "trailing" machining. The results of the literature analysis made it possible to formulate the goal and objectives to achieve the goal.

The second chapter detailed description of the mathematical model. A mathematical model has been developed that represents a dynamic machining system as a single-mass system with two degrees of freedom, which is affected by negative feedback in the direction of two coordinates. The trace processing is represented in the form of positive feedbacks with a delay function in each. The mathematical model is presented in the form of state variables, which allows the use of numerical modeling methods to determine both transient and frequency characteristics. Calculation schemes and structural diagrams are presented.

The third chapter describes in detail the developed application program that simulates the process of milling with endmills in time and frequency space. It also automatically builds a petal diagram of stability. The program takes into account the frequency of natural oscillations along each axis, the damping coefficient of oscillations, axial stiffness, cutting width, cutter diameter, and number of teeth, as well as workpiece parameters in the form of cutting coefficients. A new Nyquist stability criterion for the process of milling with end mills is described, and an algorithm for automatically constructing a stability diagram is created. The effectiveness of the new Nyquist stability criterion is confirmed by modeling the milling process for various variations of the TOC in time and frequency space.

In the fourth chapter, we review the hardware used to determine the dynamic characteristics of the TOC. Namely, the determination of stiffness and frequency response. A measuring system for fixing the force characteristics of the TOS is created, and the main parameters and connection diagrams are described. The system consists of amplifiers, a multicomponent dynamometer, and a special software tool that allows to record the power characteristics. The authors propose and test in practice the adjustment schemes for measuring the stiffness and finding the natural frequency of the TOS. They make it possible to quickly determine the

dynamic parameters of a particular processed system at an enterprise, which allows the machine operator to automatically build a stability diagram for his or her processing option. The dynamic parameters of a vertical milling machine mod. 6M13, a CNC machining center XYZ VMC 1010.

The fifth chapter presents the constructed stability diagram for the XYZ VMC 1010 CNC machining center. The cutting modes and tool were selected for the milling experiment on the machine. The adequacy of the results obtained was confirmed by both computer modeling and a full-scale milling experiment at cutting modes that fall into the region of stability and instability on the SLD graph. The vibration level in the system was assessed using the roughness profilers of the surfaces machined at different modes.

Keywords: stability of the final milling process, identification of dynamic parameters of the machining system, stability diagram, regenerative vibration, contour milling, mathematical model of the contour milling process, frequency response, stability criterion.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Petrakov, Y., Sikailo, M. (2022). Simulation of an Absorber of Vibration in Turning. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_20
2. Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Причини виникнення коливань при фрезеруванні. Інновації молоді в машинобудуванні (м.Київ,2021) . - Київ: НТУУ "КПІ", 2021.
3. Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Динамічна модель контурного фрезерування. Інновації молоді в машинобудуванні (м.Київ,2021) . - Київ: НТУУ "КПІ", 2021.
4. Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Цифрове моделювання процесу циліндричного фрезерування кінцевими фрезами. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (м. Київ, 2021). - Київ: НТУУ "КПІ", 2021. - С. 126-128.
5. Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Сталість процесу фрезерування кінцевими фрезами. 12 МНПК "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем", 2022.
6. Petrakov, Y., Danylchenko, Y., Sapon, S., Sikailo, M. (2023). Surface Relief Formation in Peripheral End Milling. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Rauch, E., Pitel', J. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. <https://doi.org/10.1007/978-3-031-32767->
7. Petrakov Y., Sikailo M. Simulation modeling of 2.5D milling dynamic by end mills. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New

- solutions in modern technology. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2022, no. 2(12), pp. 17-24, <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2022.02.03>
8. Петраков Ю.В., Охріменко О.А., Сікайло М.О. Ідентифікація динамічних характеристик технологічної обробної системи. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта: матеріали 13 Міжнародної науково-технічної конференції (м. Київ, 2023). - Київ: НТУУ "КПІ", 2023
 9. Petrakov Y. V., Ohrimenko O. A., Sikailo M. O., Myhovich A. V. (2023). Cutting forces simulation for end milling. Journal of Engineering Sciences (Ukraine), Vol. 10(2), pp. A27–A33. DOI:10.21272/jes.2023.10(2).a4 DOI: [10.21272/jes.2023.10\(2\).a4](https://doi.org/10.21272/jes.2023.10(2).a4)
 10. Petrakov, Y., Ohrimenko, A., Sikailo, M. (2023). Ensuring the stability of machining when using end mills. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5 (1 (125)), 73–80. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.287009>
 11. Ю.В.Петраков, О.А.Охріменко, М.О.Сікайло, А.В.Мигович, 2023, Моделювання сили різання при кінцевому фрезеруванні, XII Всеукраїнській науково-технічній конференції з міжнародною участю ПРОЦЕСИ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ, ВЕРСТАТИ ТА ІНСТРУМЕНТ

ЗМІСТ

СПИСОК СОКРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	14
ВСТУП	15
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	20
1.1 Процес фрезерування кінцевими фрезами.....	20
1.1.1 Класифікація вібрацій ТОС	22
1.2 Актуальність питання усунення вібрацій при контурному фрезеруванні на верстатах з ЧПК	24
1.3 Методи усунення вібрацій	26
1.3.1 Пасивні методи.....	28
1.3.1.1 Налаштовані масові демпфери (НМД).....	29
1.3.1.2 Демпфери тертя/удару	29
1.3.1.3 Метод зміни швидкості обертання шпинделя.....	31
1.3.1.4 Спеціальна геометрія фрез	33
1.3.2 Активні методи.....	34
1.4 Діаграми сталості (Stability Lobes Diagram – SLD).....	36
1.4.1 Аналітично-експериментальний метод	38
1.4.2 Експериментальний метод	45
1.4.3 Параметри, необхідні для побудови SLD	47
1.4.3.1 Коефіцієнти сили різання	48
1.4.3.2 Динамічні характеристики ТОС	50
1.5 Висновки, мета і задачі дослідження	53
РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ КОНТУРНОГО ФРЕЗЕРУВАННЯ.....	56
2.1 Математична модель процесу фрезерування кінцевими фрезами	56
2.2 Системний підхід до представлення математичної моделі.....	60

2.3 Модель з урахуванням оброблення за слідом.....	64
ВИСНОВКИ.....	68
РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ ДІАГРАМИ ПЕЛЮСТКОВОЇ СТАЛОСТІ.....	69
3.1 Моделювання процесу кінцевого фрезерування.....	69
3.2 Оцінка сталості ТОС за новим критерієм сталості Найквіста.....	72
3.3 Алгоритм пошуку границі сталості. Побудова пелюсткової діаграми сталості.....	73
3.4 Вплив параметрів ТОС на діаграму сталості.....	75
ВИСНОВКИ.....	94
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК.....	96
4.1 Апаратні засоби для визначення динамічних параметрів ТОС та силових характеристик процесу різання	96
4.1.1 Визначення жорсткості та силових характеристик	96
4.1.2 Визначення частотних характеристик ТОС	98
4.2 Опис експериментального обладнання	99
4.2.1 Обладнання для вимірювання силових характеристик.....	99
4.2.2 Обладнання для вимірювання імпульсної характеристики	104
4.3 Експериментальне визначення динамічних характеристик вертикально-фрезерного верстату мод. 6M13	107
4.3.1 Експериментальне визначення жорсткості ТОС	107
4.3.2 Експериментальне визначення частоти власних коливань.....	108
4.4 Експериментальне визначення динамічних характеристик обробляючого центру з ЧПУ XYZ VMC 1010.....	109
ВИСНОВКИ.....	112

РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ ТА ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	114
5.1 Побудова пелюсткової діаграми сталості для ТОС обробляючого центру XYZ VMC 1010. Вибір режимів різання.	114
5.2 Моделювання процесу фрезерування.....	116
5.3 Аналіз експериментальних результатів.....	123
ВИСНОВКИ	126
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	128
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	130
ДОДАТОК А.....	141
ДОДАТОК Б	142
ДОДАТОК В.....	147

СПИСОК СОКРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ЧПК	Числове програмне керування
SLD	Stability lobes diagram
ТОС	Технологічна обробляюча система
КГП	Кулько-гвинтова передача
MRR	Material removal rate
PCC	Passive chatter control
ACC	Active chatter control
НМД	Налаштовані масові демпфери
АМП	Активний магнітний підшипник
САУ	Система автоматичного управління
АПЦ	Аналого-цифровий перетворювач
FFT	Fast Fourier transform

ВСТУП

Актуальність теми. Проблема регенеративної вібрації, яка виникає при контурному фрезеруванні на верстатах з ЧПК, є важливою та актуальною виробничою проблемою. Вібрація є складним фізичним явищем, що може мати похідні від різних елементів динамічної системи, таких як ріжучий інструмент, матеріал заготовки, конструкція верстата та параметри різання. Це складне явище ускладнює його дослідження та розуміння. Вібрація може негативно впливати на процес контурного фрезерування, призводячи до незадовільної якості поверхні, неточності розмірів деталі, підвищеного шуму, необхідності частої заміни та ремонту інструменту, пошкодження верстата, зниження швидкості різання матеріалу, збільшення витрат часу виробництва, впливу на навколишнє середовище та загальних витрат на обробку.

Усунення проблем вібрації шляхом застосування методів пасивного та активного контролю є відповідним рішенням. Пасивні методи включають в себе використання динамічних компенсаторів вібрації та програмного управління процесами різання на верстатах з ЧПК, що базуються на загальних стратегіях регулювання обертання шпинделя. Активні методи спрямовані на введення штучних гармонічних сигналів з протилежною фазою до збуджувальних коливань, що дозволяє гасити коливання у зоні різання. Крім того, все ще існує потенціал для визначення так званих "безвібраційних" режимів різання. Для визначення таких режимів використовуються діаграми сталості (Stability lobes diagram - SLD), які побудовані в координатах "швидкість шпинделя - глибина різання". Однак, побудова таких діаграм може бути викликана теоретичними та практичними труднощами.

Дослідження проблеми стійкості різання та розробка ефективних методів контролю вібрацій мають велике значення для промисловості, зокрема для сфери машинобудування та авіаційної промисловості. Зменшення вібрацій може суттєво підвищити продуктивність оброблювального процесу та поліпшити якість обробки деталей, а також зменшити витрати на ремонт і

заміну інструменту та обладнання. Більше того, зменшення вібрацій може позитивно вплинути на умови праці операторів та зменшити негативний вплив шуму та вібрацій на здоров'я людей. Отже, вивчення та розробка стратегій для ефективного контролю вібрацій в процесі контурного фрезерування є необхідним завданням сучасного дослідження.

Крім того, у контексті розвитку технологій ЧПК та автоматизації виробництва, усунення вібрацій є важливим фактором для покращення точності та стабільності процесу фрезерування. Дослідження в галузі управління вібраціями може привести до вдосконалення систем ЧПК та розробки нових алгоритмів та методів для ефективного контролю вібрацій в реальному часі. Це сприятиме покращенню якості виготовлення деталей, зменшенню відхилень від заданих розмірів і забезпеченню більш точних та стабільних процесів виробництва.

Отже, усунення вібрацій при контурному фрезеруванні на верстатах з ЧПК є актуальною темою з багатьма важливими аспектами. Дослідження та розробка ефективних методів контролю вібрацій можуть мати значний вплив на промисловість, економіку, екологію та технологічний прогрес.

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

Дисертація виконувалася відповідно до плану наукових досліджень, проведених на кафедрі Технології машинобудування Навчально-наукового механіко-машинобудівного інституту Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».

Мета і задачі дослідження. Розробити методику і програмні засоби визначення діаграми сталості при обробленні кінцевими фрезами, що забезпечить можливість оперативного призначення «безвібраційного» режиму різання.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити наступні задачі:

1. Розробити математичну модель 4-го порядку процесу фрезерування кінцевими фрезами, яка відтворює реальні процеси пружної системи з урахуванням замкненості ТОС, перехресних зв'язків за двома координатами і оброблення за слідом;
2. Розробити методику ідентифікації динамічних параметрів ТОС та силових характеристик при кінцевому фрезеруванні. Побудувати експериментальну установку;
3. Розробити алгоритм і прикладну програму автоматичного визначення SLD;
4. Провести експериментальну апробацію отриманих результатів.

Об'єкт дослідження – процес фрезерування кінцевими фрезами, що відбувається в пружній замкненій ТОС та з урахуванням обробки за слідом.

Предмет дослідження – вібрації при фрезеруванні на верстатах з ЧПК;

Методи дослідження, застосовані для вирішення поставлених завдань:

Теоретичні дослідження базуються на загальних положень технології машинобудування, теорії різальних інструментів, теорії різання матеріалу. Методика оцінки спирається на математичну модель, яка на базі системного підходу представляє ТОС у вигляді з'єднання окремих блоків. Це дозволяє отримати математичну модель у вигляді диференціальних рівнянь у змінних станах, максимально пристосованих до моделювання чисельними методами.

Запропоновані, в дисертаційній роботі математична модель, алгоритми, результати і висновки підтверджені чисельними моделюючими та експериментальними дослідженнями. Статистичну обробку результатів експериментів та уточнення достовірності запропонованих теоретичних розрахунків проведено із застосуванням спеціального спроектованого обладнання та устаткування.

Наукова новизна отриманих результатів.

Створено новий метод контролю вібрацій та сталості різання при контурному фрезеруванні на верстатах з ЧПК, розроблено математичну модель 4-го порядку процесу фрезерування кінцевими фрезами, яка відтворює реальні процеси пружної системи з урахуванням замкненості ТОС, перехресних зв'язків за двома координатами і оброблення за слідом. На підставі аналізу розташування діаграми Найквіста розімкненої системи за позитивним зворотним зв'язком з функцією запізнення на комплексній площині розроблено алгоритм і прикладну програму **автоматичного** проектування діаграми стабільності в координатах складових режиму різання. Створено методику ідентифікації динамічних параметрів ТОС та силових характеристик при кінцевому фрезеруванні.

Практичне значення одержаних результатів.

Створена методика швидкого визначення динамічних параметрів системи, і програмний засіб який автоматично будує діаграму сталості, що дозволяє швидко визначити технологу-оператору верстату ЧПК «безвібраційні» режими різання.

Результати дослідження можуть принести нові знання про взаємозв'язок між режимами різання, вібраціями та якістю обробки, а також про вплив факторів, таких як ріжучий інструмент, матеріал заготовки та конструкція верстата, на стабільність режиму різання.

Особистий внесок здобувача. Роботу виконано під науковим керівництвом доктора технічних наук, професора Петракова Ю.В. Основні результати, що становлять суть дисертаційної роботи автор отримав самостійно. У публікаціях, підготовлених у співавторстві, здобувачеві належать розробка методики та освоєння апаратних засобів для проведення експериментальних досліджень, обробка отриманих даних, виконання аналітичних розрахунків.

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати дисертаційної роботи були представлені й одержали схвалення на:

1. Міжнародній науково-технічній конференції «3rd Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes (InterPartner-2021)» (м. Одеса, Україна, 2021 р.);
2. Міжнародній науково-технічній конференції «Інновації молоді в машинобудуванні» (м. Київ, Україна, 2021 р.);
3. Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (м. Київ, Україна, 2021 р.);
4. Міжнародній науково-технічній конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" (2022 р.);
5. Міжнародній науково-технічній конференції «Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE» (2023 р.);
6. Міжнародній науково-технічній конференції «New solutions in modern technology » (м. Харків, Україна, 2023 р.);
7. Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (м. Київ, Україна, 2021 р.).

Публікації. За результатами дослідження опубліковано 9 наукових праць, у тому числі 4 статті та 2 тези доповідей у наукових фахових виданнях України за спеціальністю 131 – Прикладна механіка, 2 статті на конференціях проіндексованих у базах даних WoS та/або Scopus.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел із 90 найменувань, 3 додатків. Загальний обсяг роботи 149 сторінок, з яких 114 сторінок основного тексту, 11 сторінок використаних джерел та 8 сторінок додатків. Робота містить 82 рисунка, 5 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Процес фрезерування кінцевими фрезами

Фрезерування є найбільш поширеним та універсальним видом лезового оброблення, яке успішно використовується для оброблення поверхонь різноманітної геометричної форми від площин до поверхонь складної просторової форми [89]. Одним з найбільш поширених видів фрезерування у виробничих процесах є фрезерування кінцевими фрезами (англ. end milling). Це пояснюється кількома причинами [5]:

1. Універсальність: Кінцеві фрези можуть використовуватись для обробки широкого спектру матеріалів, включаючи метали, пластик, композити та інші матеріали. Це дозволяє їх використання в різних галузях, таких як машинобудування, авіація, автомобільна промисловість, електроніка та інші.
2. Різноманітність операцій: Кінцеві фрези можуть виконувати різні операції, такі як обробка плоских та контурних поверхонь, свердління отворів, підрізка, розвертання, розпилювання та інші. Вони можуть бути використані для виконання складних операцій з високою точністю та ефективністю.
3. Доступність і розповсюдженість: Кінцеві фрези є широко доступними на ринку і виробляються різними виробниками. Їх можна легко знайти у постачальників інструментів та заводських магазинах. Крім того, існує багато стандартних типорозмірів кінцевих фрез, що дозволяє швидше вибрати потрібний інструмент для конкретної задачі.
4. Ефективність і продуктивність: Фрезерування кінцевими фрезами може бути високопродуктивним процесом. Кінцеві фрези здатні видаляти

матеріал швидко і ефективно, забезпечуючи високу швидкість різання та зниження витрат робочого часу. Крім того, використання сучасних технологій, таких як числове програмування та комп'ютерне керування верстатами, дозволяє автоматизувати процес фрезерування та досягти високої точності.

5. Гнучкість: Кінцеві фрези можуть мати різні геометрії, кількість зубців, матеріали та покриття, що дозволяє вибрати оптимальний інструмент для конкретної задачі. Вони можуть бути адаптовані до різних форм і розмірів оброблюваних деталей, що надає гнучкість і можливість налаштування процесу фрезерування.

Усі ці фактори сприяють популярності фрезерування кінцевими фрезами. Вони є надійним і універсальним інструментом для обробки різних матеріалів та виконання різноманітних операцій з високою точністю та ефективністю.

З розвитком верстатів з числовим програмним керуванням та інструменту, в сучасній обробляючій промисловості збільшилися вимоги до точності та якості поверхонь деталей. Бажано щоб це було зроблено без зменшення продуктивності оброблення. Деякі приклади включають в себе виготовлення прес-форм, лопаток турбін, деталі п'яти координатного оброблення. З'явився запит на високошвидкісне фрезерування, коли в короткий проміжок часу за допомогою відносно невеликих інструментів зрізається велика кількість матеріалу через високу швидкість обертання шпинделя. Це призводить до відносно невеликих сил різання, що дозволяє оброблювати складні тонкостінні конструкції виготовлені з одного блоку матеріалу. Відповідно, часто зрізується понад 90% оригінального матеріалу заготовки.

Точність і продуктивність технічного обладнання визначають ефективність виробництва в галузі машинобудування та якість виготовленої продукції. Умови виробництва та ефективність обробки деталей значно

впливають на точність їх геометричної форми. Ці параметри залежать від динамічних характеристик верстатів, використовуваного інструменту, особливостей заготовок і режимів обробки.

Однак, незважаючи на всі ці досягнення, вібрація за останні шістдесят років обмежила можливість підвищення продуктивності та якості деталей у процесах видалення металу. Завдяки постійному підвищенню вимог виробничої галузі до продуктивності, якості та ефективності оброблення, в поєднанні з розробленням нових матеріалів, які потребують складних умов оброблення, загострюються проблеми з виникненням вібрації під час оброблення. Тому постає питання вивченні та усуненні вібрацій які виникають під час процесу контурного фрезерування на верстатах з ЧПК.

1.1.1 Класифікація вібрацій ТОС

Процеси різання металу можуть супроводжуватись декількома видами механічних коливань (рис.1.1). Вони виникають через відсутність динамічної жорсткості одного або декількох елементів системи, яка складається з верстату, державки інструменту та заготовки. Ці типи вібрації відомі як первинні вібрації, та вторинні [69].

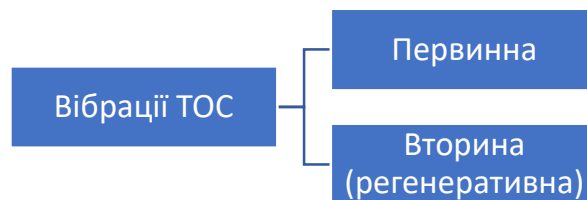


Рисунок 1.1 – Класифікація вібрацій ТОС

1. Первинна вібрація виникає через сам процес різання. Основним джерелом первинних вібрацій в процесах фрезерування є вхід ріжучої кромки в заготовку та вихід з неї. Але, первинні вібрації також

зв'язані, наприклад з розбалансованими підшипниками або ріжучими інструментами, або вони можуть передаватися від інших верстатів через підлогу цеху чи інше. Первинних вібрацій можливо частково уникнути, зменшити або усунути, якщо визначити причину вібрації.

2. Вторинна вібрація (регенеративна, або оброблення «по сліду») виникає під час процесу різання, через нестабільну товщину зрізаного шару матеріалу, тому що при проході зуба фрези, так як технологічна оброблювана система не є безкінечно жорсткою, на заготовці виникає хвилястість спричинена фрезою при попередньому проході (рис.1.2). Це спричиняє перемінну товщину зрізуваного шару матеріалу, і наступний зуб зрізає товщину матеріалу на якій залишилася хвилястість від проході попереднього зуба. Такий процес відбувається постійно під час процесу оброблення і може вивести систему з рівноваги.

Всі дослідження відмічають регенеративну вібрацію як найбільш руйнівну для процесу різання. Регенеративна вібрація негативно впливає на деталі верстату, такі як шпиндельний вузол, підшипники, КГП (кульково-гвинтова передача) та сервомотори. Також регенеративна вібрація в найкращому випадку призводить до підвищеного зносу інструменту, а в найгіршому може призвести до поломки інструменту. Вона безпосередньо впливає на якість оброблюваної поверхні, по-перше унеможливорює отримати задану високу якість шорсткості, геометричної форми поверхні та заданих розмірів, а з розвитком верстатів з ЧПК та підвищеними вимогами до сучасних деталей, таких як деталі складної форми по типу прес-форм, лопаток турбін, деталей 5-ти координатного оброблення, регенеративна вібрація спричиняє серйозні проблеми для сучасного металооброблення [6].

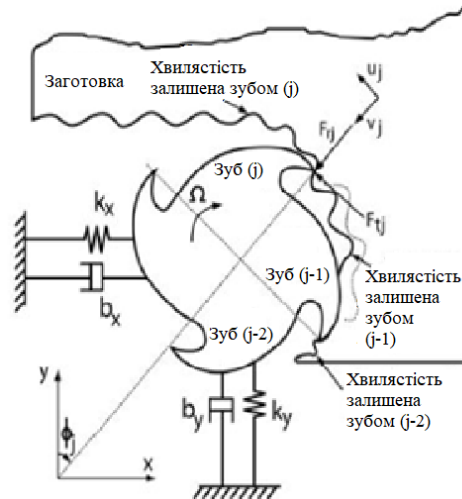


Рисунок 1.2 - Регенеративна хвилястість у фрезерній моделі з двома степенями свободи [1]

Через вище перераховані причини, регенеративна вібрація вважається найбільш небезпечною для фрезерного оброблення і піддається дослідженням науковців увесь цей час. Але провести дослідження вібрацій під час процесу різання дуже складно через її природу, високу частоту процесу різання і важкі умови в зоні різання. Вібрація представляє собою дуже складне явище через різноманіття елементів, які можуть складати динамічну систему та її поведінку: ріжучий інструмент, матеріал заготовки, конструкція верстату та режими різання [70].

1.2 Актуальність питання усунення вібрацій при контурному фрезеруванні на верстатах з ЧПК

Вібрація була і залишається дуже важливою темою у виробничих дослідженнях. Ця незмінна актуальність протягом багатьох років може бути пояснена двома основними факторами: складність явища робить його вивчення і розуміння нетривіальним; а негативний вплив вібрації стимулює до вирішення цієї проблеми.

Що стосується першого фактору, вібрація представляє собою дуже складне явище через різноманіття елементів, які можуть складати динамічну систему та її поведінку: ріжучий інструмент, матеріал заготовки, конструкція верстату та режими різання. Передбачення її появи до сих пір є предметом багатьох досліджень, не дивлячись на те, що регенеративний ефект був виявлений та вивчений дуже рано [2].

Що стосується другого пункту, поява вібрації має декілька негативних наслідків:

1. Погана якість поверхні;
2. Недопустима неточність розмірів деталі;
3. Підвищений шум при роботі;
4. Непропорційний знос інструменту;
5. Пошкодження верстату;
6. Зниження швидкості зрізування матеріалу MRR (Material removal rate);
7. Збільшення витрат в плані часу виробництва;
8. Вплив навколишнього середовища з точки зору матеріалів та енергії;
9. Витрати на обробку або скидання непридатних кінцевих деталей до пунктів використання.

Проблеми зазначені вище призвели до розвитку наукових досліджень вібрацій при металообробленні і шляхів її подолання. На рис.1.3 показана кількість публікацій по роках, які були опубліковані в базі даних Web of Science. Це загальна кількість релевантних статей по ключовим словам «вібрації, фрезерування», які опубліковані з 1967р. по 2023р. Видно зростаючий інтерес до вивчення проблеми вібрацій в процесі фрезерування.

Кількість публікацій на порталі Web of science

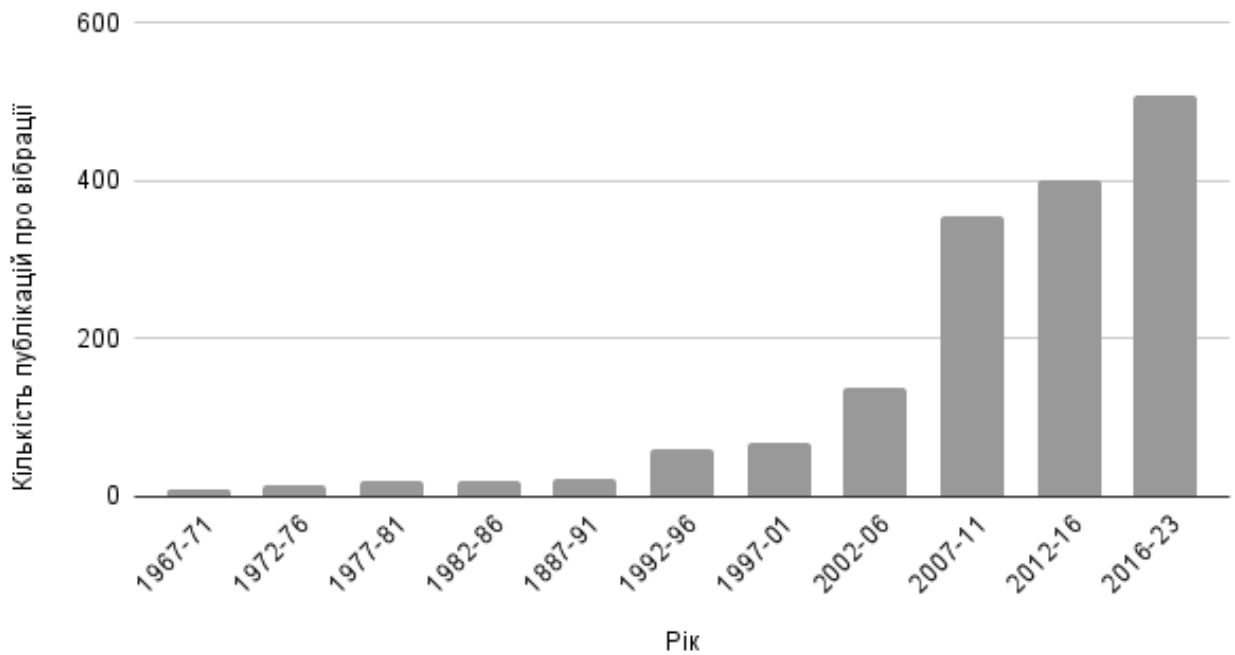


Рисунок 1.3 - Кількість опублікованих статей про вібрації при фрезеруванні

Тому вивчення і усунення вібрацій в процесі контурного фрезерування кінцевими фрезами є актуальним питанням на даний момент.

1.3 Методи усунення вібрацій

Існують пасивні (Passive Chatter Control – PCC), та активні методи (Active Chatter Control – ACC) усунення вібрацій в процесі різання (рис. 1.4). До пасивних методів належать різноманітні демпфери, метод модуляції обертання шпинделю, використання фрез з перемінним кроком зуба, а також зменшення вібрацій за рахунок збільшення жорсткості окремих вузлів верстату.

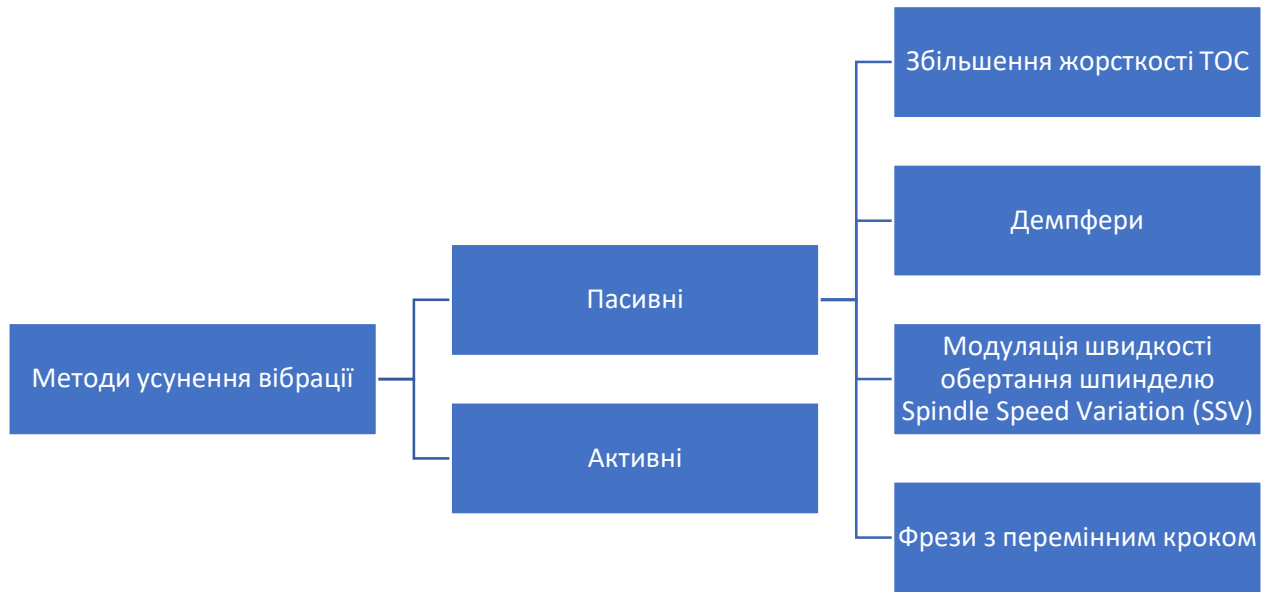


Рисунок 1.4 – Класифікація методів усунення вібрації

Активні системи усунення вібрацій відрізняються від пасивних методів в основному своєю властивістю контролювати динамічний стан системи верстату, діагностувати визначені явища і активно виконувати ті рішення, які при необхідності змінюють систему на більш адекватну. Активні методи спрямовані на введення в ТОС штучних гармонічних сигналів, які мають протилежну фазу у порівнянні зі збуджуючими коливаннями. Таким чином відбувається гасіння коливань в зоні різання. Зрозуміло, що такі системи зниження вібрації зазвичай складаються з елементів контролю, діагностики та виконання. Ця стратегія стає все більш важливою завдяки досягненням останніх років в таких областях, як комп'ютери, датчики і приводи. Очевидно, що такі системи потребують суттєвої модернізації діючого обладнання і значних фінансових витрат [72].

1.3.1 Пасивні методи

В ранніх дослідженнях по прогнозуванню вібрації було помічено, що стабільність оброблення можна підвищити за рахунок демпфування всієї системи, тому найбільш розповсюдженими пасивними методами усунення вібрації оснований на принципі збільшення жорсткості і демпфування елементів системи оброблення. Більш високе демпфування системи оброблення може бути досягнуто за рахунок використання механічних деталей, виготовлених із сплавів з високим демпфуванням, наприклад вольфрамових сплавів Densimet. Або шляхом застосування спеціальних кінематичних муфт з високим демпфуванням [18]. Використовується декілька типів демпферів, таких як демпфери Ланчестера [19], ударні демпфери [20,21], демпфери з налаштованою масою [22,23,24], або вібропоглиначі [25,26,27,28,29]. Динамічний гасник вібрації повинен задовольняти дві умови: 1) власна частота динамічного гасника коливань повинна бути близька до власної частоти інструменту і 2) демпфер повинен мати вищий коефіцієнт демпфування, чим інструмент.

Пасивні демпфери відносно дешеві, прості в реалізації і не потребують зовнішньої енергії. Що більш важливо, пасивні методи управління ніколи не дестабілізують систему. Але недоліки, пов'язані з використанням методу пасивного демпфування, полягають у тому, що значення досяжного демпфування досить обмежена. Крім того, демпфери потребують точного налаштування по відношенню до їх власних частот, тому їм не вистачає стійкості до змінних умов оброблення. Пасивні демпфери знаходять дуже обмежене застосування при фрезеруванні в порівнянні з токарними операціями. Це пов'язано з природою фрезерних операцій, при яких ріжучий інструмент обертається з великою швидкістю, тоді як при токарних операціях ріжучий інструмент закріплений, отже зручніше додати пасивні демпфери для гасіння коливань інструменту. Розглянемо декілька видів пасивних демпферів.

1.3.1.1 Налаштовані масові демпфери (НМД)

Першочергова ідея була запропонована Ханом [30] коли він запропонував використовувати демпфер Ланчестера з цілю придушення вібрації.

НМД – це інерційна маса, яку додають до ТОС для демпфування за допомогою лінійної пружини жорсткості. Значення цих параметрів налаштовується таким чином, щоб демпфувати критичну частоту початкової системи, яка може викликати вібрацію. Шляхом координації спільної частоти демпфера з критичною частотою ТОС, обидві частоти можуть бути з'єднані для збільшення демпфування. Тому початкова частота розділяється на дві частоти з високою динамічною жорсткістю. НМД повинні бути точно налаштовані на цільову частоту, і їх позитивний ефект обмежений певним діапазоном частот. Великою перевагою НМД є їх простота та надійність. НМД потрібно розташовувати в місцях, де критична частота найбільша [8].

Ефективність НМД обмежена, якщо динаміка початкової системи змінюється через зміну положення інструменту в робочій зоні. В цій ситуації Славічек і Боллінджер [31] запропонував застосування напівактивних демпферів, у яких можна змінювати власну частоту і демпфування системи. Напівактивний демпфер потребує деякої енергії для налаштування, але після цього система веде себе як пасивний демпфер. Нещодавно був представлений демпфер, який сам налаштовує свою частоту [32]. Жорсткість налаштовується за допомогою поворотної пружини, а демпфування здійснюється магнітним чином.

1.3.1.2 Демпфери тертя/удару

В фрикційних демпферах використовується сила тертя, яка виникає в результаті відносного руху між вібруючим елементом і доданою масою або іншими частинами демпфера. Наприклад, демпфування було збільшено за

рахунок вставки пластини всередину розточної оправки [33]. Зігерт [34] вивчав можливості механічного демпфера безпосередньо всередині обертаючого інструменту. Демпфер складається з багато важільної циліндричної вставки, яка розміщена всередині відповідного осьового отвору вздовж осі фрези (рис.1.5). Коли інструмент обертається в процесі фрезерування, відцентрова сила створює тиск між пальцями і корпусом інструменту, що призводить до розсіювання енергії через тертя [9]. Цей демпфер підвищує ефективність інструменту до 53%.

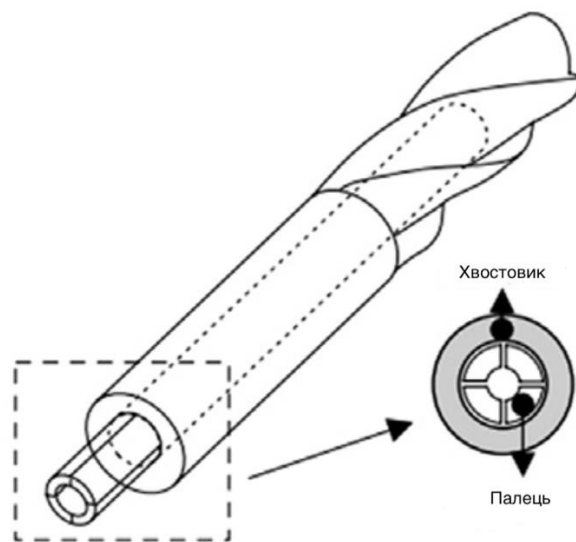


Рисунок 1.5 – Демпфер удару

Фрикційні та ударні демпфери часто комбінують для максимального розсіювання вібрації. Наприклад, Осбум [35] розділив корпус амортизатора на набір дисків, які стискаються пружиною. При вібрації системи виникають удари, але також відбувається відносне переміщення дисків, отже тертя є додатковим джерелом демпфування. В багатьох випадках ці системи створюються методом проб і помилок. Тертя і удари важко змодельовати, хоча деякі автори вже працювали в цій області [36,37].

Отже, пасивні методи здатні зміцнити демпфування критичного режиму, і збільшити границю абсолютної стійкості. Загалом, демпфери можуть бути рішенням проблем вібрації. Це особливо корисно, коли низька оброблюваність матеріалу не дозволяє змінити умови процесу різання, коли демпфування початкової системи низьке.

Небажання промисловості застосовувати НМД зв'язано з його основними недоліками: потрібен великий простір в критичних місцях, ефект обмежений при зміні динамічних властивостей, а процедура налаштування оснований на незвичних для промисловості методах [10].

Демпфери тертя/удару представляють собою прості рішення, які потребують меншого простору, чим звичайні НМД. Відсутність критеріїв проектування і можливостей моделювання для цих демпферів є важливим недоліком їх застосування в промисловості [11].

1.3.1.3 Метод зміни швидкості обертання шпинделя

При обробленні звичайним шпинделем є декілька типових способи уникнути вібрації. Перший спосіб полягає в налаштуванні параметрів процесу різання (тобто швидкості обертання шпинделя або глибини різання) таким чином, щоб була вибрана стабільна робоча точка. Критична точка виникнення вібрації може бути візуалізовано в так званій «діаграмі пелюсткової стійкості». Для її прогнозування науковці запропонували декілька ефективних методів [38,39].

В якості альтернативи можна застосовувати метод модуляції швидкості обертання шпинделю (рис.1.6), запропонований [40,41]. Концепція аналогічна використанню фрез з перемінним кроком, але зміна швидкості обертання шпинделю є більш гнучкою. Це добре відомий метод зменшення регенеративних вібрацій верстату, але зазвичай вважається, що він ефективний тільки при низьких швидкостях обертання шпинделю [42]. Існує

два види зміни швидкості шпинделя: трикутна зміна швидкості шпинделя та синусоїдальне [43]. При цьому методі швидкість шпинделя змінюється низькочастотними синусоїдальними коливаннями навколо номінального значення. Цей метод є досить ефективним, але його можливо застосовувати лише на верстатах, оснащених спеціальним шпиндельним приводом. Хоча границя стійкості змінена, вона все рівно обмежена інерцією шпинделя або діапазоном швидкостей шпинделя.

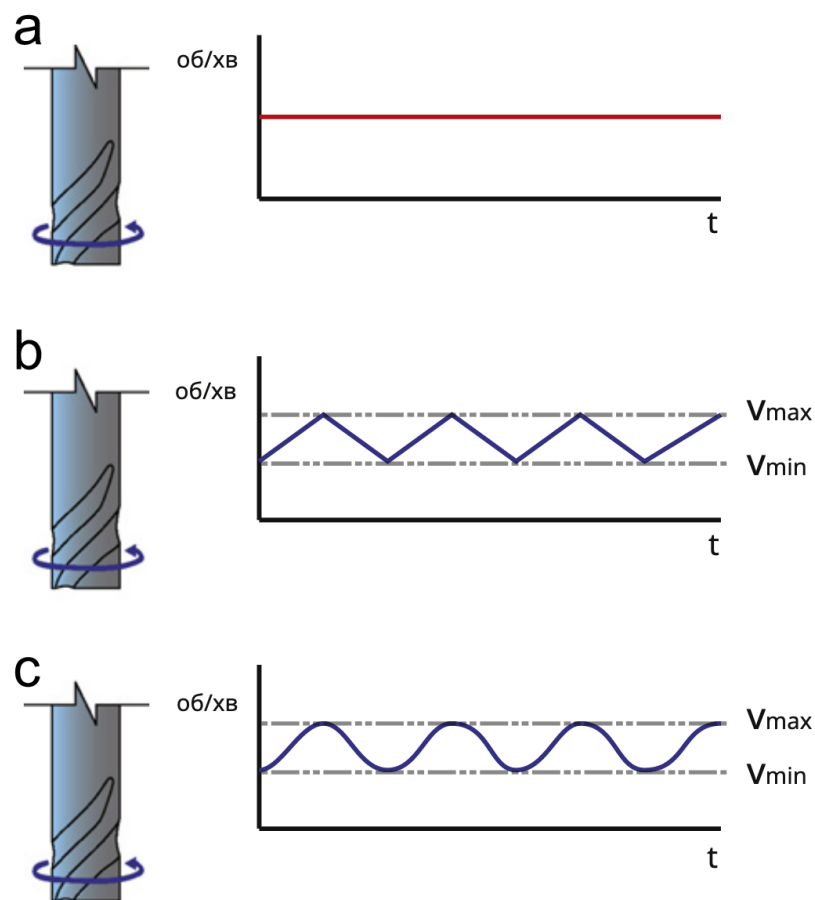


Рисунок 1.6 – (а) постійна швидкість обертання шпинделя; (б) трикутна зміна швидкості обертання шпинделя; (с) синусоїдальна зміна швидкості обертання шпинделя.

1.3.1.4 Спеціальна геометрія фрез

Іншим пасивним підходом, який використовується для зменшення вібрацій, є використання спеціальних фрез з перемінним кроком [44]. В спеціальних фрезах канавки розташовані по периметру інструменту нерівномірно. Інструменти з перемінним кроком вперше представлені Ханом [45]. Вони порушують фазу між минулою і теперішньою вібрацією. Використання фрез з перемінним кроком змінює затримку і створює декілька затримок в залежності від фактичного положення кромки і кількості канавок.

Славічек [46] спочатку змодельовував вплив цих інструментів і застосував теорію ортогональної вібрації при фрезеруванні тільки з двома змінними кутами нахилу. Він запропонував, що радіус фрези нескінченний, щоб уникнути складності динаміки фрезерування, і заявив, що максимальна глибина різання може бути подвоєна в порівнянні зі звичайними фрезами. Подібні покращення експериментально доведені в [47] для найпростішого випадку фрези з двома зубами.

Більш пізні дослідження показали, що фрези з змінним кроком корисні тільки при високих швидкостях для зміщення зони стабільності, але вони суттєво не збільшують межу абсолютної стабільності [48,49].

Також можна застосовувати зношені інструменти, для запобігання вібрації, тому що демпфування процесу збільшується зі зносом задньої поверхні інструменту. Вібрація часто з'являється, коли інструмент новий, і зникає коли він зношується. Цей ефект тим сильніший, чим вище співвідношення між частотою вібрації та частотою проходження зуба. Але зношені інструменти збільшують статичні навантаження при різанні, і можуть призвести до поломки інструменту і поганій якості поверхні [49].

Можна використовувати спеціальну геометрію кромки, щоб уникнути гострих кромки і відтворити характеристики зношеного інструменту. Декілька авторів [50,51] вивчали вплив геометрії ріжучої кромки на процес

демпфування. Вони виявили, що збільшення радіусу ріжучої кромки приводить до збільшенню демпфування процесу різання. Геометрія бокової поверхні, задній кут також сильно впливають на демпфування процесу різання і стабільність вібрацій при низьких швидкостях різання. Було помічено, що циліндрична геометрія бокової поверхні призводить до підвищеного демпфування процесу різання в порівнянні з плоскою геометрією бокової поверхні [52].

1.3.2 Активні методи

Найбільш перспективними є активні методи зменшення вібрацій під час процесу фрезерування. Вони ґрунтуються на принципі зворотного зв'язку: стан системи оброблення визначається набором датчиків і контролюється, таким чином, щоб підтримувати малу амплітуду вібрацій.

Активні методи ґрунтуються на вимірюванні параметру, зв'язаного з вібрацією, його оброблення та подальшим впровадженням управляючого силового сигналу у відповідь за допомогою виконавчого механізму. Таким чином, до конструкції прикладається динамічно-корельована зовнішня енергія [53].

Найчастіше використовують п'єзоелектричні та електромагнітні актуатори, які довели свою надійність [54]. Класифікацію активних систем можна зробити в залежності від того, як вони розташовуються в ТОС:

- Привід розташовується всередині силової системи верстату, і тому повинен витримувати сили різання. Тому для цих елементів потрібна висока жорсткість.
- Привід розташовується не в силовій системі верстату. Тому зберігається статична жорсткість початкової конструкції. Щоб отримати ефективність дії такого пристрою, сила повинна бути прикладена максимально близько до місця найбільшої частоти вібрації. Є

обмеження у вільному місці в зоні оброблення, для розташування цих елементів.

Одним із активних способів зменшення регенеративних вібрацій в процесі фрезерування є використання активного магнітного підшипника (АМП). АМП – це сучасна технологія безконтактних опорних підшипників. Використання пари електромагнітів на протилежних сторонах ротору маніпулює магнітними силами, омежуючи обертаючий елемент. АМП забезпечує ряд переваг в порівнянні зі звичайними підшипниками. Вони дозволяють ротору плавати в повітряному зазорі, тому немає втрат на тертя, це дозволяє досягти більших швидкостей обертання. Дана система працює виключно зі зворотнім зв'язком, і з точки зору управління представляє собою суттєво складні багато вхідні та багато вихідні системи. АМП дозволяє прикладати динамічні сили, щоб ротор міг виконувати необхідні рухи, які дозволяють досягнути більш високої швидкості зрізування металу (MRR) без виникнення вібрацій при використанні правильних активних стратегій [55]. Недоліком даного методу є те, що потрібно дуже серйозно втручатися в будову верстату.

Перші експериментальні результати активного контролю вібрацій в процесі різання представлені в [56]. Тут теоретичні результати демонструються на експериментальній системі, позначеній як розумний блок шпинделя, який складається з п'єзоелектричних приводів, в яких вібрація інструмента вимірюється за допомогою тензодатчиків. Контролер використовується для зміни динаміки верстату таким чином, щоб посилити демпфування домінуючого режиму роботи інструменту [57].

Статична і динамічна компенсація відхилень інструменту представлена в [58]. Штатив, який складається з трьох п'єзоелектричних приводів, побудований навколо шпиндельного вузла. Статичне відхилення інструменту компенсується на основі апріорних знань про жорсткість інструмента та шпинделя. Динамічне відхилення інструменту компенсується вимірюванням

відхилення інструмента за допомогою вихрових датчиків. Після ідентифікації цього збудження вимірюється компенсуючий сигнал, який зміщений по фазі на 180° , і подається на фрезерний шпиндель за допомогою п'єзоелектричних приводів.

Підхід з іншої точки зору представлений в [59]. Передбачується, що вібрація виникає через гнучкість заготовки. Активне демпфування виконується за допомогою п'єзоелектричних приводів та датчиків, які кріпляться до тонкостінної заготовки.

У певному сенсі всі вищезазначені підходи до активного контролю вібрації спрямовані на зменшення вібрації шляхом активного демпфування шпинделя чи інструменту. Загалом, можна сказати, що пасивне або активне демпфування динаміки верстату або деталі призводить до рівномірного збільшення межі стабільності для всіх швидкостей обертання шпинделя. Для того, щоб забезпечити більш цілеспрямоване формування межі стійкості, слід враховувати регенеративний ефект при проектуванні контролера вібрації, який є одним з основних моментів, які відсутні в вище згаданих методах управління.

1.4 Діаграми сталості (Stability Lobes Diagram – SLD)

Активні та пасивні методи потребують безпосереднього втручання у конструкцію верстату та інструменту, що робить їх вартісними та зменшує можливість їх використання. А пасивні методи, такі як демпфери можуть працювати лише у вузькому діапазоні режимів різання.

В той же час наразі не вичерпані резерви, що ґрунтуються на визначенні так званих «безвібраційних» режимів різання. Широке використання верстатів з ЧПК і нових інструментальних матеріалів дозволяє сподіватися на значну ефективність від впровадження такого підходу для більшості процесів різання. Для визначення таких режимів використовують діаграми сталості, які

проектуються в координатах «швидкість шпинделя – глибина різання» (рис.1.7). Проте, побудова таких діаграм викликає певні труднощі як теоретичного, так і практичного характеру [61].

Цей напрямок досліджень спрямований на уникнення явища виникнення вібрації без зміни характеристик системи, що складається з конструкції верстата, різцетримача та різального інструменту. Діаграма сталості показує межу між стабільним різанням (тобто без биття) і нестабільним різанням (тобто з биттям). Використовуючи ці діаграми, можна знайти конкретну комбінацію параметрів обробки, яка призводить до максимальної швидкості заняття матеріалу без биття. Метою є вибір оптимальних параметрів різання шляхом пошуку стабільних областей між пелюстками діаграми сталості.

Основною вимогою для реалізації цієї стратегії є визначення повного SLD або, принаймні, SLD в діапазоні робочих швидкостей верстату.



Рисунок 1.7 - Схематичний приклад пелюсткової діаграми сталості

На високих швидкостях стабілізуючий ефект технологічного демпфування зменшується, що робить процес більш схильним до вібрацій. Технологічне демпфірування зазвичай відбувається на низьких швидкостях шпинделя і забезпечує стабільність завдяки коротким хвилям, що залишаються на поверхні деталі під дією високочастотних вібрацій. Ці поверхневі хвилі впливають на бічну поверхню ріжучого інструменту і гасять вібрацію ріжучого інструменту.

Побудова SLD вимагає попередньої інформації, необхідно спрогнозувати або змодельовати поведінку системи, охарактеризувавши або змодельовавши реакцію верстата, державки, системи ріжучого інструменту. Але моделювання процесу фрезерування для визначення SLD є непростим завданням, оскільки ТОС має багато ступенів свободи, ріжучий інструмент має різну кількість зубів, також важливо враховувати матеріал заготовки, тому ці фактори ускладнюють аналіз та розрахунок.

В літературі пропонується декілька методів побудови діаграми сталості процесу фрезерування кінцевими фрезами.

1.4.1 Аналітично-експериментальний метод

Перші спроби визначення механізму виникнення регенеративної вібрації були представлені Тобіасом і Фішвіком [2] у 1958р, та Тлусі і Полачеком [7] у 1963р. Вони розробили математичну модель у вигляді диференціальних рівнянь запізнення.

У 1995р. Altintas та Budak [4] представили відому модель для прогнозування виникнення вібрацій. За даними порталу Web of Science ця стаття є найбільш цитованою працею на тему побудови діаграм сталості процесу фрезерування, тому розглянемо її детальніше. Цей метод відомий як апроксимація нульового порядку, він робить прогноз стійкості використовуючи член Фур'є нульового порядку для апроксимації зміни сили

різання. Він може використовуватися для побудови SLD для процесів, де сила різання змінюється відносно мало, тобто при незначних радіальних зануреннях і великій кількості зубів. Спочатку надається модель фрезерування, потім процес формулювання сил різання, і розраховується граничні значення биття. Ця модель є основою всіх досліджень побудови SLD напіваналітичним методом. Далі вона коротко наведена.

На рис.1.8 показано схематичне зображення процесу фрезерування з врахуванням двох ступенів свободи. Сили різання впливають на структуру в напрямку подачі (X) і нормалі (Y), що спричиняє динамічні переміщення за напрямками X , та Y відповідно.

Враховуючи миттєве кутове занурення зуба ϕ_j , як показано на рисунку, і кутову швидкість шпинделя Ω (рад/с), кут занурення змінюється з часом як $\phi_j(t) = \Omega t$. Результируюча товщина стружки (1.1) складається з статичної частини $[st \sin \phi_j(t)]$, пов'язаної з жорстким рухом тіла фрези, та динамічної складової, викликаній коливаннями інструменту на поточному періоді зуба $[-x(t) \sin \phi_j(t) - y \cos \phi_j(t)]$ і попередньому періоді зуба $[-x(t-T) \sin \phi_j(t) - y(t-T) \cos \phi_j(t)]$.

$$h(\phi_j) = st \sin \phi_j(t) - [-x(t) \sin \phi_j - y \cos \phi_j(t)] + [-x(t-T) \sin \phi_j(t) - y(t-T) \cos \phi_j(t)] \quad (1.1)$$

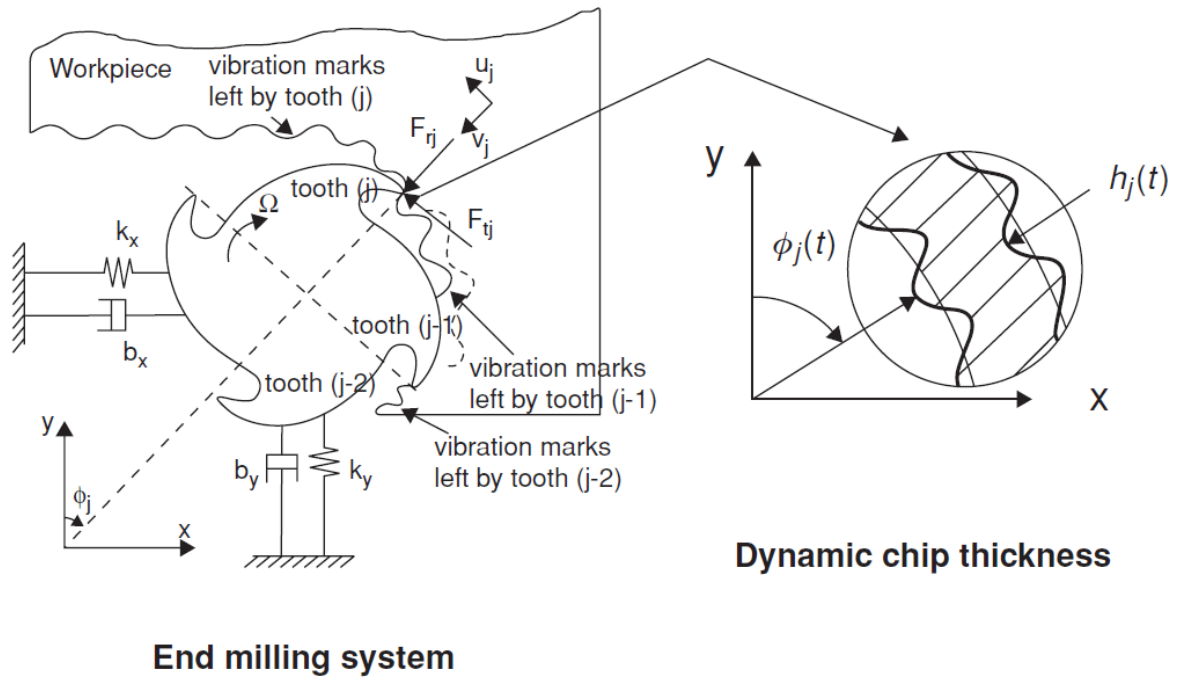


Рисунок 1.8 – Одномасова модель з двома степенями свободи та перемінною товщиною зрізування стружки [3]

Статична складова товщини стружки $st \sin \phi_j(t)$ вилучена з рівняння (1.1), оскільки вона не бере участі в динамічному механізмі створення регенеративної вібрації. Враховуючи $(\Delta x = x - x_0)$ та $(\Delta y = y - y_0)$, де (x, y) і (x_0, y_0) представляють динамічні переміщення різця на поточному та попередньому періодах зуба відповідно. Функція $g(\phi_j)$ це крок одиниці виміру, яка визначає чи знаходиться зуб в процесі різання чи ні.

$$h(\phi_j) = [\Delta x \sin \phi_j + \Delta y \cos \phi_j] g(\phi_j) \quad (1.2)$$

Тангенціальна (F_{tj}) і радіальна сили різання (F_{rj}), що діють на зуб j , пропорційні осьовій глибині різання (a) і товщині стружки (h). K_t і K_r – коефіцієнти різання.

$$F_{tj} = K_t a h(\phi_j) \quad (1.3)$$

$$F_{rj} = K_r F_{tj} \quad (1.4)$$

Після визначення сил різання в напрямках x та y , що вносяться всіма зубами, і розкладання в ряд Фур'є отриманого виразу в часовій області, динамічний вираз процесу фрезерування зводиться до наступного:

$$[F(t)] = \frac{1}{2} a K_t [A_0] [\Delta(t)] \quad (1.5)$$

Автори використовують підхід, який використовує середню компоненту розкладу в ряд Фур'є $[A_0]$, яка дійсна тільки між вхідним (ϕ_{st}) і вихідним (ϕ_{ex}) кутом різання і кут кроку фрези $\phi_p = 2\pi / N$, де N - кількість зубів.

$$[A_0] = \frac{1}{\phi_p} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} [A(\phi)] d\phi = \frac{N}{2\pi} \begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{bmatrix} \quad (1.6)$$

Де інтегровані функції матриці коефіцієнтів направленої різання не залежать від часу, але залежать від занурення:

$$\begin{aligned} a_{xx} &= \frac{1}{2} [\cos 2\phi - 2K_r \phi + K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} & a_{yx} &= \frac{1}{2} [-\sin 2\phi + 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \\ a_{xy} &= \frac{1}{2} [-\sin 2\phi - 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} & a_{yy} &= \frac{1}{2} [-\cos 2\phi - 2K_r \phi - K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \end{aligned}$$

Використання середнього коефіцієнта Фур'є $[A_0]$ показує хороше узгодження для фрез з великою кількістю зубців і значним радіальним зануренням. Для фрез з невеликою кількістю зубів і малим радіальним зануренням необхідна надмірна кількість членів Фур'є, щоб врахувати зміну сили різання.

Границя сталості представлена у вигляді графіка залежності максимальної глибини різання від частоти обертання шпинделя. Після визначення матриці передаточної функції $[\phi(i\omega)]$ між різцем і заготовкою в зоні контакту:

$$[\phi(i\omega)] = \begin{bmatrix} \phi_{xx}(i\omega) & \phi_{xy}(i\omega) \\ \phi_{yx}(i\omega) & \phi_{yy}(i\omega) \end{bmatrix} \quad (1.7)$$

Де, $\phi_{xx}(i\omega)$ та $\phi_{yy}(i\omega)$ є прямими передавальними функціями в напрямках X та Y , а $\phi_{xy}(i\omega)$ і $\phi_{yx}(i\omega)$ - це перехресні передатні функції. Визначимо динамічне рівняння процесу фрезерування в частотній області, як:

$$[F]e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} aK_t [1 - e^{-i\omega_c T}] [A_0] [\phi(i\omega_c)] [F]e^{i\omega_c t} \quad (1.8)$$

Яке має нетривіальний розв'язок, якщо його визначник дорівнює нулю:

$$\det \left[[I] - \frac{1}{2} aK_t (1 - e^{-i\omega_c T}) [A_0] [\phi(i\omega_c)] \right] = 0 \quad (1.9)$$

І спростимо позначення, визначивши матрицю орієнтованої передавальної функції, як:

$$[\phi_0(i\omega_c)] = \begin{bmatrix} a_{xx}\phi_{xx}(i\omega_c) + a_{xy}\phi_{yx}(i\omega_c) & a_{xx}\phi_{xy}(i\omega_c) + a_{xy}\phi_{yy}(i\omega_c) \\ a_{yx}\phi_{xx}(i\omega_c) + a_{yy}\phi_{yx}(i\omega_c) & a_{yx}\phi_{xy}(i\omega_c) + a_{yy}\phi_{yy}(i\omega_c) \end{bmatrix} \quad (1.10)$$

А власне значення характеристичного рівняння

$$\Delta = \Delta_R + \Delta_I = \frac{N}{4\pi} aK_t (1 - e^{-i\omega_c T}) \quad (1.11)$$

І остаточний вираз для осьової глибини різання без вібрації для заданої частоти вібрації ω_c :

$$a_{\text{lim}} = -\frac{2\pi\Delta_R}{NK_t}(1+k^2) \quad (1.12)$$

Враховуючи два ортогональні ступені свободи в напрямку подачі (X) і нормальному напрямку, власне значення обчислюється як квадратична функція:

$$a_0\Delta^2 + a_1\Delta + 1 = 0 \quad (1.13)$$

Де:

$$a_0 = \phi_{xx}(i\omega_c)\phi_{yy}(i\omega_c)(a_{xx}a_{yy} - a_{xy}a_{yx}),$$

$$a_1 = \phi_{xx}\phi_{yy}(i\omega_c) + a_{yy}\phi_{yy}(i\omega_c).$$

$$k = \frac{\Delta_I}{\Delta_R} = \frac{\sin \omega_c T}{1 - \cos \omega_c T} \quad (1.14)$$

Відповідні частоти обертання шпинделя (n) визначаються наступним чином:

$$T = \frac{1}{\omega_c} (\in + 2k\pi) \rightarrow n = \frac{60}{NT} \quad (1.15)$$

Таким чином, після визначення функції частотної характеристики системи верстату, і коефіцієнти направлення визначаються з (1.6) для заданої фрези, матеріалу заготовки і ширини різку. Пропонується розраховувати SLD за допомогою 5 кроків:

1. Вибрати частоту вібрації з передаточних функцій навколо домінуючого режиму;
2. Вирішити власне значення характеристичного рівняння (1.13);

3. Розрахувати критичну глибину різання (1.12);
4. Розрахувати швидкість шпинделя за формулою (1.15) для кожного пелюстка сталості $k = 0, 1, 2, \dots$;
5. Повторити процедуру, скануючи частоти коливань навколо всіх домінуючих режимів структури, що проявляються на передатних функціях.

Також автори стверджують, що використання середнього коефіцієнта Фур'є $[A_0]$ може бути недостатнім для аналізу стабільності. При малій ширині різку, сили фрезерування створюють сильні гармонічні коливання, тому коли група авторів проводила експеримент, вони помітили, що стабільність оброблення не збільшилася в достатній мірі, навіть при дуже малій глибині різання.

Такий підхід, коли процедура моделювання спирається на представлення хвилястої товщини стружки, яка визначається проходом попереднього зуба фрези і траєкторією різальної кромки інструменту під час коливань на поточному проході, призводить до втрати адекватності представлення процесу з причини відсутності загальної моделі про процес різання з урахуванням зворотних зв'язків в пружній ТОС. Також процедура проектування діаграми спирається на алгебраїчні критерії сталості, які визначаються з характеристичного рівняння і полягає у використанні багатокрокового алгоритму, що стримує його застосування на практиці.

Математична модель процесу фрезерування повинна відтворювати реальні процеси пружної системи з врахуванням замкненості ТОС, перехресних зв'язків за двома координатами і оброблення за слідом. Крім того, сучасний підхід до створення математичних моделей вимагає представлення її у вигляді програмного забезпечення, при функціонуванні якого по-перше перевіряється адекватність (якість) створеної моделі, а по-друге з'являється можливість отримувати результати моделювання у цифровому вигляді, який є

придатним для використання при вирішенні практичних завдань, про які згадувалось вище [90].

Також були інші дослідники, які намагалися побудувати SLD процесу фрезерування за допомогою аналітичних методів. Інспергер [12] і Степан [13] застосували метод напівдискретизації, щоб перетворити звичайні диференціальні рівняння в серію автономних звичайних диференціальних рівнянь з відомими розв'язками. Є також дослідники [14-17], які використовують аналіз скінчених елементів або метод скінчених елементів для моделювання і прогнозування стійкості. За допомогою цієї методології можна передбачити поведінку верстата або окремих його компонентів на етапі проектування, ще до того як він буде побудований, з усіма витікаючими з цього перевагами.

1.4.2 Експериментальний метод

Як альтернатива моделюванню, для розрахунку реальних діаграм SLD були запропоновані інші методи, засновані на експериментальних підходах. Вони не мають неточностей через врахування спрощень і не вимагають додаткових ноу-хау. Однак вони обмежені однією конкретною системою: верстат, шпиндель, державка, інструмент, матеріал.

Експериментальний метод має на меті отримати діаграму сталості шляхом проведення серії експериментів на заготовці, обробляючи її на фрезерному верстаті. Тоншофф [77] показав, що при обробці на певній глибині різання вздовж траєкторії руху інструменту вимушені коливання перетворюються на коливання, що самозбуджуються, і процес фрезерування стає нестабільним. Цей принцип використовується в різних експериментах для визначення вібрації.

Гільєм Кінтана [78] запропонував метод отримання SLD повністю експериментальним шляхом. Методологія базується на емпіричних тестах, в

яких заготовка допускає поступове збільшення осьової глибини різання в напрямку подачі, що представляє координату Y в SLD, в той час як швидкість обертання шпинделя (координата X на SLD) збільшується між проходами. Це можливо завдяки формі похилої площини заготовки (рис.1.9).

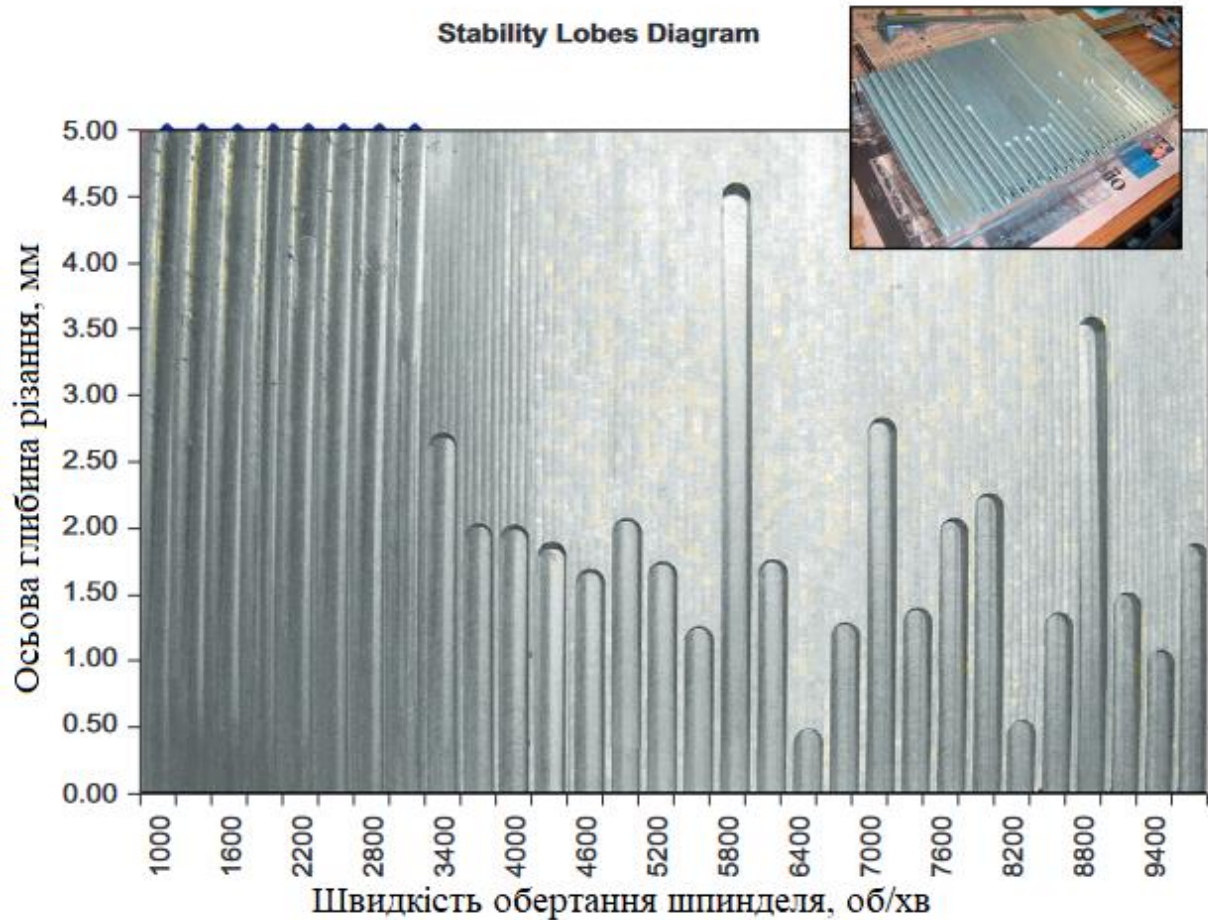


Рисунок 1.9 – Пелюсткова діаграма сталості отримана експериментальним шляхом

Процес різання переривається, як тільки виявляється вібрація, і визначається межа між стабільним та нестабільним різанням, тобто SLD. Це дозволяє отримати SLD фізично, на обробленій заготовці. Початок виникнення вібрації фіксується за допомогою мікрофону, який підключений до комп'ютера і спеціальна програма фіксує початок виявлення вібрації. Вібрація фіксується, якщо амплітуда вимірюваного сигналу перевищує певне

порогове значення. Для отримання звукового сигналу під час обробки використовувався відповідний DAQ-асистент. Швидке перетворення Фур'є [79] було обчислено з аудіосигналу для отримання частотної області. Графік показує високий рівень звуку під час різання з вібрацією і низькі амплітуди для операцій без вібрації. Критичні частотні рівні відмічені у всіх експериментальних випадках, і на основі результатів експерименту побудована діаграма сталості. Ця процедура повторюється для різних комбінацій глибини різання та частоти обертання.

В іншому експериментальному підході Quintana [80] та ін. пропонують метод звукового картування для ідентифікації SLD в процесах фрезерування. Пізніше Quintana [81] та ін. пропонують прогностичний експериментальний метод для ідентифікації реальних діаграм SLD, використовуючи експериментальну процедуру на похилій площині та спрощуючи кількість експериментів для повної побудови SLD.

Експериментальний метод визначення SLD вимагає багато часу і витрат, також він не є гнучким. Для отримання SLD потрібна спеціальна заготовка, і отримані результати можна використати тільки для конкретного матеріалу та інструменту. При зміні одного з параметрів потрібно проводити повторне визначення SLD. Також під час обробки заготовки TOC поступово змінюється, що впливає на частотну характеристику TOC. Слід зазначити що SLD отримана експериментальним шляхом є найбільш точною, її точність обмежується можливістю датчика ідентифікувати початок виникнення вібрацій.

1.4.3 Параметри, необхідні для побудови SLD

Для отримання SLD потрібно мати чотири набори вхідних параметрів: коефіцієнти сили різання, динамічні параметри системи, параметри різання та геометрію інструменту, та скласти математичну модель процесу

фрезерування. Для отримання SLD для процесу фрезерування можна використовувати частотно-часовий метод, а потім можна оптимізувати процес різання, як показано на рис.1.10.

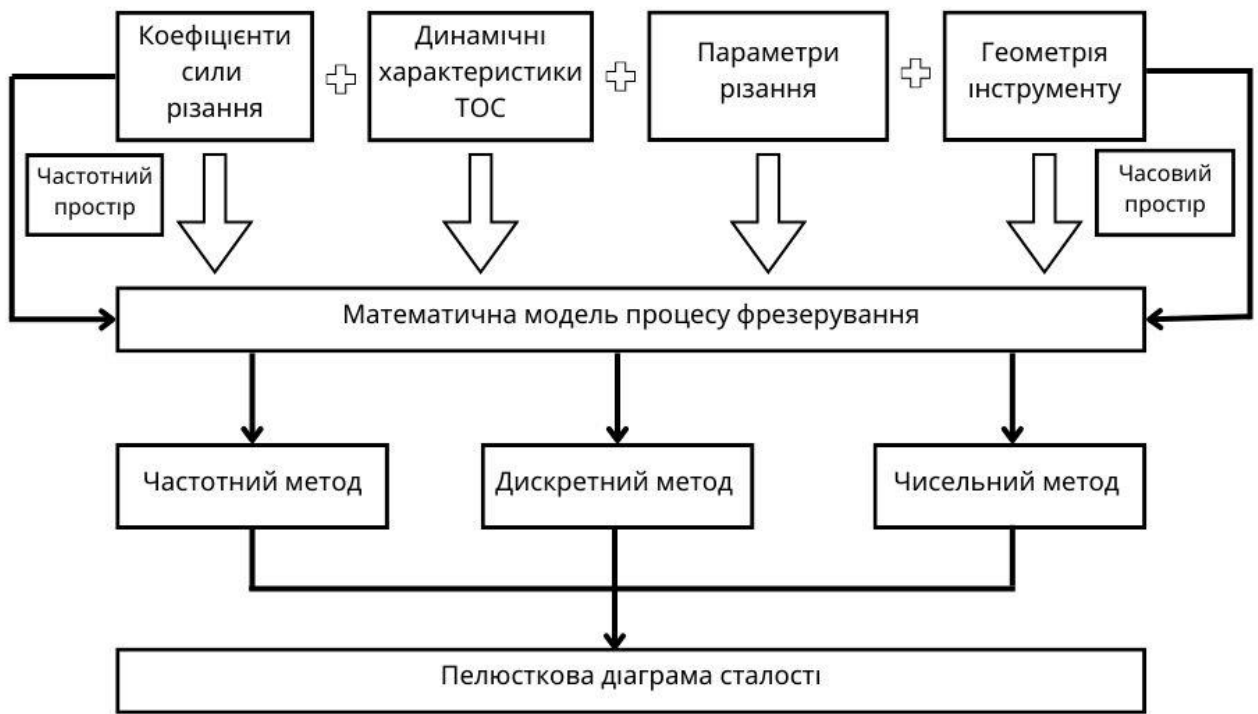


Рисунок 1.10 – Процедура отримання SLD

1.4.3.1 Коефіцієнти сили різання

Використання коефіцієнтів сили різання при побудові SLD дозволяє врахувати параметри матеріалу заготовки і є ключем до прогнозування зв'язку між силою різання та стабільністю фрезерування [82]. Коефіцієнти різання представляють межу текучості матеріалу, тертя між інструментом і оброблюваним матеріалом і геометрію інструменту. Є декілька методів визначення коефіцієнтів сили різання, перший метод передбачає використання або створення бази даних яка заздалегідь містить параметри різання для різних матеріалів, інструментів та умов обробки. У цьому методі,

замість експериментального вимірювання, використовується інформація, зібрана з попередніх досліджень чи робіт. Коефіцієнти сили різання можуть бути визначені на основі вже існуючих даних, що включають в себе різні параметри обробки та характеристик матеріалів. Цей метод може бути ефективним у випадках, коли доступні добре валідовані дані, і він може використовуватися для прискорення процесу визначення коефіцієнтів сили різання без прямих експериментів.

Другий метод полягає в знаходженні коефіцієнтів сили різання експериментальним шляхом. Для цього потрібно встановити заготовку на динамометр, який вимірює сили різання в координатах X,Y. Важливо щоб частота проходження зуба була значно менше за частоту (смугу пропускання) динамометра. Далі проводиться фрезерування заготовки, на вибраних режимах різання. Для знаходження коефіцієнтів різання можна використати метод середньої сили різання. Він полягає в тому, що використовується оптимізація методом найменших квадратів. Цей процес включає аналіз усереднених сил, представлених у вигляді еліптичних форм для кожного зуба. За допомогою оптимізації методом найменших квадратів еліпс був відповідно заповнений даними, і таким чином були знайдені коефіцієнти різання [83]. У роботі [84] коефіцієнти сил різання були знайдені для процесу мікро фрезерування за допомогою застосування фільтра Калмана, використовуючи формули [85]:

$$F_t = aK_{tc}h + aK_{te} \quad (1.16)$$

$$F_r = aK_{rc}h + aK_{re} \quad (1.17)$$

де, F_t та F_r – тангенціальна та радіальна сила різання; a – глибина різання; h – товщина стружки.

Метод миттєвої сили різання базується на мінімальній об'єктивній функції для підгонки симульованої сили різання та експериментально виміряної сили. Він високоточний та може враховувати миттєві зміни в силі різання. Однак, він складний у реалізації та схильний до помилок через інверсію [86-88].

1.4.3.2 Динамічні характеристики ТОС

Для побудови SLD, динамічну поведінку системи потрібно передбачити або змодельовати шляхом імітації відгуків верстату, державки та ріжучого інструменту. Передавальна функція для системи з кількома ступенями свободи може бути визначена за допомогою структурних динамічних випробувань. Існує два способи визначити частотні характеристики ТОС, конструкцію збуджують за допомогою вібраторів або ударним молотком. Вібратори можуть подавати силу з контрольованою амплітудою та частотою за допомогою підсилювачів із зворотним зв'язком. Він може подавати синусоїдальні або випадкові сили через зворотно-поступальний вал, прикріплений до конструкції за допомогою гнучкої планки. Датчик сили вставляється між зворотно-поступальним валом вібратора та гнучкою планкою. Якщо система має люфт, наприклад у шпинделі або приводах подачі, конструкцію потрібно попередньо навантажити, щоб вона залишалася в лінійно-пружній зоні під час вимірювань. Сила збудження може мати синусоїдну або випадкову форму. Якщо використовується синусоїдальна сила, система повинна збуджуватися на одній частоті, а співвідношення величин зміщення та сили, а також фаза вібрації відносно сили повинні вимірюватися на кожній частоті. Процедура повинна тривати до тих пір, поки не буде охоплено потрібний діапазон частот [68].

Як альтернатива, для збудження машини можна використовувати ударний молоток, оснащений датчиком сили. Незважаючи на те, що

електромагнітні або електродинамічні вібратори можуть забезпечувати силу з потрібною частотою та амплітудою, встановлення їх на верстаті займає більше часу. Ударні молотки набагато простіші і легші у повсякденному використанні, але мають меншу точність збудження конструкції системи з потрібною частотою. Ударний молоток може бути використаний оператором-технологом верстату з ЧПУ для оперативного визначення динаміки верстата, що дозволить побудувати пелюсткову діаграму сталості і вибрати «безвібраційний» режим різання [68].

При використанні ударного молотка, на конструкцію діє імпульсна сила (удар), подібна до напівсинусоїди. Величина та тривалість хвилі сили залежить від маси та наконечника молотка. Великі молотки забезпечують силу з тривалим часом, що корисно для збудження великих структур з низькими власними частотами. Малі молотки забезпечують більш вузьку форму хвилі сили з меншою енергією. Отже, вони придатні для збудження більш легких структур, що мають вищі власні частоти. Конструкція молотка дозволяє використовувати наконечники різної маси та матеріалу. Матеріали наконечників можуть бути виготовлені з твердої сталі, алюмінію, бронзи, полівінілхлориду та гуми. Чим твердіший наконечник, тим вужчою буде форма хвилі сили, отже, буде забезпечуватися більший діапазон частот збудження. Більш м'які наконечники забезпечують більш тривалий контакт з конструкцією і забезпечують менший частотний діапазон збудження. Техніка випробувань на удар вимагає попередньої обробки вимірювань сили молотка та сигналу вібрації перед оцінкою їх спектрів.

Фізичний принцип дії ударного молотка для модальних випробувань ґрунтується на п'єзоелектричному ефекті. В ударних молотках застосовуються п'єзоелектричні матеріали, які мають здатність змінювати свою електричну поляризацію під впливом механічних деформацій. Це означає, що коли на п'єзоелектричний матеріал діє механічна сила, він генерує електричний сигнал, або навпаки, коли на нього прикладається електричне поле,

відбувається механічна деформація. Ударні молотки для модальних випробувань зазвичай мають п'єзоелектричний матеріал, який вбудований у головку молотка. При ударі молотка об'єкт створюється механічний імпульс, який передається через головку молотка на п'єзоелектричний матеріал. Ця механічна деформація збуджує п'єзоелектричний матеріал і призводить до зміни його електричної поляризації. Ця зміна поляризації виражається у вигляді електричного сигналу, який може бути зареєстрований датчиками. Отриманий сигнал є пропорційним до величини імпульсу, що був нанесений на об'єкт молотком. Це дозволяє виміряти механічну реакцію об'єкта на удар та оцінити його динамічні характеристики, такі як резонансні частоти, форми мод коливань, амплітуду та фазові відносини.

Слід зазначити що сигнал з ударного молотка є аналоговим, тому в більшості випадків для фіксації сигналу з роз'єму на молотку використовуються спеціальні пристрої, які дозволяють підключати молоток та інші датчики, а також здійснювати збір і аналіз даних для вивчення динамічних характеристик об'єкта. Це можуть бути динамічні аналізатори сигналів, аналого-цифрові перетворювачі, або інші збірники даних.

Також пропонується знаходити динамічні параметри системи за допомогою методу скінчених елементів (МСЕ), де процес різання розбивається на декілька кроків різання по всій довжині заготовки. Для кожного кроку різання створюється скінченно-елементна модель заготовки, і проводиться аналіз моделі для отримання динамічних характеристик для цього кроку. Паралельно з цим виконується аналіз експериментальної моделі для визначення інформації про демпфування, або ж припускається невелике постійне демпфування. Таким чином МСЕ, можна використовувати для отримання динамічної поведінки всього процесу обробки.

1.5 Висновки, мета і задачі дослідження

За результатами проведеного аналізу літературних джерел, що присвячені дослідженню усунення вібрацій процесу фрезерування кінцевими фрезами, можна встановити, що на сьогоднішній день питання усунення вібрацій є актуальною науково-технічною проблемою. Для зменшення негативних наслідків від появи вібрації застосовують активні та пасивні методи. Однак їх головний недолік в тому, що активні та пасивні методи потребують безпосереднього втручання у конструкцію верстату та інструменту, що робить їх вартісними та зменшує можливість їх використання. А пасивні методи, такі як демпфери можуть працювати лише у вузькому діапазоні режимів різання. Найбільш простим методом є призначення «безвібраційних» режимів різання. Це стало можливим завдяки широкому використанню верстатів з ЧПК та сучасних інструментальних матеріалів, що дозволяє сподіватися на значну ефективність від впровадження такого підходу для більшості процесів різання. На виробництві такий режим найчастіше знаходять експериментальним методом проб і помилок. Визначити «безвібраційний» режим різання попередньо, на етапі підготовки управляючої програми, можливо за діаграмою сталості. Проте, для вирішення такої проблеми і досі не створено простих дієвих способів і комп'ютерних засобів, які можуть бути використані безпосередньо на виробництві. Існують методи створення діаграми сталості, однак аналітичний метод базується на використанні характеристичного рівняння, процедура спирається на представлення хвилястої форми товщини стружки, яка визначається проходом попереднього зуба фрези і траєкторією різальної кромки інструменту під час коливань на поточному проході. Визначається, що товщина стружки, а отже і сила різання, змінюються в залежності від різниці фаз між цими хвилями. При цьому адекватність представлення втрачається з причини відсутності загальної моделі про процес різання з урахуванням зворотних зв'язків в пружній ТОС. Такий підхід дозволяє побудувати діаграму сталості, але цей

метод потребує багато математичних розрахунків, а отримана діаграма сталості має низьку точність. Експериментальний метод є більш точним, але він неуніверсальний, бо використовується для конкретного верстату, заготовки та інструменту.

Виходячи з того, що на підприємствах немає спеціального обладнання, а технолог – оператор верстату не мають спеціальних знань для побудови SLD, потрібно створити методику побудови та програмний засіб автоматичної побудови пелюсткової діаграми сталості, яка буде базуватися на зрозумілому критерії сталості. Дослідити процес різання при фрезеруванні кінцевими фрезами можливо лише через побудову математичної моделі процесу, яка відповідає критеріям адекватності. Крім того, сучасний підхід до створення математичних моделей вимагає представлення її у вигляді програмного забезпечення, при функціонуванні якого по-перше перевіряється адекватність (якість) створеної моделі, а по-друге з'являється можливість отримувати результати моделювання у цифровому вигляді, який є придатним для використання при вирішенні практичних завдань, про які згадувалось вище [90].

Виходячи з результатів аналізу літератури була сформульована мета і задачі досліджень.

Мета роботи - розроблення методики і програмних засобів для визначення діаграми сталості при обробленні кінцевими фрезами, що забезпечить можливість оперативного призначення «безвібраційного» режиму різання. **Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні задачі:**

- Розробити математичну модель процесу фрезерування кінцевими фрезами, яка відтворює реальні процеси пружної системи з урахуванням замкненості ТОС, перехресних зв'язків за двома координатами і оброблення за слідом;

- Розробити методику ідентифікації динамічних параметрів ТОС та силових характеристик при кінцевому фрезеруванні. Побудувати експериментальну установку;
- Розробити алгоритм і прикладну програму автоматичного визначення SLD;
- Провести експериментальну апробацію отриманих результатів.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ КОНТУРНОГО ФРЕЗЕРУВАННЯ

2.1 Математична модель процесу фрезерування кінцевими фрезами

Процес кінцевого фрезерування відбувається в замкненій пружній ТОС, на яку діє головне збурення у вигляді сили різання [71]. Оскільки пружні переміщення під дією сили різання відбуваються в основному за двома координатами, то для аналізу динамічних процесів цілком достатньо представити ТОС як одномасову з двома ступенями свободи (рис.2.1) [75].

В свою чергу сила F різання залежить від багатьох факторів, серед яких можна виділити режим різання, який визначає головні геометричні параметри шару припуску, що зрізуються зубом фрези. Отже, основним впливом, що збурює, є сила різання, яку при фрезеруванні кінцевими фрезами можна визначити за емпіричною залежністю [61]:

$$F = C_p a^k b, \quad (2.1)$$

де a – товщина, b – ширина різання, C_p , k – емпіричний коефіцієнт і показник степені. Для умов подальших досліджень $C_p = 1150 \text{ Н/мм}$, $k = 0,85$.

Сила різання діє в пружній системі оброблення і може бути розкладена на нормальну F_n і тангенціальну F_t складову. В роботі [62] пропонується визначати складові сили різання по емпіричній залежності:

$$F_t = k_{tc} b f_t \sin \varphi + k_{te} b, \quad F_n = k_{nc} b f_t \sin \varphi + k_{ne} b, \quad (2.2)$$

де k_{tc} , k_{te} , k_{nc} , k_{ne} – емпіричні коефіцієнти, φ – кут різання

Експериментальні дані, отримані в [63] при обробці алюмінієвого сплаву, показують, що коефіцієнти при ширині фрезерування на декілька порядків менші за коефіцієнти при першому члені. Аналогічні дані приведені для обробки інших сплавів. Тому з високою ступеню адекватності можна враховувати тільки перший член в формулі (2.2).

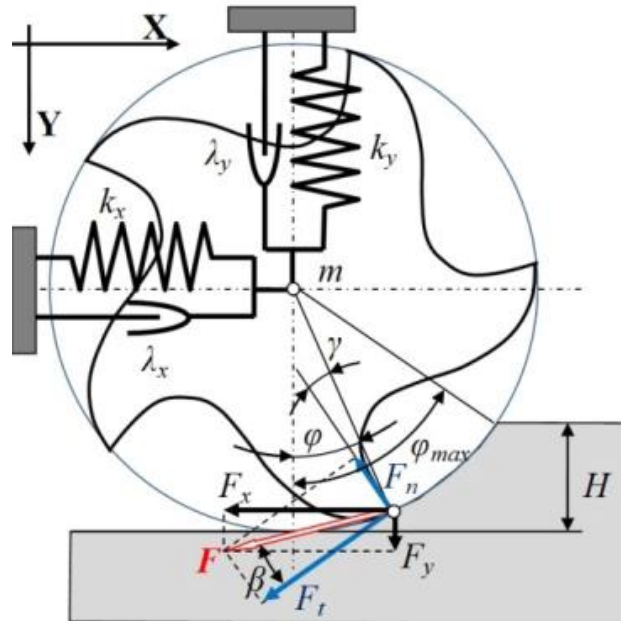


Рисунок 2.1 – Схема кінцевого фрезерування

Таким чином, з геометричного співвідношення (рис.1) сила різання складає:

$$F = bf \sin \varphi \sqrt{k_{tc}^2 + k_{nc}^2} \quad (2.3)$$

Коефіцієнти лінеаризації визначаються як величини частинних похідних від сили різання при значеннях змінних в точці лінеаризації [61]. Складові сили різання викликають пружні переміщення ТОС за відповідними осями координат (рис.2.1). Ці складові сили, що діють на зуб фрези, можуть бути визначені за залежностями, отриманими в роботі [63]. Оскільки тангенціальна

складова сили різання діє за нормаллю до передньої поверхні різального клину зуба фрези, можна визначити складові сил за осями координат як:

$$F_x = F \cos(\varphi - \gamma - \beta), \quad F_y = F \sin(\varphi - \gamma - \beta), \quad (2.4)$$

де γ – передній кут (10 град), а кут $\beta = \arctan(F_n/F_t) = \arctan(0.5)$ (26.5 град).

Максимальне значення кута різання φ визначається з геометричного співвідношення схеми представленої на рис 1.

$$\varphi_{\max} = \arccos \frac{R_m - H}{R_m}, \quad (2.5)$$

де R_m – радіус фрези, H – глибина різання.

З формули (2.1) з врахуванням (2.5) випливає, що сила різання визначається двома складовими режиму різання: подачею f_t на зуб фрези і глибиною різання H . Така залежність є нелінійною і може бути з достатньою ступеню точності лінеаризована як функція режиму різання:

$$F = k_f f_t + k_H H, \quad (2.6)$$

де $k_f = \left(\frac{\delta F}{\delta f_t} \right)_0$, $k_H = \left(\frac{\delta F}{\delta H} \right)_0$ – коефіцієнти лінеаризації.

Коефіцієнти лінеаризації визначаються за загальними правилами як частинні похідні від сили різання (2.1) по умовам різання в точці лінеаризації. Для їх визначення необхідно отримати залежності сили різання від складових режиму – подачі f_t на зуб і глибини H різання. Товщина різання для циліндричного фрезерування дорівнює $a = f_t \sin \varphi$, а для представлення кута

різання через глибину H можна використати формулу (2.5) і тригонометричні співвідношення:

$$\sin \varphi = \sin \left(\arccos \frac{R_m - H}{R_m} \right) = \frac{\sqrt{2R_m H - H^2}}{R_m}. \quad (2.7)$$

Підставляючи (2.7) в (2.4), отримуємо зручну для диференціювання формулу сили різання:

$$F = C_p \left(\frac{f_t}{R_m} \right)^k \left(2R_m - H^2 \right)^{\frac{k}{2}}. \quad (2.8)$$

Тепер є можливість знайти необхідні коефіцієнти лінеаризації. Залежність сили різання від подачі:

$$k_f = C_p k (f_t)_0^{k-1} \left(\frac{2R_m H_0 - H_0^2}{R_m} \right)^k. \quad (2.9)$$

Залежність сили різання від глибини різання визначається коефіцієнтом:

$$k_H = C_p (f_t)_0^k k \left(2R_m H_0 - H_0^2 \right)^{k-1} (2R_m - 2H_0). \quad (2.10)$$

Динамічна система представлена у вигляді одномасової системи з двома степенями свободи з пружними обмеженнями k_x та k_y і демпфіруванням λ_x та λ_y і напрямку осей XU системи координат. Рівняння руху мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{s^2 x}{\omega_x^2} + \frac{sx}{\omega_x} + x = \frac{1}{k_x} F_x \\ \frac{s^2 y}{\omega_y^2} + \frac{sy}{\omega_y} + y = \frac{1}{k_y} F_y \end{cases} \quad (2.11)$$

де ω_x, ω_y – частоти власних коливань, x, y – пружні зміщення вздовж відповідних координат осей, s – оператор Лапласа.

Частоти власних коливань системи вздовж осей координат визначається експериментально у відповідності з методикою яка наведена в [64]. З аналізу амплітудно-частотної характеристики видно, що за частоту власних коливань приймається основна гармоніка експериментального спектру.

2.2 Системний підхід до представлення математичної моделі

Для моделювання процесу фрезерування зручно відобразити його у вигляді блок-схеми, яка показана на рис.2.2.

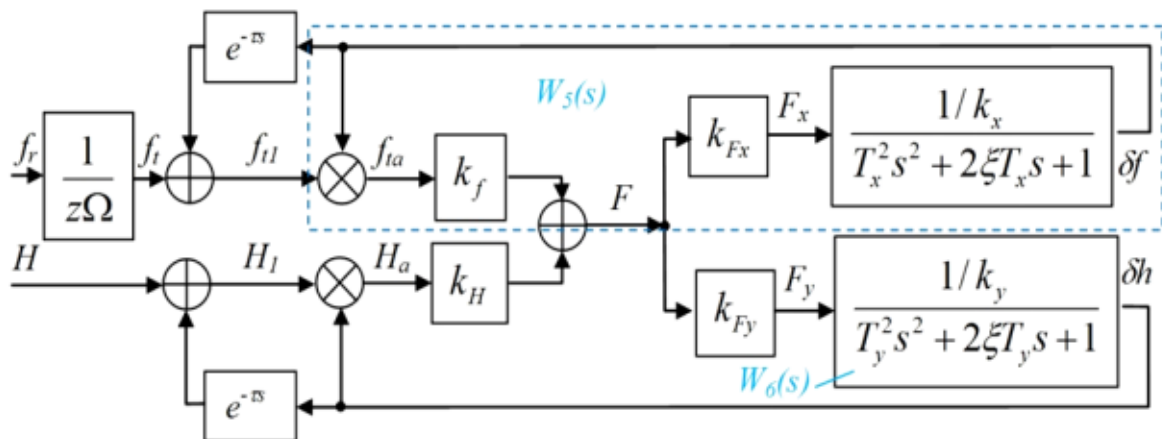


Рисунок 2.2 – Структурна схема

У відповідності з (2.11) пружна технологічна система представляється як одномасова система з двома степенями свободи з коефіцієнтами жорсткості k_x та k_y , періодом власних коливань $T_x = 2\pi/\omega_x$ та $T_y = 2\pi/\omega_y$, а також

коефіцієнтом затухання коливань ξ . Таким чином, забезпечується представлення поперечних зав'язків, які присутні в реальній обробляючій системі. Замкненість пружної технологічної системи забезпечується введенням зворотного зв'язку для кожної координати по їх пружних зміщенням:

$$f_{ta} = f_{t1} - \delta f, \quad H_a = H_1 - \delta h. \quad (2.12)$$

Оброблення за слідом представлено двома ланками затримки $e^{-\tau s}$, де τ – час зрізування припуску між проходами двох сусідніх зубів фрези. Складові F_x і F_y сили різання, відповідно до рис. 1 залежать від кута різання:

$$k_{Fx} = \cos(\varphi_m - \gamma - \beta), \quad k_{Fy} = \sin(\varphi_m - \gamma - \beta), \quad (2.13)$$

де φ_m – середній кут різання ($\varphi_{max}/2$).

По цій схемі можна отримати математичну модель процесу, визначаючи як часові, так і частотні характеристики. Видно, що процес може бути охарактеризований чотирма передатними функціями.

$$\begin{aligned} W_1(s) &= \frac{\delta f(s)}{f_r(s)}, \quad W_2(s) = \frac{\delta f(s)}{H(s)}, \\ W_3(s) &= \frac{\delta h(s)}{f_r(s)}, \quad W_4(s) = \frac{\delta h(s)}{H(s)}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Найбільший вплив на формування рельєфу обробляючої поверхні створюють передаточні функції $W_2(s)$ та $W_4(s)$. Вирази таких передатних функцій можна отримати з функціональної схеми з використанням правил

перетворення. Для отримання передатної функції $W_4(s)$ необхідно прийняти $f_r=0$. Тоді блок-схема має вигляд, який представлений на рис.2.3.

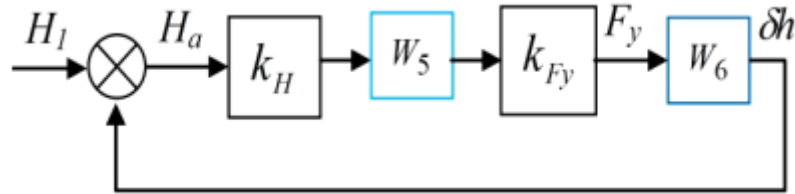


Рисунок 2.3 – Перетворена структурна схема при $f_r=0$

Контур який складає блоки передатної функції $W_5(s)$, є замкнутим (рис.2.2), тому його передатна функція, згідно правил перетворення блок-схем, має вигляд:

$$W_5(s) = \frac{1}{1 + \frac{k_{Fx}}{k_x(T_x^2 s^2 + 2\xi T_x s + 1)} k_f}. \quad (2.15)$$

Тоді передатна функція всієї системи по входу H :

$$W_H(s) = \frac{k_H W_5(s) k_{Fy} \frac{1}{k_y(T_y^2 s^2 + 2\xi T_y s + 1)}}{1 + k_H W_5(s) k_{Fy} \frac{1}{k_y(T_y^2 s^2 + 2\xi T_y s + 1)}}. \quad (2.16)$$

Підставляємо в (2.16) вираз передатної функції (2.15) і виконуємо перетворення, маємо:

$$W_H(s) = \frac{T_{02}^2 s^2 + T_{12} s + k_1}{T_{03}^4 s^4 + T_{13}^3 s^3 + T_{23}^3 s^2 + T_{33} s + 1}, \quad (2.17)$$

$$\text{де } T_{02}^2 = T_x^2 k_x k_H k_{Fy} / k_2,$$

$$T_{12} = 2\xi T_x k_x k_H k_{Fy} / k_2, \quad k_1 = k_x / k_2,$$

$$k_2 = k_y k_x + k_y k_{Fx} k_f + k_H k_{Fy} k_x, \quad T_{03}^4 = T_x^2 T_y^2 k_x k_y / k_2,$$

$$T_{13} = k_x k_y 2\xi (T_x T_y^2 + T_y T_x^2) / k_2,$$

$$T_{23}^2 = (k_x k_y (T_x^2 + 4\xi^2 T_x T_y + T_y^2) + k_y k_{Fx} k_f T_y^2 + k_x k_{Fy} k_H T_x^2) / k_2,$$

$$T_{33} = (k_x k_y 2\xi (T_x + T_y) + k_y k_{Fx} k_f 2\xi T_y + k_x k_{Fy} k_H 2\xi T_x) / k_2.$$

Рівняння руху системи відносно входу H може бути представлено в змінних стану у вигляді матриці, що зручно для процедури чисельного інтегрування:

$$\begin{cases} sU[1] = -A_1 U[1] + U[2] \\ sU[2] = -A_2 U[1] + A_5 H + U[3] \\ sU[3] = -A_3 U[1] + A_6 H + U[4] \\ sU[4] = -A_4 U[1] + A_7 H \end{cases}, \quad (2.18)$$

$$\text{де } A_1 = T_{13}^3 / T_{03}^4, \quad A_2 = T_{23}^2 / T_{03}^4, \quad A_3 = T_{33} / T_{03}^4, \quad A_4 = 1 / T_{03}^4, \quad A_5 = T_{02}^2 / T_{03}^4, \quad A_6 = T_{12} / T_{03}^4, \\ A_7 = k_1 / T_{03}^4.$$

Оскільки отримана модель має четвертий порядок, інтегрування в програмі моделювання виконується за допомогою чисельного методу Рунге-Кутта четвертого порядку. Реалізація функції аргументу запізнення відбувається у відповідності з рекурентним співвідношенням:

$$H_j = H_0 + (\delta h)_{j-1}, \quad (2.19)$$

де $(\delta h)_{j-1}$, - пружне зміщення системи в напрямку глибини різання на попередньому проході ріжучої кромки.

Аналогічно можна отримати передатну функцію всієї системи за вхідним сигналом f_t :

$$W_f(s) = \frac{T_{04}s^2 + T_{14}s + k_3}{T_{05}s^4 + T_{15}s^3 + T_{23}s^2 + T_{35}s + 1}, \quad (2.20)$$

$$\text{де } T_{04} = T_y^2 k_y k_f k_{Fy} / k_4,$$

$$T_{14} = 2\xi T_y k_y k_f k_{Fx} / k_4, \quad k_3 = k_y / k_4,$$

$$k_4 = k_y k_x + k_x k_{Fy} k_H + k_f k_{Fx} k_y, \quad T_{05} = T_x^2 T_y^2 k_x k_y / k_4,$$

$$T_{15}^3 = k_x k_y 2\xi (T_x T_y^2 + T_y T_x^2) / k_4,$$

$$T_{25}^2 = (k_x k_y (T_y^2 + 4\xi^2 T_x T_y + T_x^2) + k_y k_{Fy} k_H T_x^2 + k_y k_{Fx} k_f T_y^2) / k_4,$$

$$T_{35} = (k_x k_y 2\xi (T_x + T_y) + k_y k_{Fy} k_H 2\xi T_x + k_y k_{Fx} k_f 2\xi T_y) / k_4.$$

2.3 Модель з урахуванням оброблення за слідом

Складові сили різання викликають пружні переміщення ТОС за відповідними осями координат (рис.2.4). Ці складові сили, що діють на зуб фрези, можуть бути визначені за залежностями, отриманими в роботі [63].

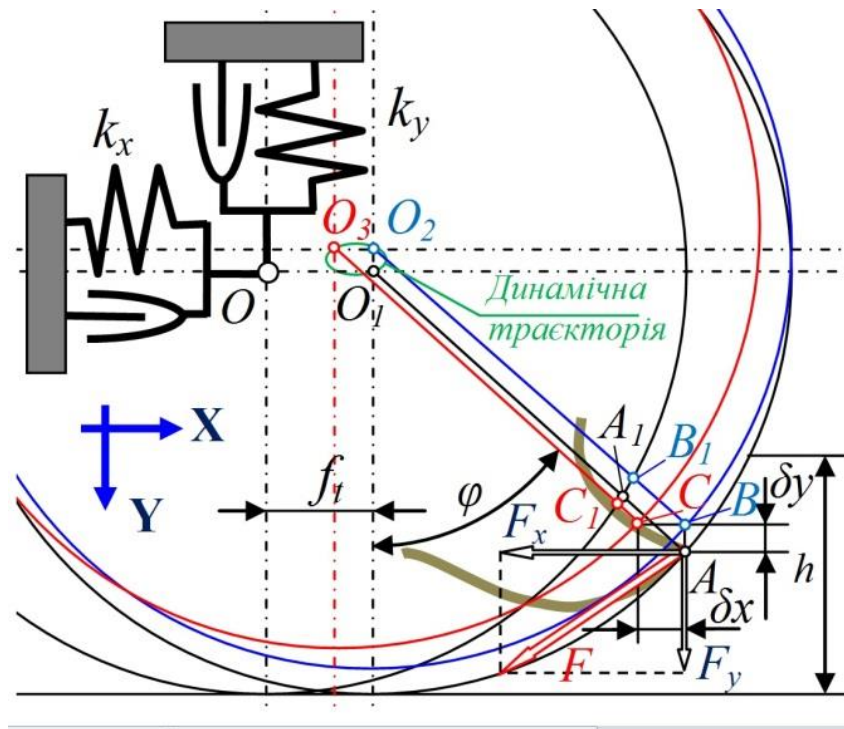


Рисунок 2.4 - Схема пружної технологічної обробної системи

В абсолютно жорсткій системі товщина різання при циліндричному фрезеруванні залежить від кута φ різання і подачі на зуб f_t :

$$AA_1 = f_t \sin \varphi. \quad (2.21)$$

Тут прийняте припущення, що зуб фрези рухається за дугою кола. При урахуванні пружних переміщень в ТОС під дією сили різання також можна визначити глибину різання з геометричних співвідношень схеми за рис. 1. Пружне переміщення δ_y за координатою Y викликає переміщення центру фрези з точки O_1 в точку O_2 і глибина різання змінюється:

$$BB_1 = AA_1 - \delta_y \cos \varphi. \quad (2.22)$$

Аналогічно пружне переміщення за координатою X проєктується на глибину різання наступним чином:

$$CC_1 = BB_1 - \delta x \sin \varphi. \quad (2.23)$$

Для визначення математичної моделі, що відображає динамічні процеси, які впливають на сталість всієї ТОС достатньо розглянути структурну схему рис. 2 за одним входом [74]. Отже, при $f_i=0$ структурна схема приймає вигляд, представлений на рис.2.5.

Оброблення за слідом представлене функцією запізнення $e^{-\tau s}$ в позитивному зворотному зв'язку. Час τ запізнення визначається як час між проходами двох сусідніх зубів фрези:

$$\tau = 60 / z_m n_m, \quad (2.24)$$

де z_m – кількість зубів фрези, n_m – швидкість шпинделя фрези (rev/min).

Крім того, в структурі збережені перехресні зв'язки за координатами, а динамічна модель представлена двома коливальними ланками:

$$\text{за координатою X:} \quad W_X(s) = \frac{1/k_x}{T_x^2 s^2 + 2\xi_x T_x s + 1}, \quad (2.25)$$

$$\text{за координатою Y:} \quad W_Y(s) = \frac{1/k_y}{T_y^2 s^2 + 2\xi_y T_y s + 1}, \quad (2.26)$$

де k_x, k_y – жорсткість за віссю X і Y відповідно, T_x, T_y, ξ_x, ξ_y – періоди власних коливань і коефіцієнти затухання коливань системи за віссю X і Y відповідно.

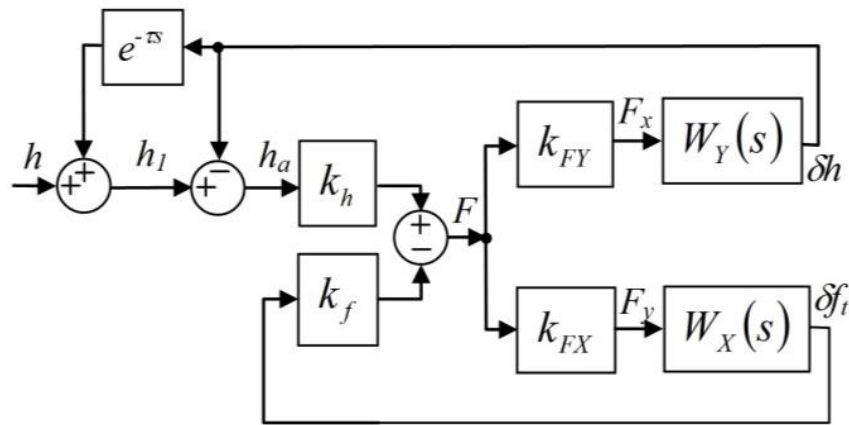


Рисунок 2.5 - Структурна схема технологічної обробної системи за входом h

Аналогічно може бути отримана математична модель системи за входом подачі на зуб f_t при $h=0$.

Складові F_x и F_y сили різання, у відповідності до (2.3) можуть бути визначені за коефіцієнтами:

$$k_{Fx} = \cos(\varphi_m - \gamma - \beta), \quad k_{Fy} = \sin(\varphi_m - \gamma - \beta). \quad (2.27)$$

де φ_m – середній кут різання.

Для визначення зміни пружних деформацій ТОС за двома координатами у часі з урахуванням перехресних зв'язків використовується математична модель восьмого порядку, представлена у змінних стану, інтегрування якої може виконуватися стандартними чисельними процедурами. Реалізація функції запізнення за двома входами виконується на кожному кроці інтегрування за рекурентними залежностями [61]:

$$h_j = h_0 + (\delta h)_{j-1}, \quad (f_t)_j = (f_t)_0 + (\delta f_t)_{j-1}, \quad (2.28)$$

де $(\delta h)_{j-1}$, $(\delta f_t)_{j-1}$ – пружне переміщення системи за глибиною і подачею на зуб на проході попереднього зуба фрези, j – номер проходу.

Отже в розробленій математичній моделі збережений головний чинник виникнення регенеративних коливань в динамічній обробній системі. Він полягає в наявності функції запізнення в позитивних зворотних зв'язках за двома координатами. Таким чином, при обробленні на систему будуть діяти зміни сили різання з частотою, що дорівнює частоті.

ВИСНОВКИ

1. Розроблена математична модель процесу кінцевого фрезерування 4-го порядку, що враховує замкненість пружної динамічної системи у вигляді одномасової з двома степенями свободи і додатково замкненої через позитивний зворотний зв'язок за двома координатами через функцію запізнення.
2. Математична модель отримана у змінних стану через структурну схему динамічної системи (рис. 2.5), а функція аргументу запізнення – у вигляді рекурентного співвідношення. Такий підхід дозволяє застосовувати чисельні методи моделювання, для отримання реакції системи у часі і частотних характеристик у вигляді діаграми Найквіста. Отже, запропонована модель автоматично ураховує зміну товщини стружки, що зрізується кожним зубом і не потребує окремих геометричних розрахунків, для представлення такої реакції пружної системи, як це приймається в багатьох дослідженнях і на базі чого визначаються певні умови сталості [65, 66, 67].

РОЗДІЛ 3

ВИЗНАЧЕННЯ ДІАГРАМИ ПЕЛЮСТКОВОЇ СТАЛОСТІ

3.1 Моделювання процесу кінцевого фрезерування

Розроблена математична модель представляє динамічну обробну систему при кінцевому фрезеруванні як одномасову з двома степенями свободи. Певна адекватність результатів досягається при використанні у якості вихідних даних моделі параметрів системи, які потрібно отримати експериментально за методикою, представленою в наступному розділі.

Щоб реалізувати дану математичну модель у вигляді прикладної програми, потрібно врахувати високий порядок диференціальних рівнянь системи – 4-й за входом H (2.17) та 4-й за входом f_t (2.20), тому моделювання потрібно виконувати чисельними методами [76]. Функція запізнення реалізується рекурентними співвідношеннями.

Модель за координатою глибини різання (H):

```

procedure Modell;
begin
  H31:=H+dh[j];
  if H31<0 then H31:=0;
  Su[1]:=-A1*U[1]+U[2];
  Su[2]:=-A2*U[1]+A5*H31+U[3];
  Su[3]:=-A3*U[1]+A6*H31+U[4];
  Su[4]:=-A4*U[1]+A7*H31;
end;

A1:=T133/T034; A2:=T232/T034; A3:=T33/T034;
A4:=1/T034; A5:=T022/T034; A6:=T12/T034;
A7:=k2/T034;

```

Модель за координатою подачі на зуб (f_t)

```

procedure Model2;
begin
  S31:=ft+dSt[j];
  if S31<0 then S31:=0;
  Su1[1]:=-A11*U1[1]+U1[2];
  Su1[2]:=-A21*U1[1]+A51*S31+U1[3];
  Su1[3]:=-A31*U1[1]+A61*S31+U1[4];
  Su1[4]:=-A41*U1[1]+A71*S31;
end;

A11:=T153/T054; A21:=T252/T054; A31:=T35/T054;
A41:=1/T054; A51:=T042/T054; A61:=T14/T054;
A71:=k21/T054;

```

Була створена прикладна програма (рис.3.1), що дозволяє моделювати реакцію системи у часі за рахунок чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху, представлених у формі змінних стану. Інтегрування виконується процедурою Рунге-Кутта четвертого порядку. Цей метод відомий своєю точністю порівняно з іншими чисельними методами, що є особливо важливо коли диференціальні рівняння високого порядку.

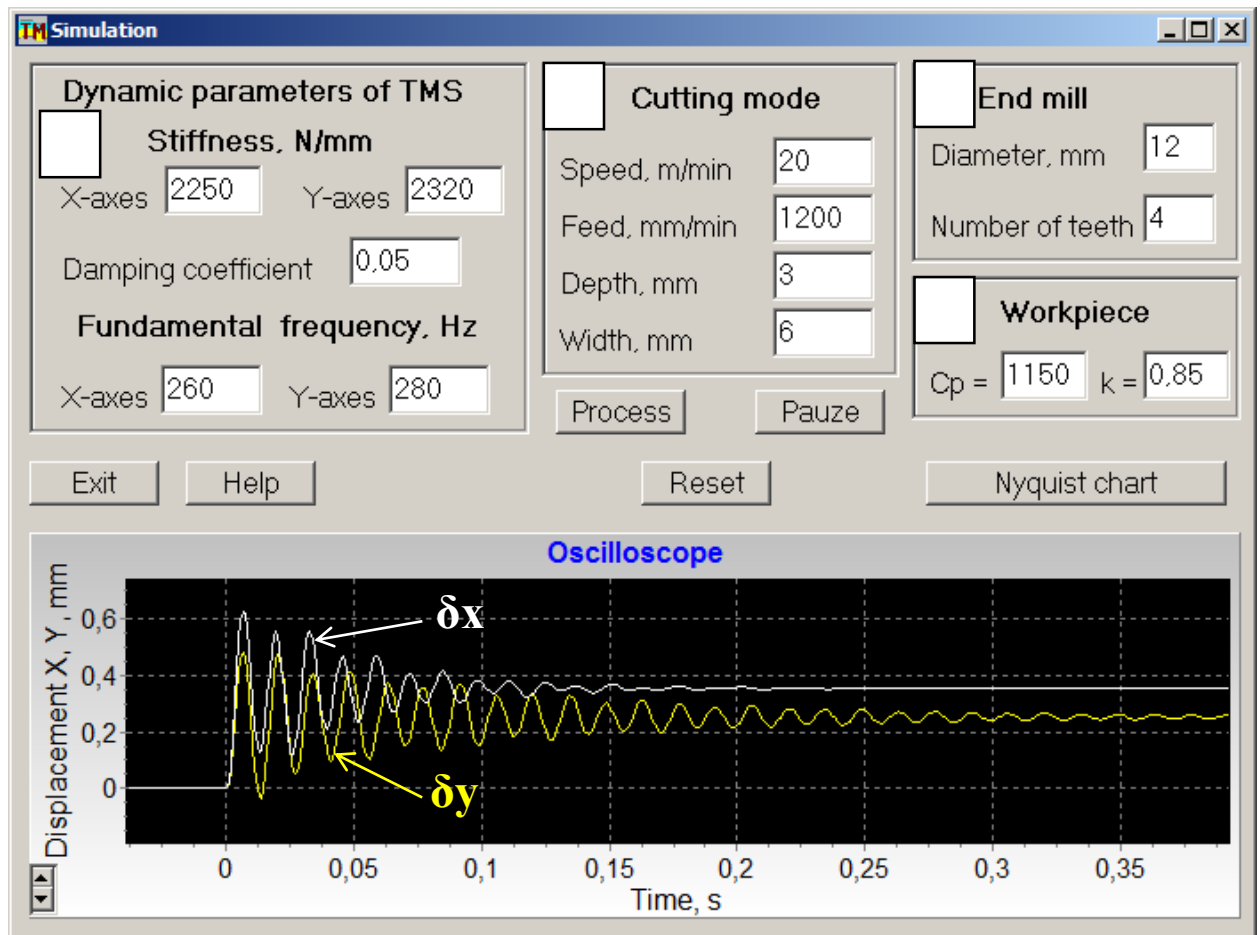


Рисунок 3.1 – Прикладна програма

На рисунку наведений скріншот з вікна прикладної програми. Перша зона відповідає за динамічні параметри ТОС, такі як жорсткість системи шпиндель-оправка-інструмент за координатами X,Y. Коефіцієнт затухання коливань, та частота власних коливань системи за координатами X,Y. Друга зона дозволяє ввести режими різання, такі як швидкість, подача, глибина та ширина різання. Третя зона відповідає за параметри інструменту, діаметр фрези та кількість зубів. Четверта зона дозволяє ввести емпіричні коефіцієнти різання.

При моделюванні кінцевого фрезерування у створеній програмі можна спостерігати еволюцію процесу у часі за допомогою вбудованого в програму віртуального осцилографу і порівнювати результати з розташуванням діаграми Найквіста на комплексній площині. На екрані віртуального осцилографу жовта лінія представляє перехідну характеристику ТОС за

координатою Y , що відповідає зміні у часі пружного переміщення δh , а біла лінія – пружне переміщення ТОС за координатою X – відповідає зміні у часі пружного переміщення δft .

3.2 Оцінка сталості ТОС за новим критерієм сталості Найквіста

Для оцінки сталості системи в даній роботі був використаний новий критерій сталості для замкнених систем з додатковим позитивним зворотним зв'язком через функцію запізнення, валідність якого була підтверджена для токарного оброблення [60]. Він сформульований наступним чином:

Система з функцією запізнення в позитивному зворотному зв'язку буде сталою, якщо її діаграма Найквіста в розімкненому стані не охоплює точку $[+1,0]$ на комплексній площині.

Такий критерій був застосований до процесу кінцевого фрезерування і був створений алгоритм автоматичної побудови діаграми стабільності (SLD). Використовуючи спеціальні чисельні процедури в програмі автоматично можна визначати частотні характеристики у вигляді діаграми Найквіста (рис.3.2). Це надає можливість оцінювати сталість системи за новим критерієм сталості Найквіста та порівнювати результат з часовим моделюванням на віртуальному осцилографі.

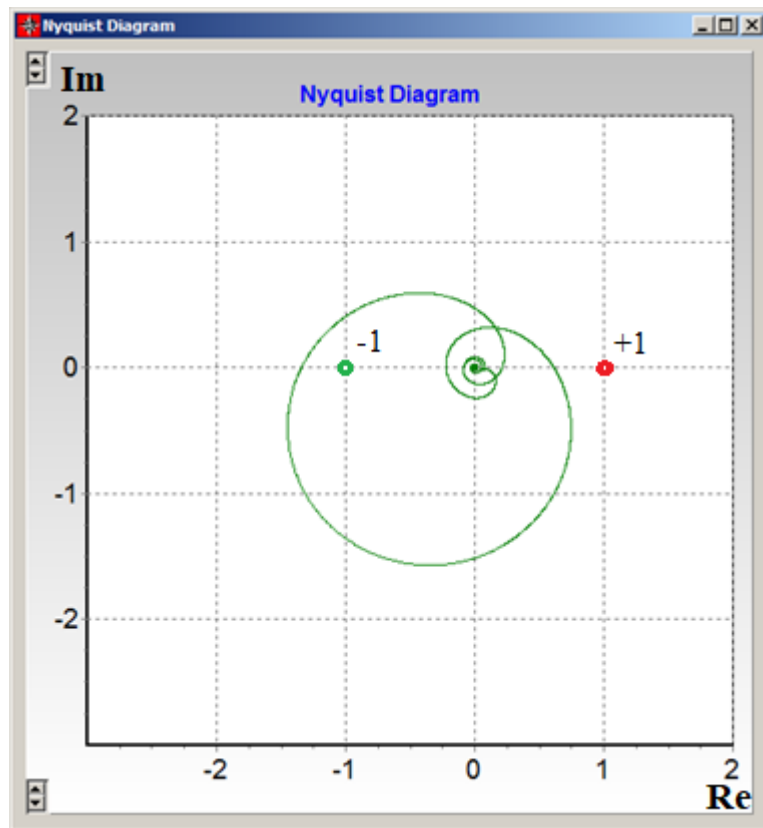


Рисунок 3.2 – Діаграма Найквіста

3.3 Алгоритм пошуку границі сталості. Побудова пелюсткової діаграми сталості

Алгоритм пошуку границі сталості для кожної швидкості шпинделя фрези побудований на автоматичному визначенні максимальної амплітуди $A_{max}(\omega)$ діаграми Найквіста в діапазоні фази $\varphi = 0 + 360^\circ i$, де i змінюється від 0 до n (рис.3.3). Якщо $A_{max}(\omega) < 1$ подача збільшується з певним кроком, якщо $A_{max}(\omega) > 1$ подача зменшується. Пошук повторюється новим розрахунком моделі і діаграми Найквіста за чисельною процедурою, до тих пір, поки $1 - \delta < A_{max}(\omega) < 1 + \delta$. Величина δ визначає як точність розрахунку, так і час виконання операції на комп'ютері.

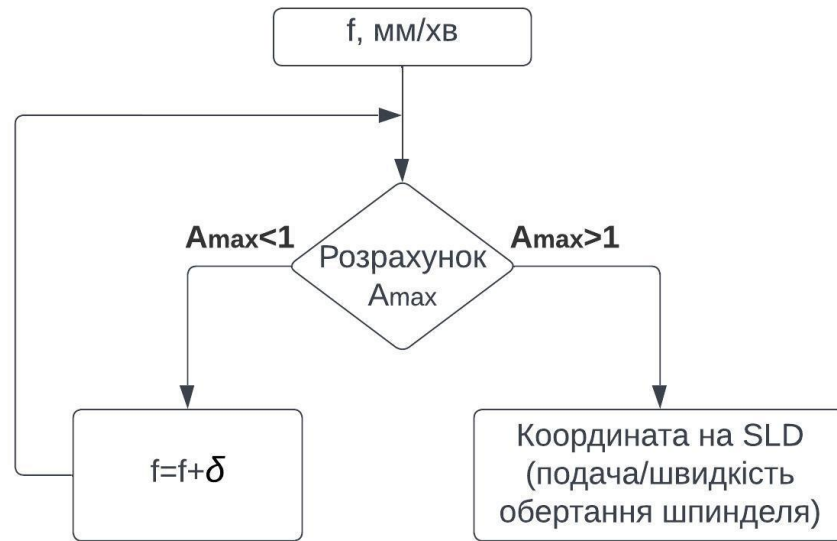


Рисунок 3.3 – Алгоритм пошуку границі сталості

В результаті функціонування алгоритму в програмі утворюється цифровий масив даних, які формують діаграму сталості системи в координатах «швидкість шпинделя фрези – подача» (рис.3.4).

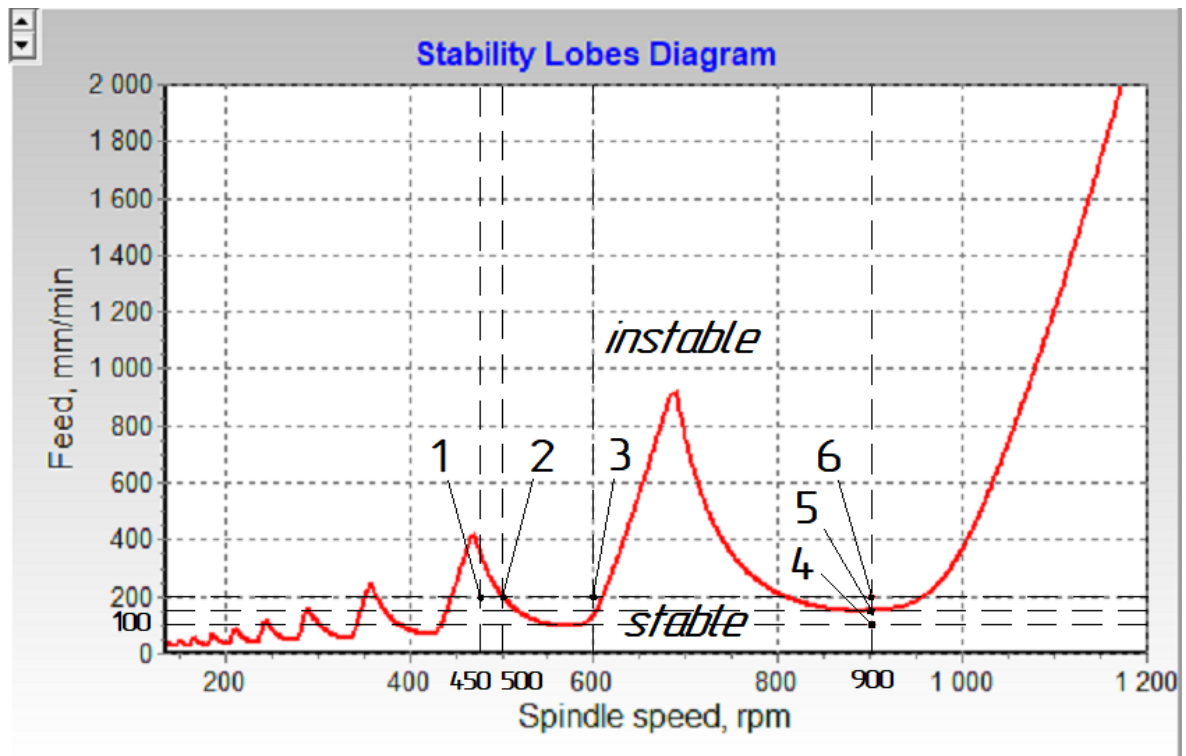


Рисунок 3.4 - Діаграма сталості технологічної обробної системи

Діаграма сталості розділяє весь простір можливих значень режиму різання на дві області – сталого і несталого процесу (рис. 6). Важливість отриманих результатів для призначення режиму різання очевидна. Так, режим різання, що відповідає сполученню даних в точці 1 (подача 200мм/хв і швидкість шпинделя 450 об/хв) гарантує сталий процес різання. Збільшення швидкості шпинделя до 500 об/хв (точка 2) або до 600 об/хв (точка 3) може привести до виникнення несталого процесу. Аналогічні результати можна очікувати за зміною подачі при однаковій швидкості шпинделя. А саме 900 об/хв: точка 4 (подача 100 мм/хв) сталий процес, точка 5 (подача 150 мм/хв.) – межа сталості і точка 6 (подача 200 мм/хв) можлива втрата сталості.

Слід зауважити, що діаграма утворює межу, яка визначена з умов представлення динамічної моделі як одно масової з двома ступенями вільності, що є певною апроксимацією реального процесу. Тому адекватність отриманих результатів має бути підтверджена експериментально.

3.4 Вплив параметрів ТОС на діаграму сталості

Для підтвердження дієвості нового критерію сталості розглянемо вплив параметрів ТОС на діаграму сталості. При моделюванні кінцевого фрезерування у створеній програмі можна спостерігати еволюцію процесу у часі і порівнювати результати з розташуванням діаграми Найквіста на комплексній площині. Причому результати розвитку процесу у часі можна спостерігати за допомогою вбудованого в програму віртуального осцилографу.

Певна адекватність функціонування математичної моделі, яка покладена в основу даної програми, полягає у використанні інформації про динамічні характеристики ТОС. Тому для побудови діаграми сталості потрібно попередньо мати наступні параметри: жорсткість ТОС та частоту власних коливань окремо по кожній осі верстату, коефіцієнт затухання коливань, які

визначаються експериментальним шляхом. Також потрібно вибрати параметри різання та інструменту, а саме: ширину та глибину різання, діаметр фрези та кількість зубів. Далі в автоматичному режимі будується діаграма сталості. Технологу-оператору верстату потрібно вибрати оптимальні режими різання.

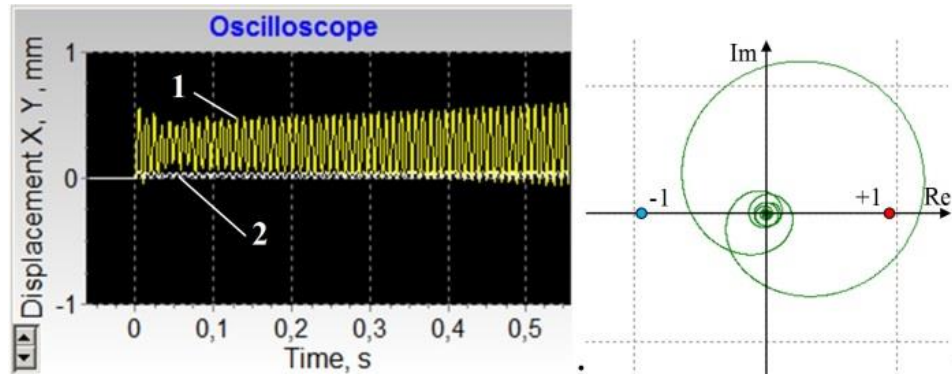
Для моделювання процесу фрезерування виберемо базові параметри ТОС, які наведені в таблиці 3.1. Діаграма сталості такої системи була наведена раніше (рис.3.4). Розглянемо результати моделювання (рис.3.5) при режимах різання, які відповідають точкам 1, 2 і 3 на діаграмі сталості.

Таблиця 3.1 – Параметри ТОС діаграми сталості (рис3.4)

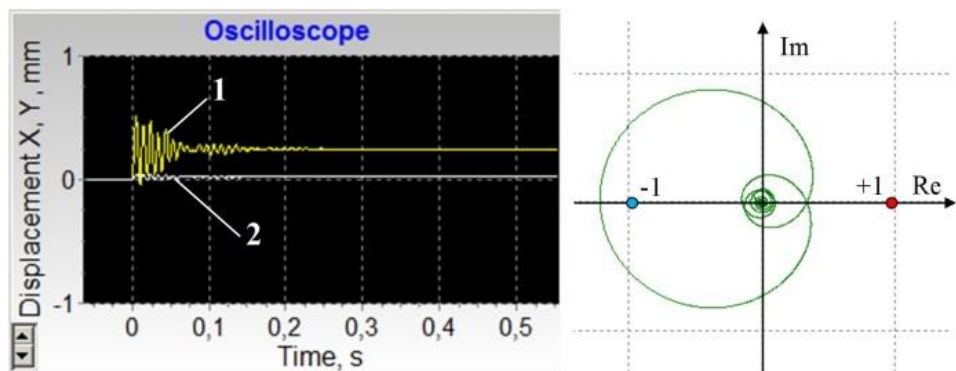
Частота власних коливань по осі X, Гц	$(\omega_0)_x$	260
Частота власних коливань по осі Y, Гц	$(\omega_0)_y$	280
Коефіцієнт затухання коливань	$\xi_x = \xi_y$	0,05
Жорсткість по осі X, Н/мм	k_x	2250
Жорсткість по осі Y, Н/мм	k_y	2320
Ширина різання, мм	B	12
Глибина різання, мм	H	5,6
Діаметр фрези, мм	d	12
Кількість зубів фрези	n	4

Моделювання дозволяє отримувати як перехідну так і частотну характеристики ТОС при завданні вихідних даних, що були отримані в результаті експериментальних досліджень. На екрані віртуального осцилографу лінія 1 представляє перехідну характеристику ТОС за

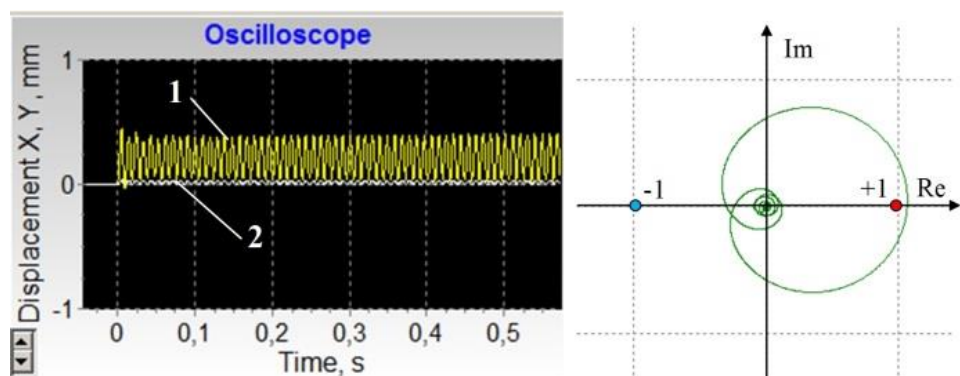
координатою Y , що відповідає зміні у часі пружного переміщення δh , а лінія 2 – пружне переміщення ТОС за координатою X – δf_t .



a



б



в

Рисунок 3.5 - Результати моделювання при подачі 200 мм/хв: *a* – швидкість шпинделя фрези 600 об/хв; *б* – швидкість шпинделя фрези 365 об/хв; *в* – швидкість шпинделя фрези 500 об/хв

Як видно з результатів моделювання, точка 1 та 3 попадає в нестабільну зону на діаграмі сталості, відповідно моделювання цього процесу в часі показує що процес є нестабільним, тому що пружні переміщення за координатою X та Y з часом збільшуються, що призводить до несталого процесу різання (рис. а, в). В той же час точка 2 попадає в «безвібраційну» зону різання на діаграмі сталості, відповідно моделювання процесу різання в часі показало що пружні переміщення по координатам майже з самого початку процесу різання зменшуються і стабілізується навколо одного значення. Також моделювання в частотному просторі впевнено доводить ефективність нового критерію сталості Найквіста, тому що для режимів різання 1 та 3 діаграма Найквіста на комплексній площині охоплює точку $+1$, а це значить що система є не сталою. Діаграма Найквіста яка відповідає за режими різання точки 2 на SLD не охоплює точку $+1$, це означає що система є сталою.

Розглянемо в довільному порядку діаграми сталості, які були отримані автоматично для різних ТОС. Для цього візьмемо базові параметри ТОС за таблицею 3.1, але по черзі змінимо параметри системи.

Представлена діаграма сталості ТОС (рис.3.6), яка має більшу жорсткість шпинделя, а саме: по осі X – 3000Н/мм, Y – 3150Н/мм. Для моделювання було вибрано подачу 200мм/хв, та швидкість обертання шпинделя 500об/хв і 600об/хв. Результати моделювання показують, що при швидкості шпинделя 500об/хв процес несталий, бо пружні переміщення на осцилографі з часом збільшуються, а діаграма Найквіста охоплює точку $+1$ на комплексній площині. При збільшенні швидкості обертання шпинделя до 600об/хв процес різання є сталий, пружні переміщення з часом стабілізуються.

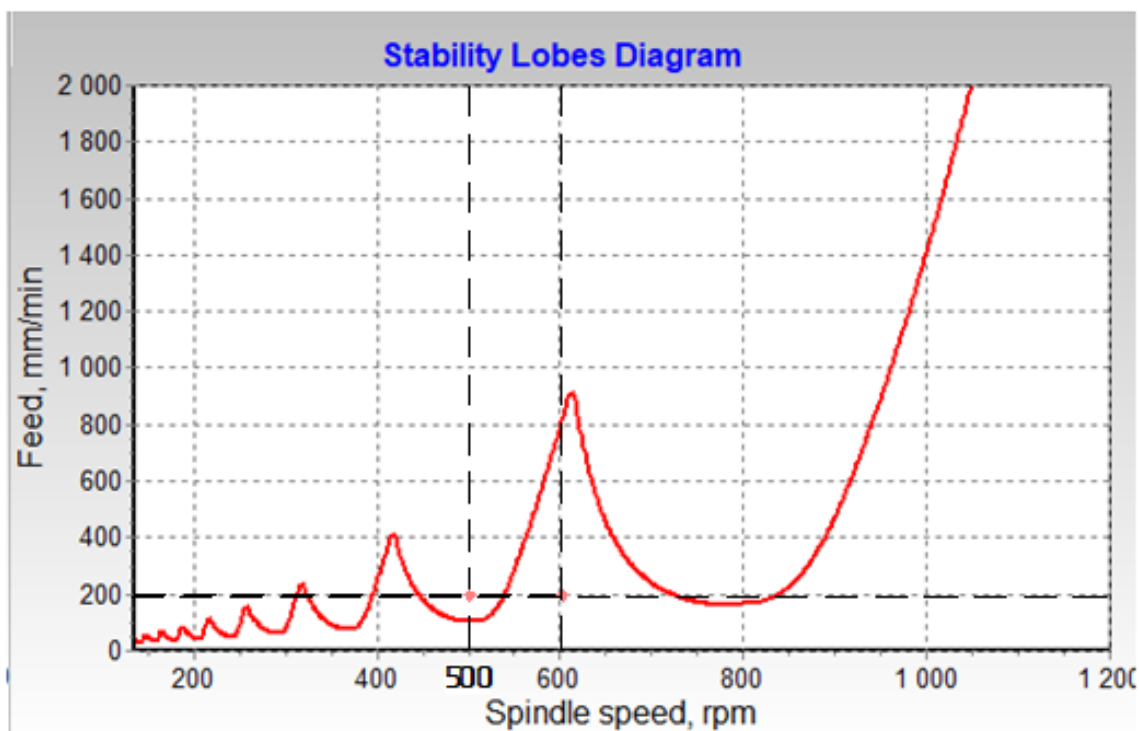


Рисунок 3.6 – Діаграма сталості ТОС. Жорсткість шпинделя по осі X – 3000Н/мм, Y – 3150Н/мм

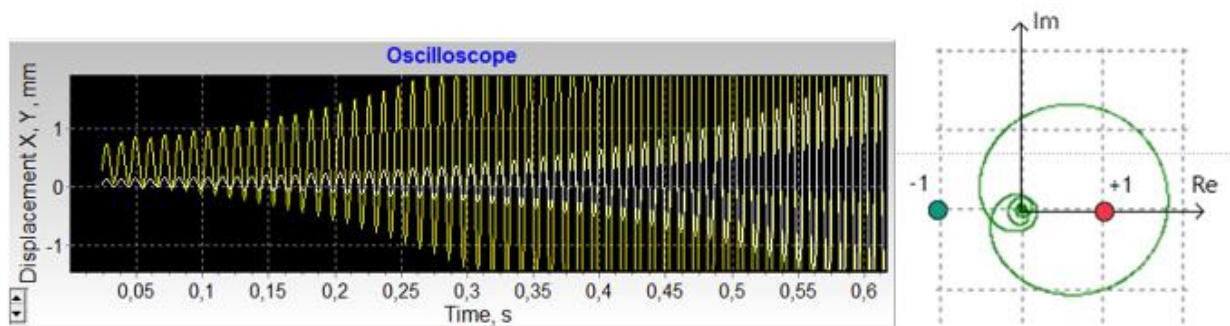


Рисунок 3.7 – Результати моделювання при подачі 200мм/хв, швидкість шпинделя 500об/хв

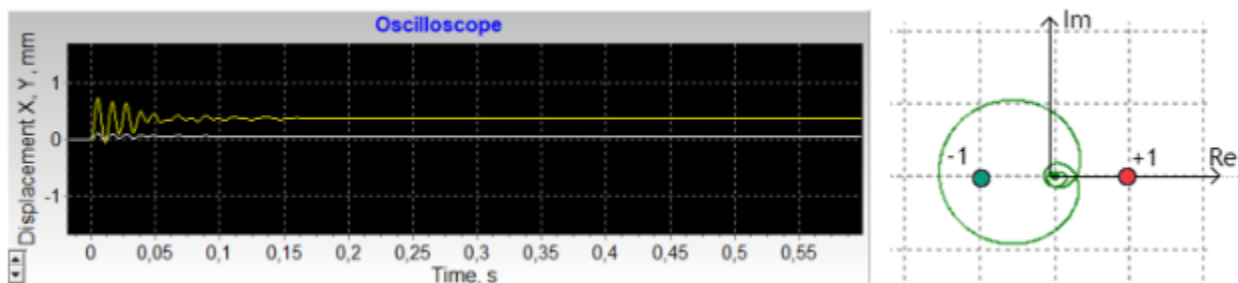


Рисунок 3.8 – Результати моделювання при подачі 200мм/хв, швидкість шпинделя 600об/хв

Наведені результати моделювання (рис.3.7-3.8) підтверджують дієвість нового критерію сталості Найквіста. Далі наведена діаграма сталості (рис.3.9) та результати моделювання для ТОС, яка має меншу жорсткість, а саме: по осі X – 1800Н/мм, Y – 1950Н/мм (рис.3.10-3.11).

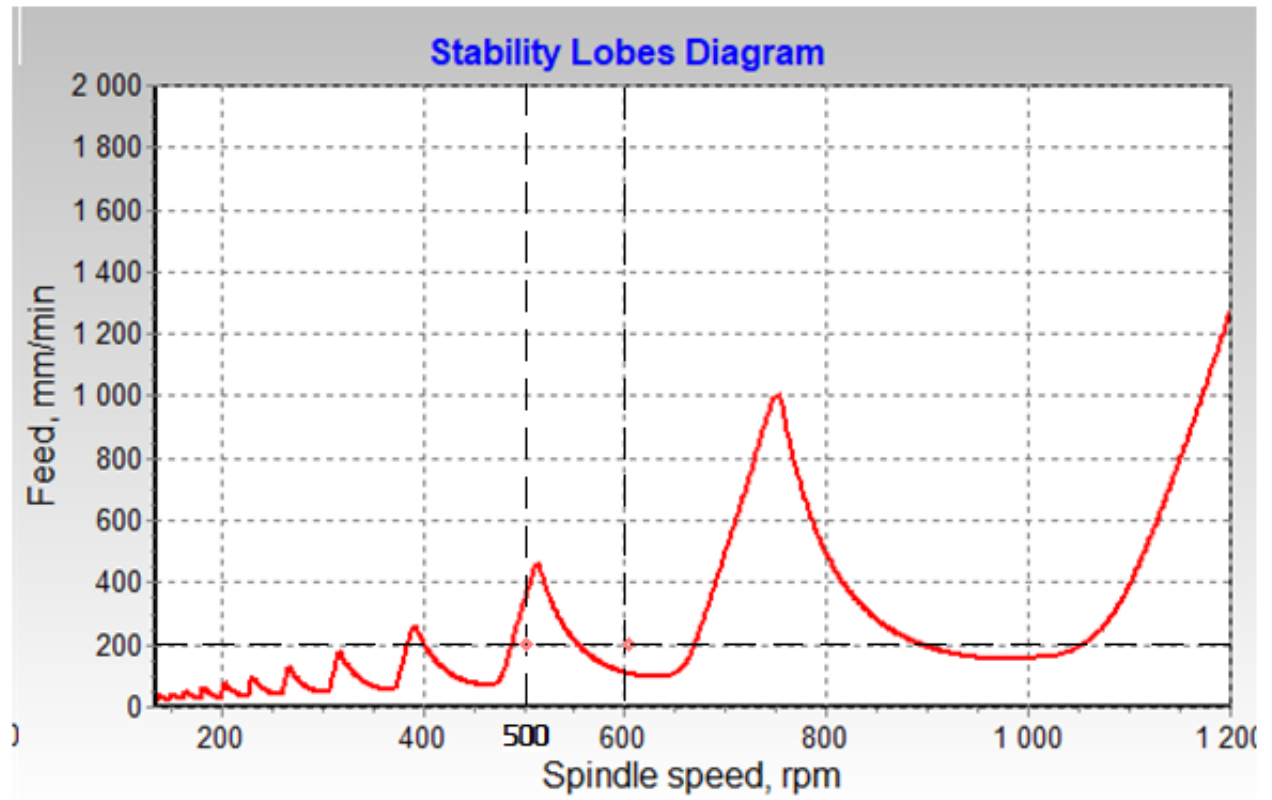


Рисунок 3.9 - Діаграма сталості ТОС. Жорсткість шпинделя по осі X – 1800Н/мм, Y – 1950Н/мм

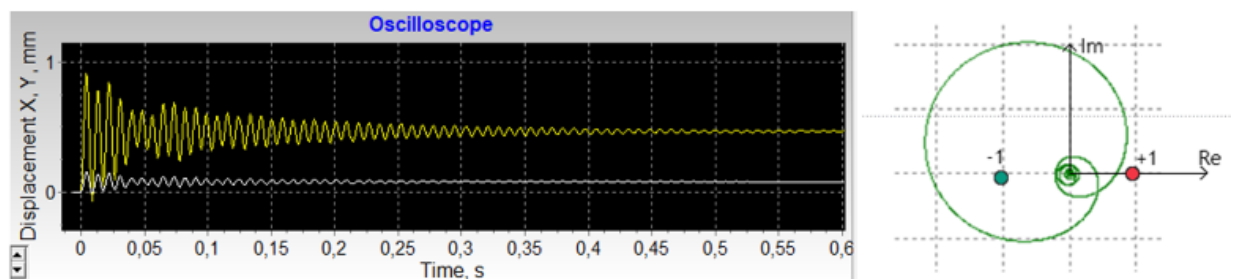


Рисунок 3.10 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 500об/хв

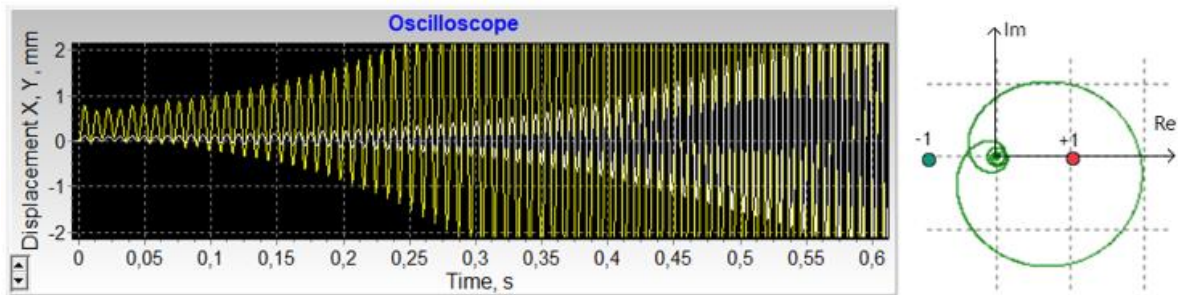


Рисунок 3.11 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 600об/хв

Наведена діаграма сталості (рис.3.12) та результати моделювання для ТОС, яка має меншу жорсткість, а саме: по осі X – 1800Н/мм, Y – 1950Н/мм, також ширина різання – 5мм (рис.3.13-3.15).

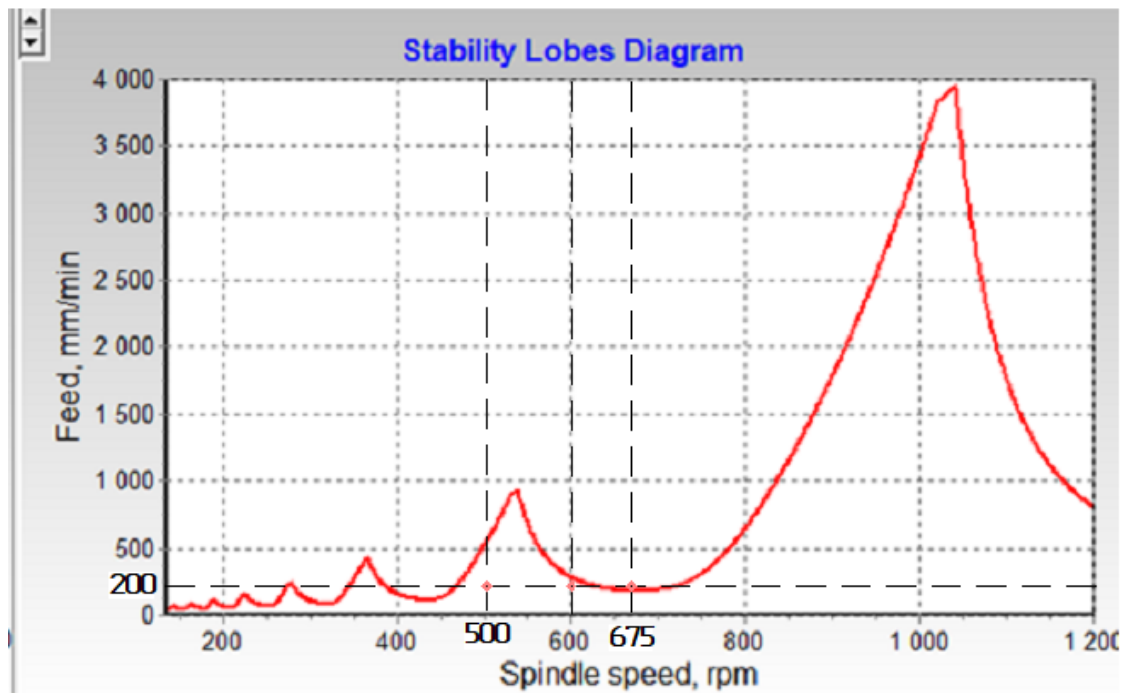


Рисунок 3.12 - Діаграма сталості ТОС. Жорсткість шпинделя по осі X – 1800Н/мм, Y – 1950Н/мм, ширина різання 5мм

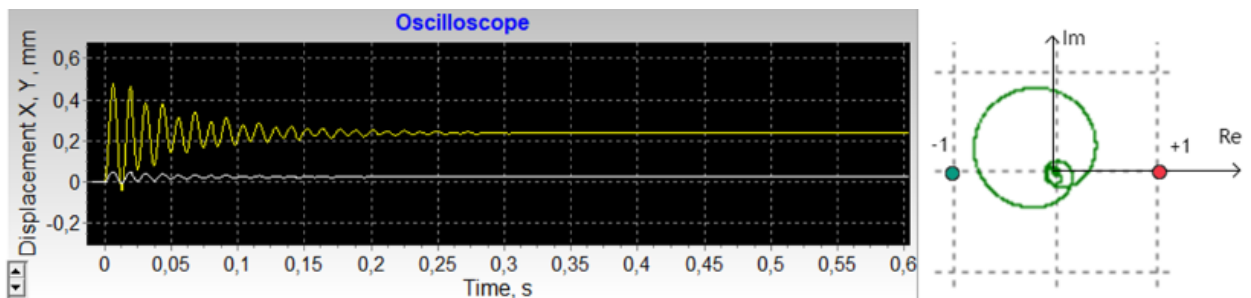


Рисунок 3.13 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 500об/хв

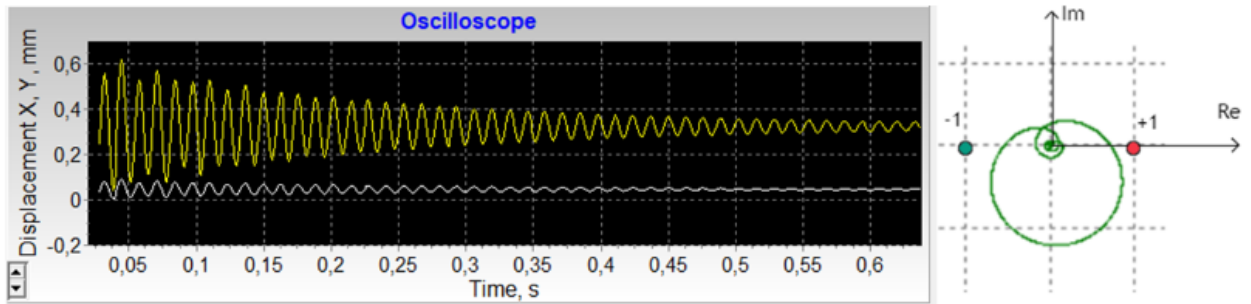


Рисунок 3.14 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 600об/хв

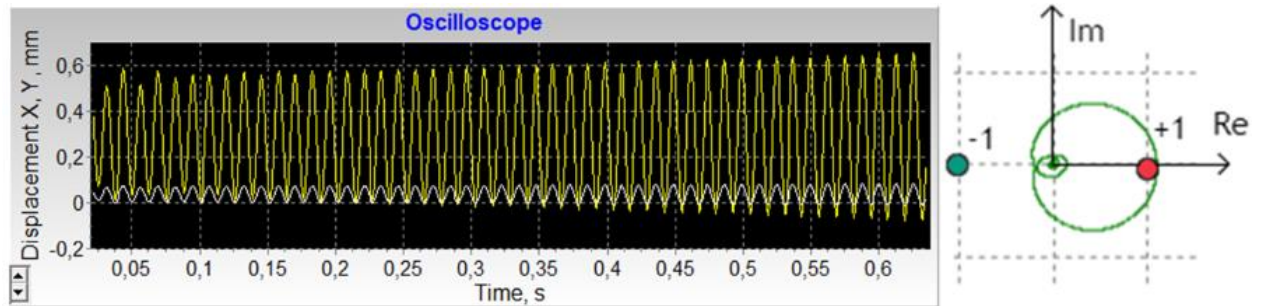


Рисунок 3.15 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 675об/хв

З результатів моделювання видно, що при подачі 200мм/хв та обертах шпинделя 500об/хв, та 600об/хв процес є сталим – пружні переміщення за осями координат з часом зменшуються, а діаграма Найквіста не охоплює точку +1 на комплексній площині, але, наприклад, при збільшенні обертів шпинделя до 675об/хв процес стає несталим (рис.3.15).

Наведена діаграма сталості (рис.3.16) та результати моделювання для ТОС, яка має меншу жорсткість, а саме: по осі X – 1800Н/мм, Y – 1950Н/мм, також ширина різання – 20мм (рис.3.17-3.18).

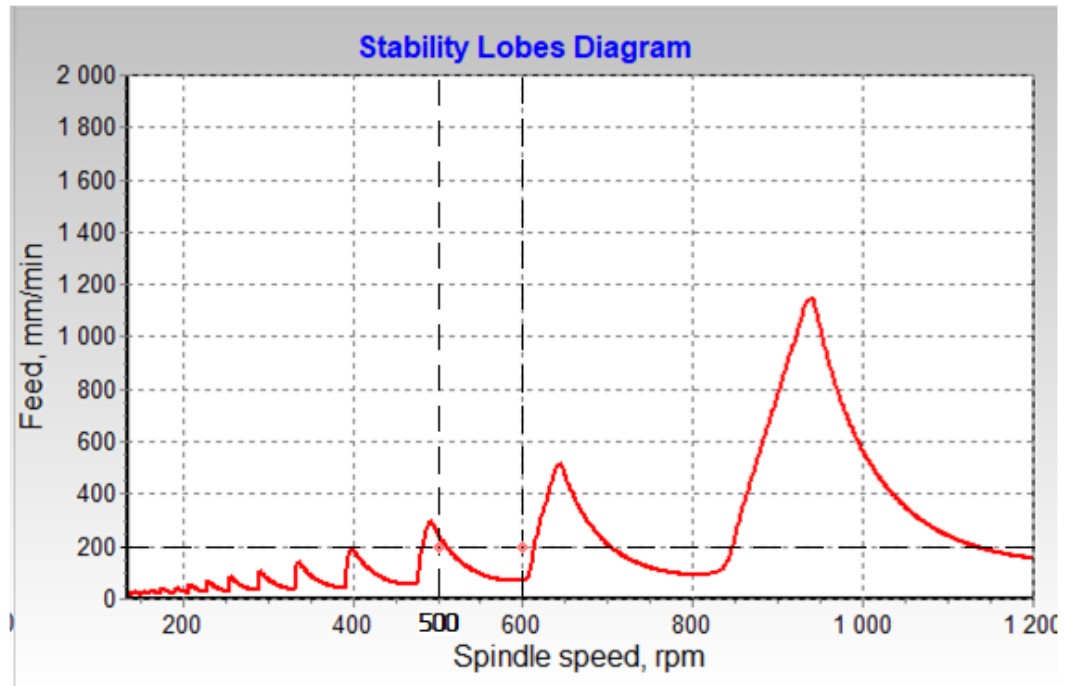


Рисунок 3.16 - Жорсткість шпинделя по осі X – 1800Н/мм, Y – 1950Н/мм, ширина різання 20мм

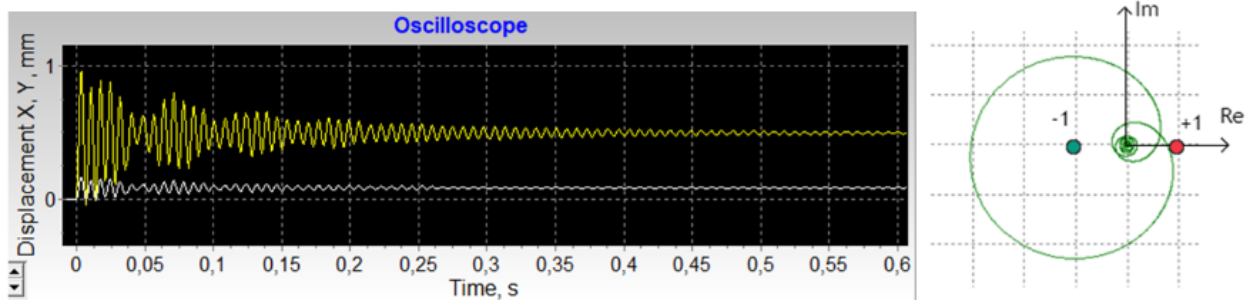


Рисунок 3.17 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 500об/хв

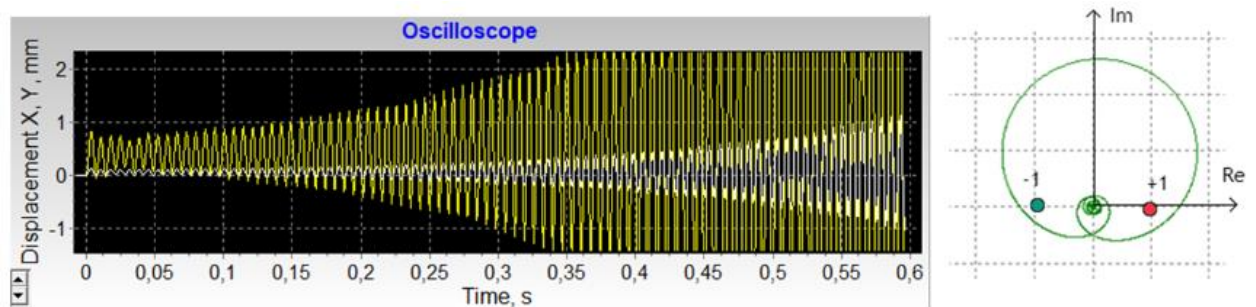


Рисунок 3.18 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 600об/хв

Наведена діаграма сталості (рис.3.19) та результати моделювання для ТОС, яка має меншу жорсткість, а саме: по осі X – 2250Н/мм, Y – 2320Н/мм, також діаметр фрези – 14мм (рис.3.20-3.21).

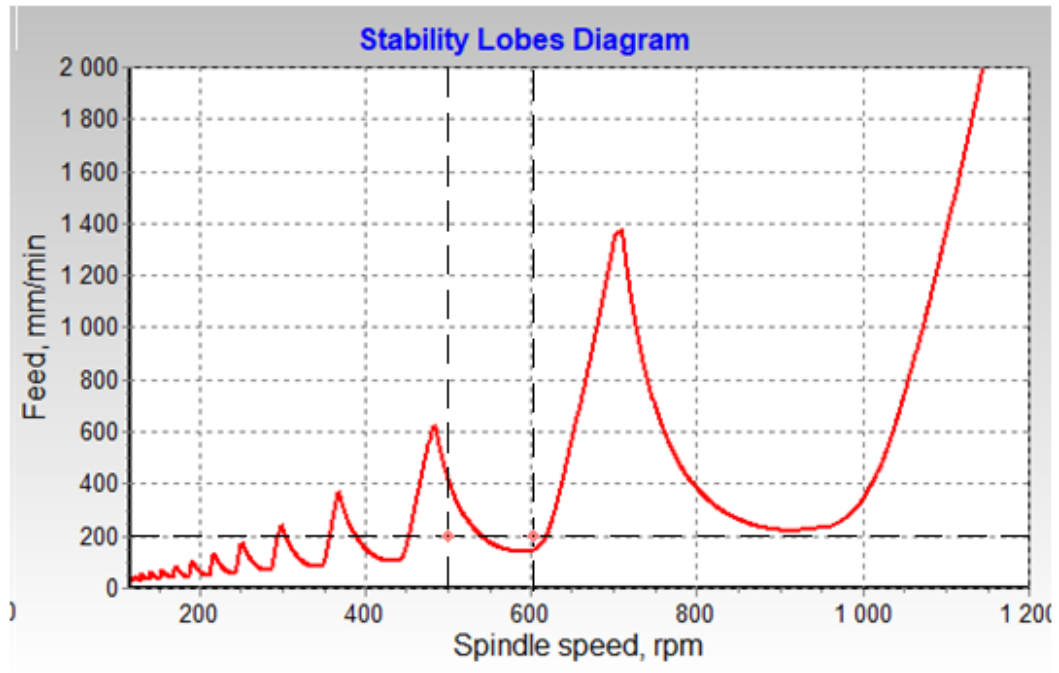


Рисунок 3.19 - Жорсткість шпинделя по осі X – 2250Н/мм, Y – 2320Н/мм, діаметр фрези 14мм

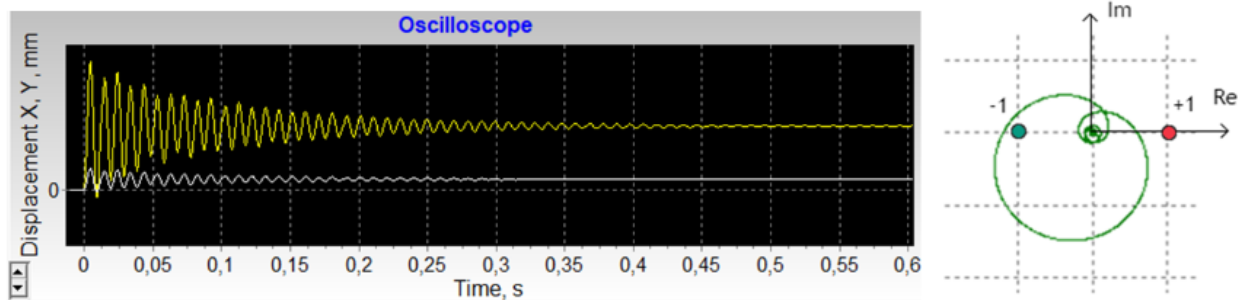


Рисунок 3.20 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 500об/хв

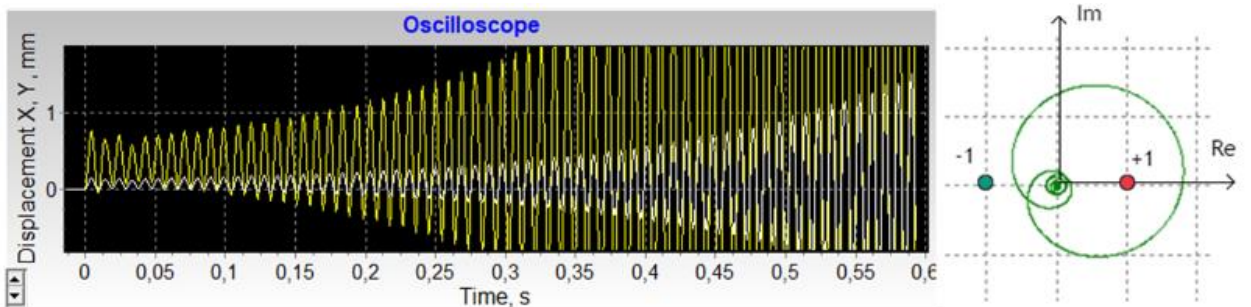


Рисунок 3.21 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 600об/хв

Наведена діаграма сталості (рис.3.22) та результати моделювання для ТОС, яка має більшу жорсткість, а саме: по осі X – 3000Н/мм, Y – 3150Н/мм,

також ширина різання – 12мм, діаметр фрези 12мм, кількість зубів 5 (рис.3.23-3.25).

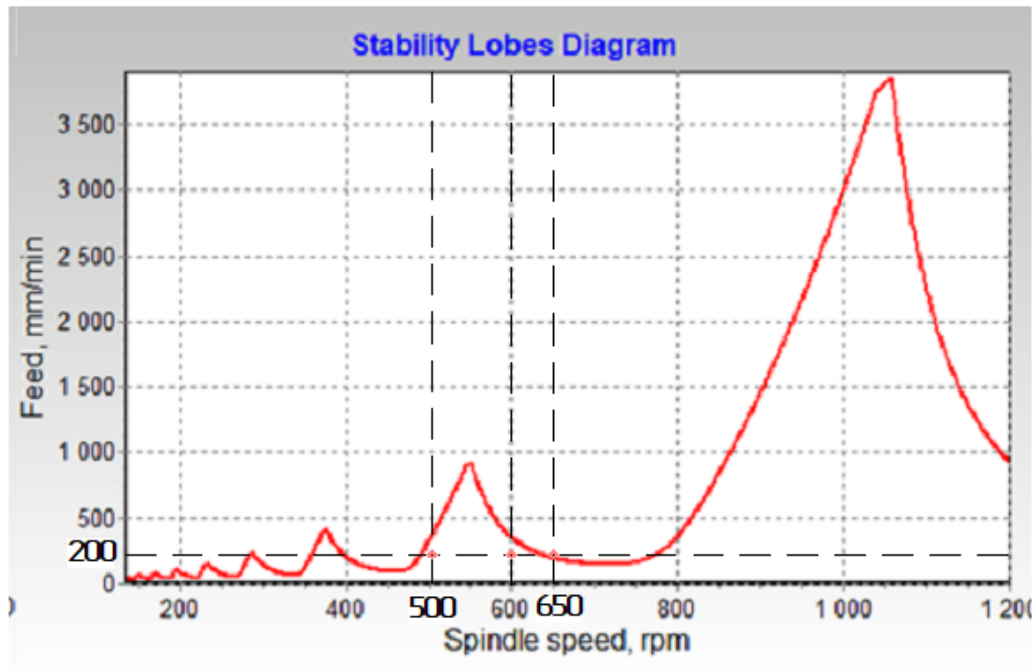


Рисунок 3.22 - Жорсткість шпинделя по осі X – 3000Н/мм, Y – 3150Н/мм, діаметр фрези 12мм, кількість зубів 5.

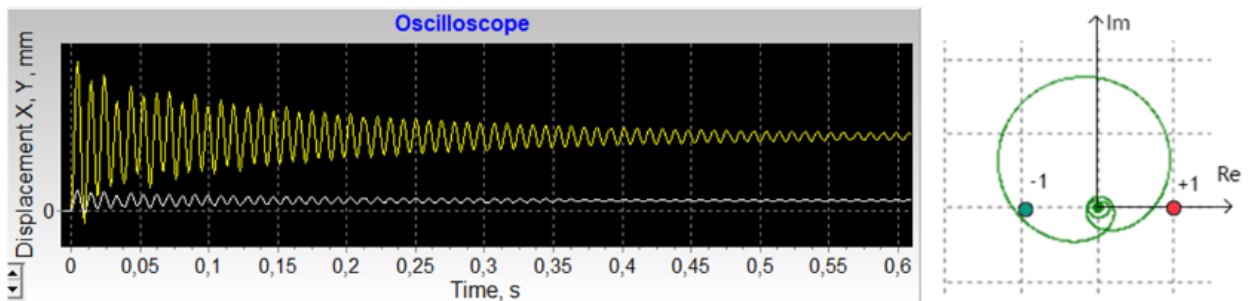


Рисунок 3.23 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 500об/хв

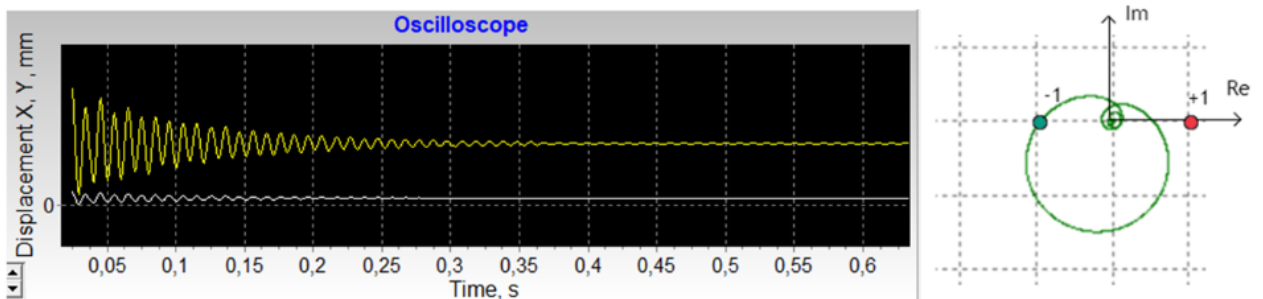


Рисунок 3.24 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 600об/хв

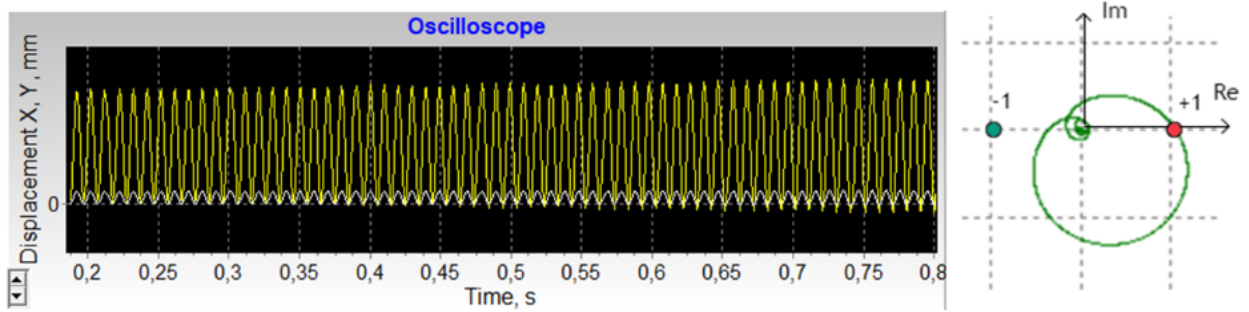


Рисунок 3.25 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 650об/хв

З результатів моделювання видно, що при подачі 200мм/хв та обертах шпинделя 500об/хв, та 600об/хв процес є сталим, але при збільшенні обертів шпинделя до 650об/хв процес стає несталим (рис.3.25).

Наведена діаграма сталості (рис.3.26) та результати моделювання для ТОС, яка має жорсткість, а саме: по осі X – 2250Н/мм, Y – 2320Н/мм, також ширина різання – 12мм, діаметр фрези 12мм, кількість зубів 4, частота власних коливань по осі X – 200Гц, Y – 220Гц (рис.3.27-3.28).

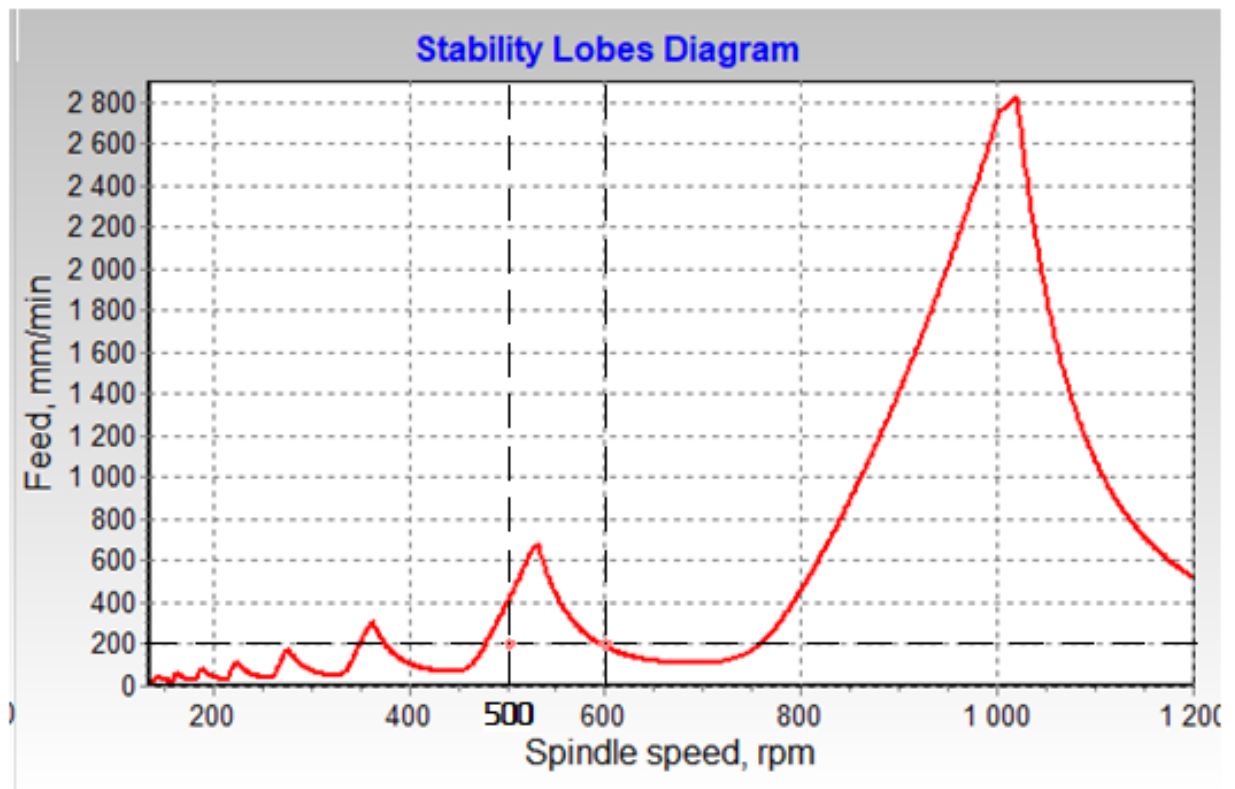


Рисунок 3.26 – Частота власних коливань по осі X – 200Гц, Y – 220Гц

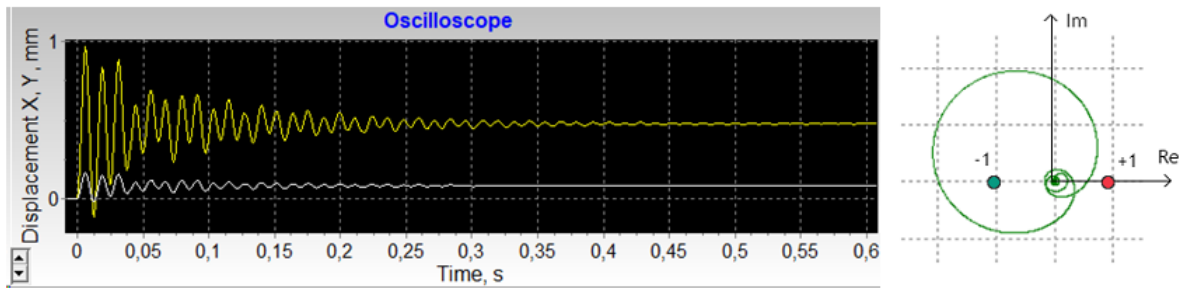


Рисунок 3.27 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 500об/хв

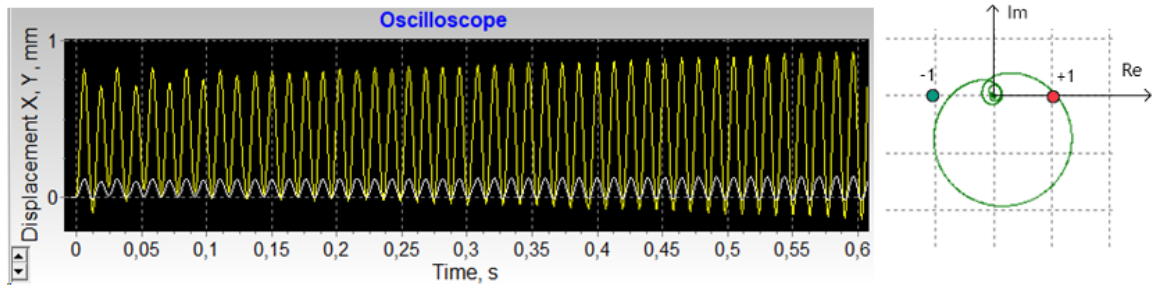


Рисунок 3.28 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 600об/хв

Наведена діаграма сталості (рис.3.29) та результати моделювання для ТОС, яка має жорсткість, а саме: по осі X – 2250Н/мм, Y – 2320Н/мм, також ширина різання – 12мм, діаметр фрези 12мм, кількість зубів 4, частота власних коливань по осі X – 300Гц, Y – 320Гц (рис.3.30-3.32).

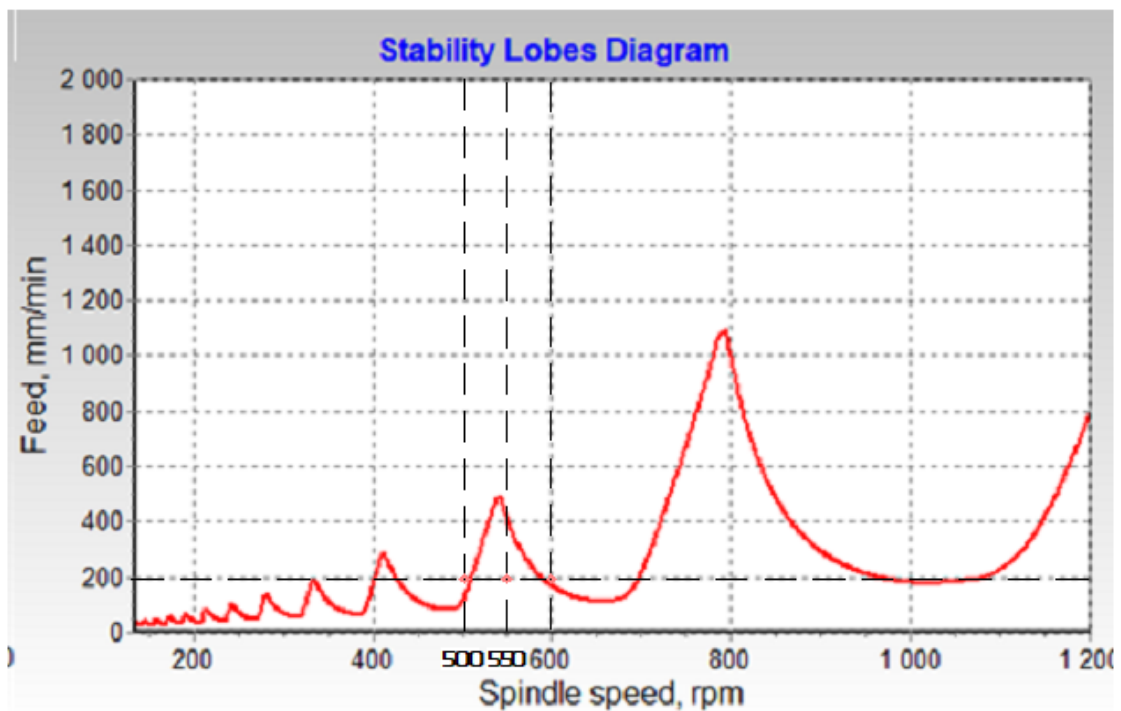


Рисунок 3.29 – Частота власних коливань по осі X – 300Гц, Y – 320Гц

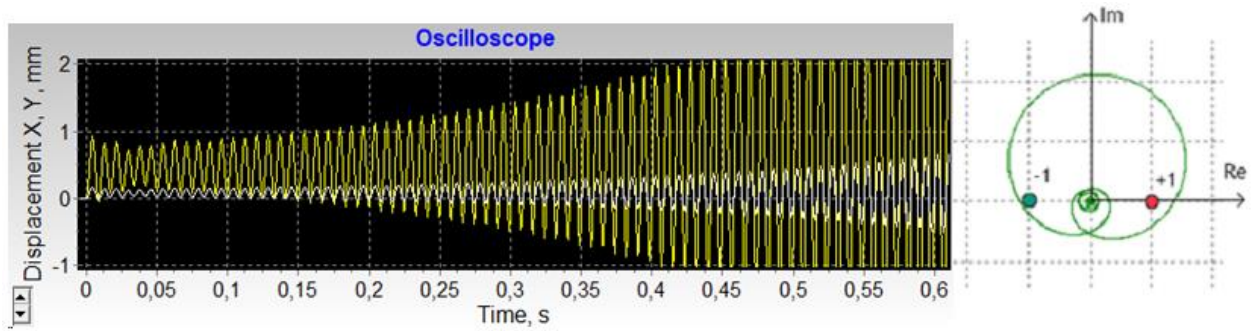


Рисунок 3.30 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 500об/хв

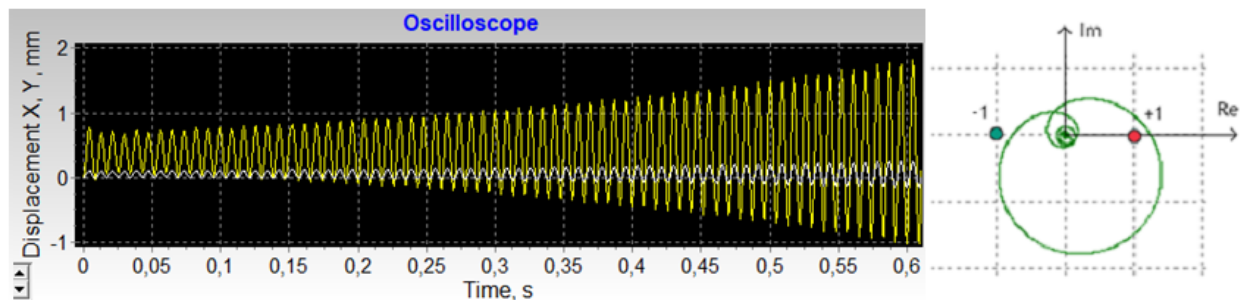


Рисунок 3.31 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 600об/хв

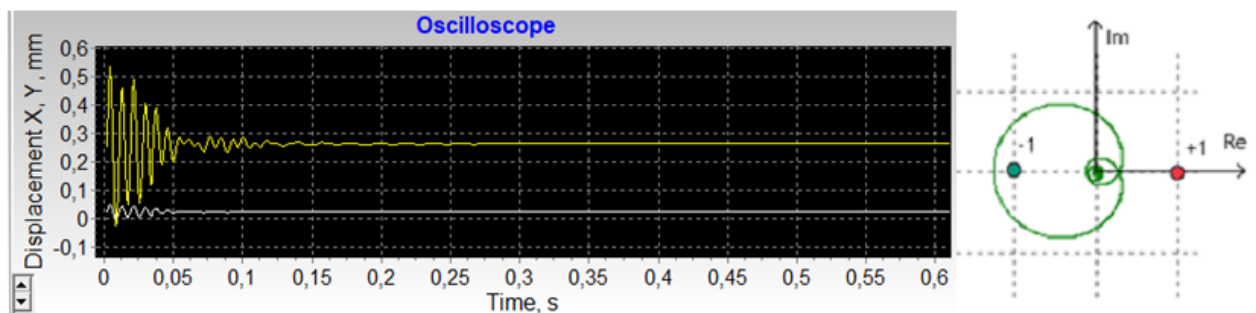


Рисунок 3.32 – Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 550об/хв

З результатів моделювання видно, що при подачі 200мм/хв та обертах шпинделя 500об/хв, та 600об/хв процес є несталим, але при обертах шпинделя 550об/хв процес стає сталим (рис.3.32).

Наведена діаграма сталості (рис.3.33) та результати моделювання для ТОС, у якої глибина різання складає 3мм (рис.3.34-3.35). При подачі 200мм/хв, швидкості шпинделя 500 та 600 об/хв попадають в стабільну зону на діаграмі сталості.

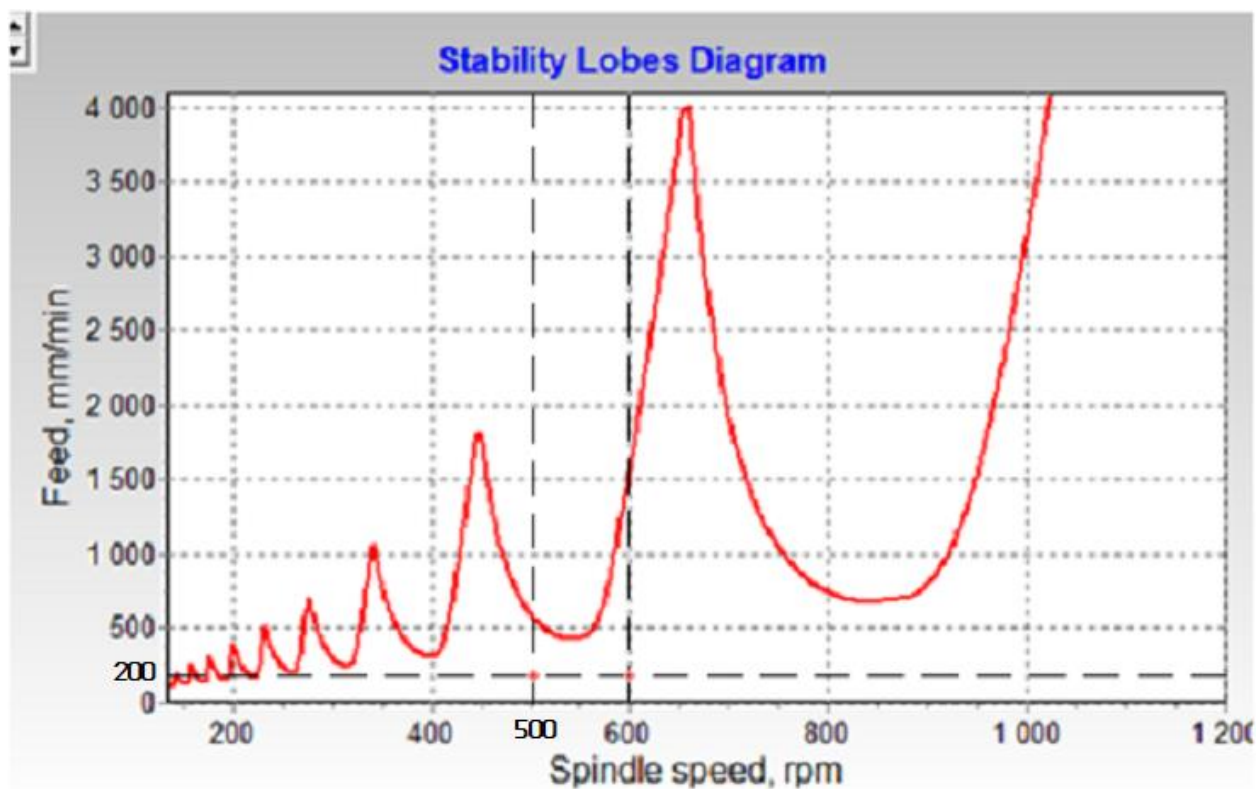


Рисунок 3.33 – Діаграма сталості для ТОС, глибина різання 3мм, діаметр фрези 12мм

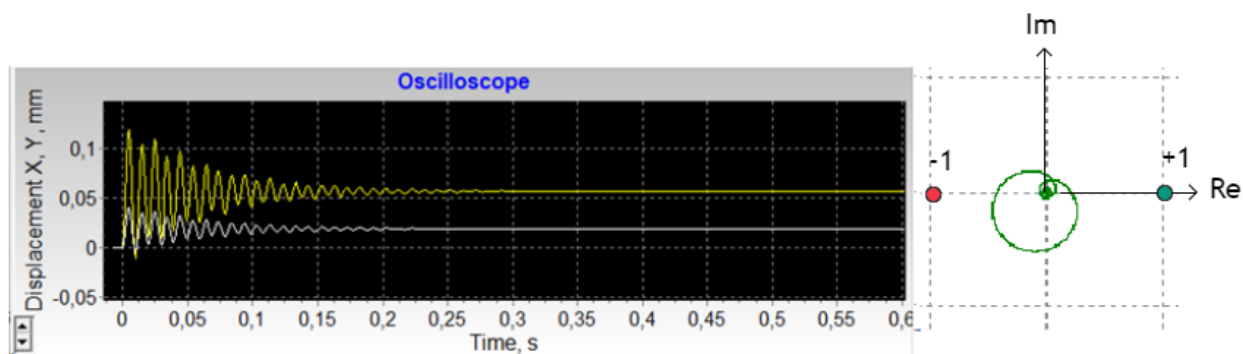


Рисунок 3.34 - Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 500об/хв

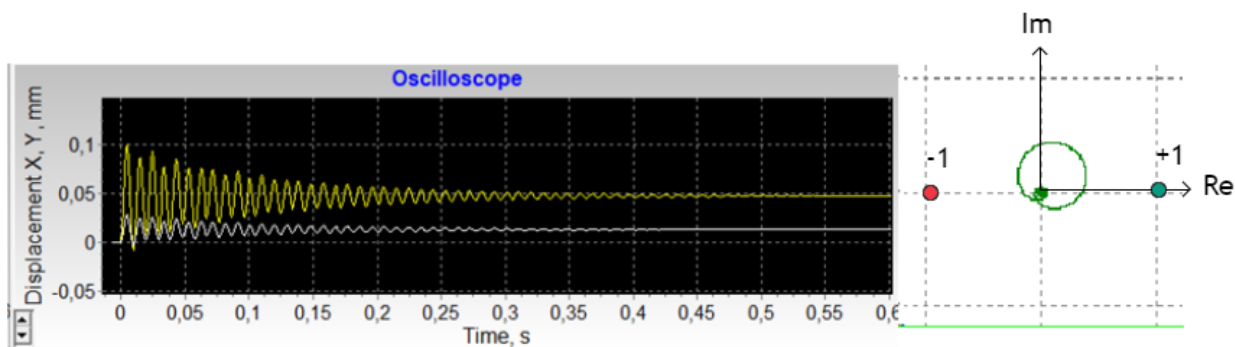


Рисунок 3.35 - Подача 200мм/хв, швидкість шпинделя 600об/хв

При зменшенні діаметра фрези до 8мм, діаграма сталості при глибині різання в 3мм має наступний вигляд (рис.3.36). Для моделювання були вибрані режими різання: подача 200мм/хв, швидкість обертання шпинделя 230 (точка 1) та 250об/хв (точка 2). Зміна швидкості обертання всього на 20об/хв переводить процес фрезерування з несталого в сталий, що підтверджує корисність даного методу.

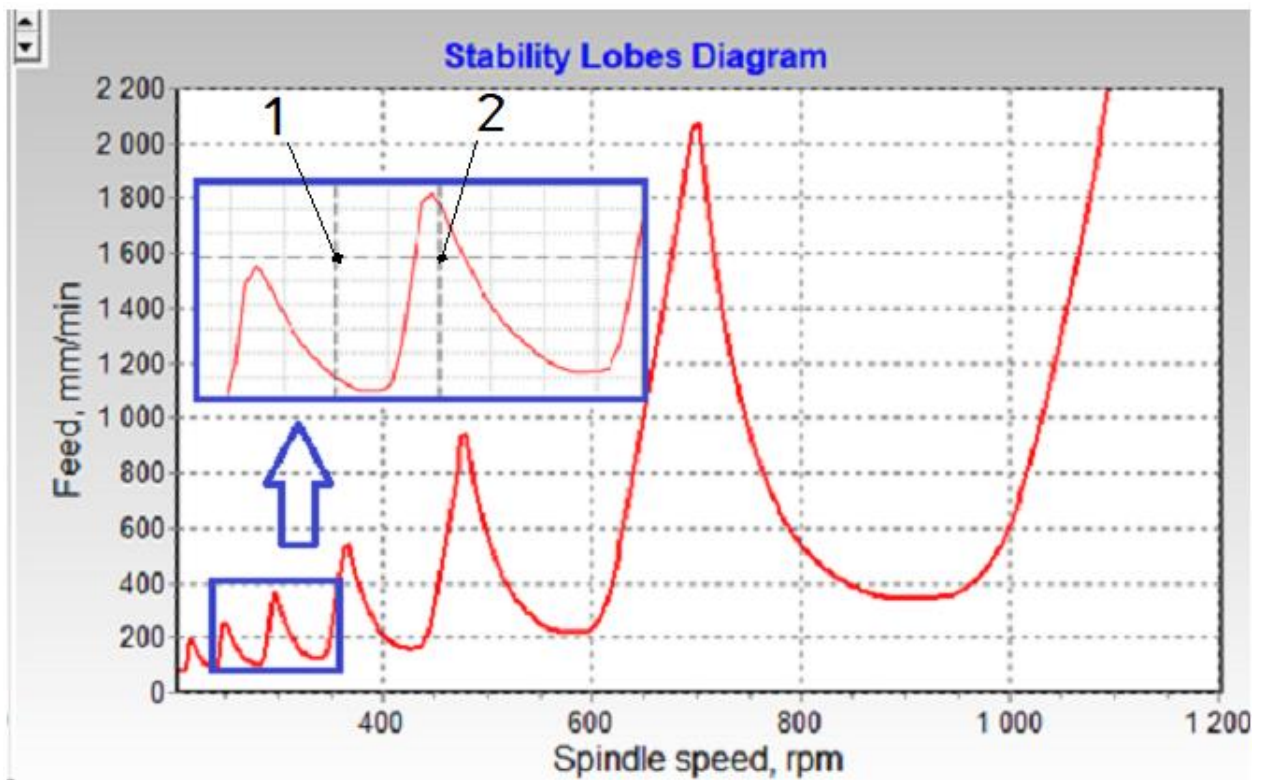


Рисунок 3.36 – Діаграма сталості для ТОС (глибина різання 3мм, діаметр фрези 8мм)

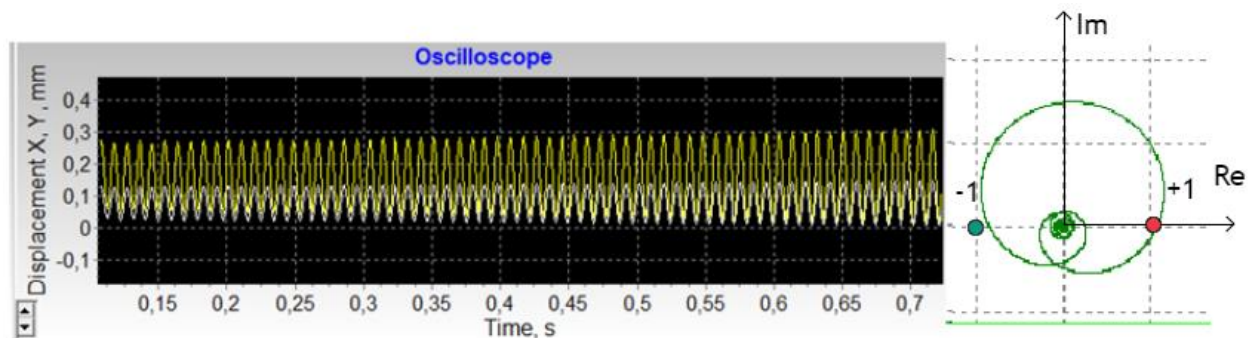


Рисунок 3.37 – Подача 200мм/хв, швидкість обертання – 230об/хв

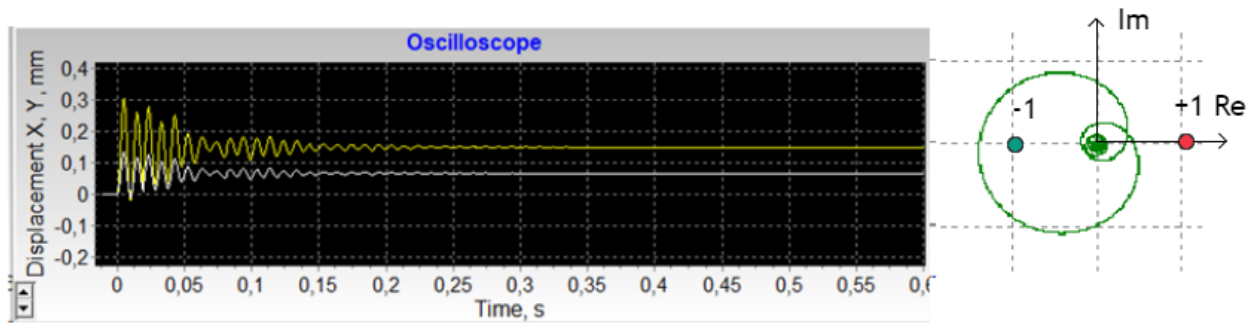


Рисунок 3.38 – Подача 200мм/хв, швидкість обертання – 250об/хв

Розглянемо діаграму сталості ТОС при діаметрі фрези 12мм, а глибині різання 2,5мм. Для моделювання вибрані дві точки на діаграмі сталості, а саме подача 200мм/хв, швидкість обертання 205об/хв (точка 1) та 220об/хв (точка 2). При збільшенні швидкості обертання на 15об/хв процес різання переходить в сталу зону.

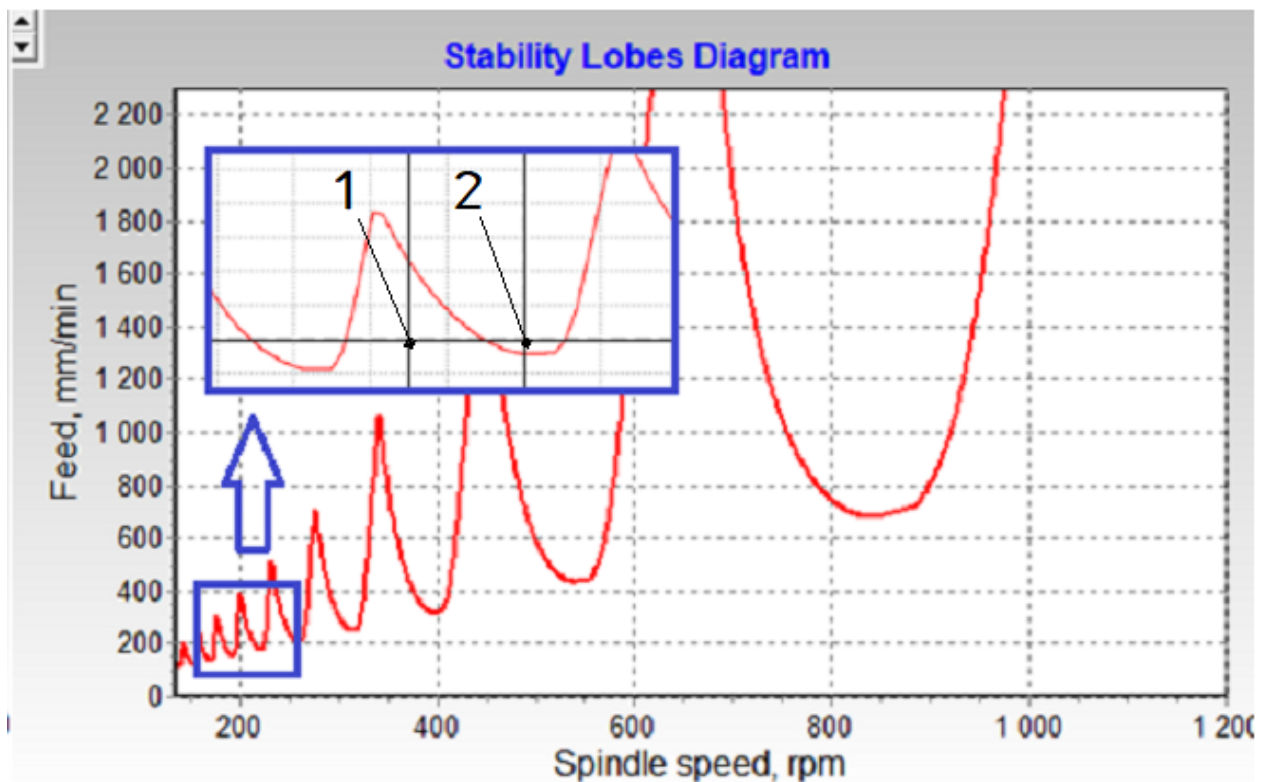


Рисунок 3.39 – Діаграма сталості для ТОС (глибина різання 2,5мм, діаметр фрези 12мм)

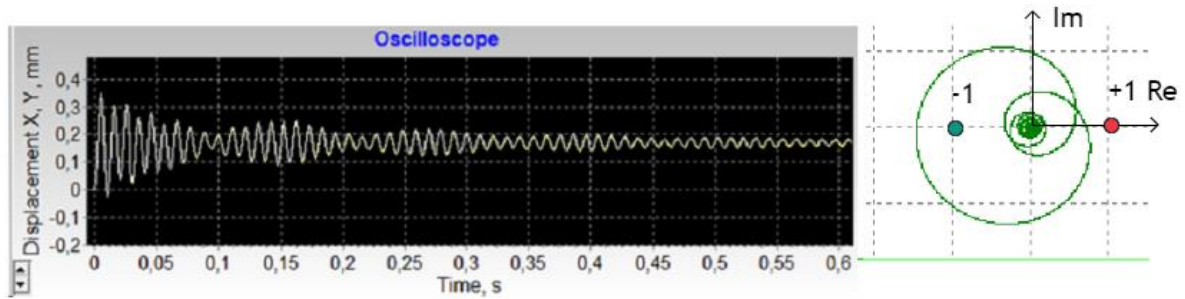


Рисунок 3.40 – Подача 200мм/хв, швидкість обертання – 205об/хв

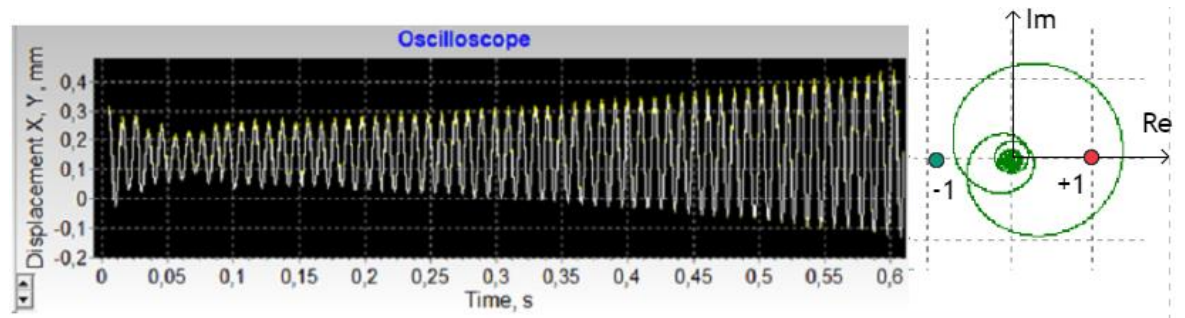


Рисунок 3.41 – Подача 200мм/хв, швидкість обертання – 220об/хв

Моделювання доводить адекватність запропонованої парадигми виникнення регенеративних вібрацій в ТОС при різанні. Головна причина полягає в багатопрохідності процесу різання при кінцевому фрезеруванні, де кожний наступний зуб зрізує припуск, спотворений коливаннями системи при попередньому проході. Такий ефект реалізований в програмі моделювання за рахунок рекурентних залежностей в математичній моделі, представлений у змінних стану для чисельного інтегрування. Зведена таблиця параметрів, які використовувалися для побудови SLD наведена в таблиці 3.2.

Підтверджена відмінність поведінки системи, яка замкнена через функцію запізнення у позитивному зворотному зв'язку, що і визначає модель оброблення за слідом, від критеріїв сталості системи, яка має від'ємний зворотний зв'язок.

Отримані результати переконливо доводять дієвість нового критерію сталості для операцій кінцевого фрезерування: процес є сталим, коли його діаграма Найквіста не охоплює точку з координатами $[+1,0]$ на комплексній площині.

Таблиця 3.2 – Зведені параметри ТОС та режими різання

№ рисунку SLD		3,4	3,6	3,9	3,12	3,16	3,19	3,22	3,26	3,29	3,33	11	12
Частота власних коливань по осі X,	$(\omega_0)_x$	260	260	260	260	260	260	260	200	300	260	260	260
Частота власних коливань по осі Y,	$(\omega_0)_y$	280	280	280	280	280	280	280	220	320	280	280	280
Коефіцієнт затухання	$\xi_x = \xi_y$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Жорсткість по осі X, Н/мм	k_x	2250	3000	1800	1800	1800	2250	3000	2250	2250	2250	2250	2250
Жорсткість по осі Y, Н/мм	k_y	2320	3150	1950	1950	1950	2320	3150	2320	2320	2320	2320	2320
Ширина різання, мм	B	12	12	12	5	5	12	12	12	12	12	12	12
Глибина різання, мм	H	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	5,8	3	3	2,5
Діаметр фрези, мм	d	12	12	12	12	12	14	12	12	12	12	8	12
Кількість зубів фрези	Z	4	4	4	4	4	4	5	4	4	4	4	4
Подача, мм/хв	S	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
Швидкість обертання шпинделя, об/хв	n	450 500 600	500 600	500 600	500 600 650	500 600	500 600	500 600 650	500 600	500 550 600	500 600	230 250	205 220

ВИСНОВКИ

1. Створена прикладна програма, яка моделює процес фрезерування кінцевими фрезами у часовому та частотному просторі. Також вона автоматично будує пелюсткову діаграму сталості. Програма враховує частоту власних коливань по кожній осі, коефіцієнт затухання коливань, жорсткість по осям, ширину та глибину різання, діаметр фрези та кількість зубів, також параметри заготовки у вигляді коефіцієнтів різання.
2. Для реалізації математичної моделі у вигляді прикладної програми був врахований високий порядок диференціальних рівнянь системи – 4-й за входом N та 4-й за входом f_t , тому моделювання виконувалося чисельними методами. Функція запізнення реалізована рекурентними співвідношеннями.
3. Прикладна програма, дозволяє моделювати реакцію системи у часі за рахунок чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху, представлених у формі змінних стану. Інтегрування виконується процедурою Рунге-Кутта четвертого порядку.
4. Оцінка сталості ТОС виконується за новим критерієм сталості Найквіста, який був застосований раніше для токарного оброблення та адаптований для процесу фрезерування кінцевими фрезами.
5. Створений алгоритм автоматичної побудови діаграми сталості який базується на новому критерії сталості Найквіста.
6. Для підтвердження дієвості нового критерію сталості Найквіста було проведено моделювання процесу фрезерування у створеній програмі. Для моделювання були вибрані базові вхідні параметри ТОС, після чого для кожної нової ТОС змінювалися один чи декілька параметрів. Моделювання підтвердило дієвість нового критерію сталості Найквіста, та показало ефективність від використання пелюсткової діаграми сталості для вибору «безвібраційних» режимів різання. Зміна частоти

обертання шпинделю всього на 15-20об/хв в сторону сталої зони на SLD робила процес різання сталим.

7. Для побудови SLD потрібно мати набір параметрів ТОС який знаходиться експериментальним шляхом, а саме:

- власні частоти коливань по осям X,Y;
- коефіцієнт затухання коливань;
- жорсткість обробної системи за осями координат X,Y;
- коефіцієнти в залежності сили різання від матеріалу;

Тому потрібно розробити методику вимірювання та обрахунку цих параметрів.

8. Для апробації результатів дослідження потрібно провести два експерименти. Перший експеримент полягає в знаходженні динамічних параметрів системи, яка складається з верстату, інструменту та заготовки. Для їх ідентифікації потрібно використати відповідні апаратні засоби. Це дасть можливість побудувати SLD реальної ТОС. Після вибору експериментальних режимів різання потрібно провести фрезерування заготовок на вибраних режимах різання, та зробити порівняльний аналіз оброблених поверхонь на шорсткість.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

4.1 Апаратні засоби для визначення динамічних параметрів ТОС та силових характеристик процесу різання

З математичної моделі зрозуміло, що її адекватність цілком залежить від динамічних параметрів ТОС та силових характеристик процесу різання при фрезеруванні., тому для побудови SLD потрібно мати набір параметрів ТОС який знаходиться експериментальним шляхом, а саме:

- власні частоти коливань по осям X, Y ;
- коефіцієнт затухання коливань;
- жорсткість обробної системи за осями координат X, Y ;
- коефіцієнти в залежності сили різання від матеріалу;

Тому потрібно розглянути апаратні засоби які використовуються для визначення динамічних та силових характеристик ТОС, та розробити методику ідентифікації цих параметрів.

4.1.1 Визначення жорсткості та силових характеристик

Для визначення жорсткості та силових характеристик використовується тензометричний датчик сили. Тензометричний датчик сили - це пристрій, призначений для вимірювання механічних сил, що діють на нього або на об'єкт, до якого він прикріплений. Принцип його дії базується на зміні опору матеріалу, який деформується під дією зовнішньої сили. Такі датчики є дуже поширеними і знаходять застосування в багатьох галузях, включаючи промисловість, транспорт, медицину та наукові дослідження.

Основним компонентом тензометричного датчика є тензометр, який зазвичай складається з тонкого провідника, який має високий опір, покритого

спеціальним матеріалом. Цей матеріал може бути металевим або напівпровідниковим, а його опір змінюється при деформації. Коли тензометр розміщений на поверхні об'єкта, який піддається зовнішній силі, деформація об'єкта також передається на тензометр, що призводить до його розтягування або стиснення.

При розтягуванні або стисненні тензометра змінюється його опір. Це зміна опору може бути дуже мала, але вона пропорційна зміні розмірів тензометра, що в свою чергу залежить від величини зовнішньої сили, що діє на датчик або на об'єкт. Іншими словами, збільшення сили призводить до більшої деформації тензометра та, відповідно, до більшої зміни його опору.

Для вимірювання зміни опору тензометра використовують спеціальні пристрої, такі як містові схеми або електронні підсилювачі, які забезпечують дуже високу точність вимірювання. Зміна опору тензометра перетворюється в електричний сигнал, який може бути зареєстрований і оброблений.

Остаточна величина сили обчислюється залежно від властивостей тензометра, таких як його чутливість, та за допомогою залежностей, отриманих під час калібрування датчика. Калібрування зазвичай виконується піддаючи датчик відомим навантаженням і реєструючи зміни опору.

Узагальнюючи, принцип дії тензометричного датчика сили полягає в зміні опору матеріалу датчика при деформації, яка виникає під дією зовнішніх сил. Цей принцип дозволяє дуже точно і надійно вимірювати сили в різних додаткових умовах, що робить його незамінним інструментом для багатьох досліджень та практичних застосувань.

Так як датчик є аналоговим, потрібно підібрати відповідний аналого-цифровий перетворювач (АЦП). Для фіксування сил різання потрібно, щоб АЦП мав частоту фіксацій сили не менше 800Гц, але конкретна частота різання залежить від вибраних режимів різання.

4.1.2 Визначення частотних характеристик ТОС

Для проведення аналізу частотних характеристик технічних об'єктів існують два основних методи: використання вібраторів та ударних молотків. Перший метод передбачає використання вібраторів, які можуть подавати силу з контрольованою амплітудою та частотою за допомогою підсилювачів із зворотнім зв'язком. У даному випадку, контролер генерує синусоїдальні або випадкові сили через зворотно-поступальний вал, прикріплений до конструкції. Для вимірювання вібрацій використовується датчик сили, розташований між зворотно-поступальним валом вібратора та конструкцією.

Як альтернативу, можна використовувати ударний молоток, оснащений датчиком сили. Цей метод є простішим у використанні, хоча менш точним порівняно з вібраторами. Ударний молоток може бути ефективним для оперативного визначення динаміки верстата з ЧПК. Важливо враховувати, що хвиля сили, яка діє на конструкцію при використанні ударного молотка, має форму напівсинусоїди, і вибір молотка залежить від розміру та ваги системи. У випадку ударного молотка для модальних випробувань використовується п'єзоелектричний ефект для генерації сигналу. Цей сигнал може бути вимірюваний для визначення динамічних характеристик об'єкта, таких як резонансні частоти, форми коливань та фазові відносини. Важливо відзначити, що сигнал з ударного молотка є аналоговим, і для його фіксації використовуються спеціальні пристрої для збору та аналізу даних. Ці пристрої можуть включати динамічні аналізатори сигналів, аналого-цифрові перетворювачі та інші засоби для детального вивчення динамічних характеристик об'єкта.

Використання вібраторів та ударних молотків має свої плюси та мінуси, і обидва методи можуть виявитися ефективними в різних ситуаціях. Вібратори забезпечують точну контрольовану амплітуду та частоту сили, що є корисним для дослідження різних частотних режимів об'єкта. Можливість генерації синусоїдальних та випадкових сил дозволяє проводити вимірювання на різних

режимах роботи конструкції. Мінуси полягають в тому, що використання вібраторів вимагає деяких навичок та експертності для правильного налаштування і використання, тому їх використання може займати більше часу на підготовку та налаштування порівняно з ударним молотком.

Плюси використання ударних молотків в тому, що вони прості в монтажі та використанні, що робить їх доступними для операторів без високого рівня кваліфікації. У виробничих майстернях, де технологи-оператори верстатів з ЧПК можуть не мати спеціалізованих навичок, використання ударного молотка може бути ефективніше. Але вони мають меншу точність у порівнянні з вібраторами, особливо при необхідності високої точності вимірювань. Можуть бути обмежені у зміні параметрів сил, таких як амплітуда та частота, порівняно з вібраторами.

Висновок: Ударні молотки можуть виявитися більш практичними для виробничих майстерень, де важко забезпечити високий рівень навичок серед технологів-операторів. Вони прості у використанні та зазвичай є більш доступними з точки зору вартості, але важливо враховувати їхні обмежені можливості у порівнянні з вібраторами щодо точності та гнучкості у налаштуванні параметрів вимірювань.

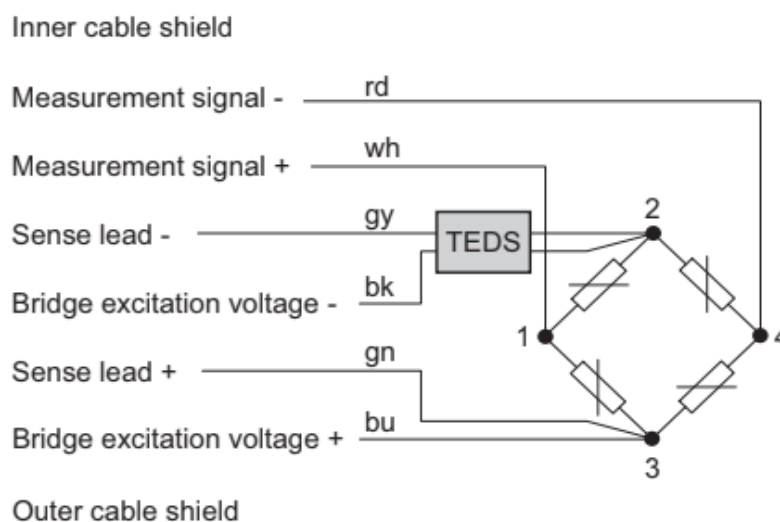
4.2 Опис експериментального обладнання

4.2.1 Обладнання для вимірювання силових характеристик

Для визначення жорсткості конструкції, та для фіксації силових характеристик по осі X та Y використовувався багатокомпонентний тензометричний датчик фірми HBM (Germany) MCS 10-005-3C, який може міряти навантаження відразу по трьох координатах XYZ. Загальний вигляд показаний на рис.4.2. Динамометр розрахований на максимальне зусилля по координатам X та Y в 1кН відповідно, а по координаті Z – 5кН. Датчик

обладнаний захистом від вологи стандарту IP64, що дозволяє використовувати охолоджуючу рідину під час проведення експерименту.

Схема електричного підключення датчика до підсилювачів показана на рис.4.1



Cable wire colors (HBM transducer):

bu = blue; gn = green; gr = gray;
rd = red; bk = black; wh = white;

Рисунок 4.1 – Електрична схема підключення динамометра



Рисунок 4.2 – Загальний вигляд багатокомпонентного тензOMETричного датчика фірми HBM (Germany) MCS 10-005-3C

Для проведення експерименту була створена конструкція, яка дозволяє закріпити динамометр на столі верстату. Для закріплення динамометра поз. 3 на столі верстату поз. 1, була розроблена конструкція (рис.4.3), яка складається з кріпильної плити поз. 2, Т-подібних пазових шпильок поз. 5 та кріпильної плити поз. 4. Заготовка (умовно не показана) кріпиться до плити 4 за допомогою чотирьох різьбових отворів М6. Розташування осей координат відповідає осям на верстаті.

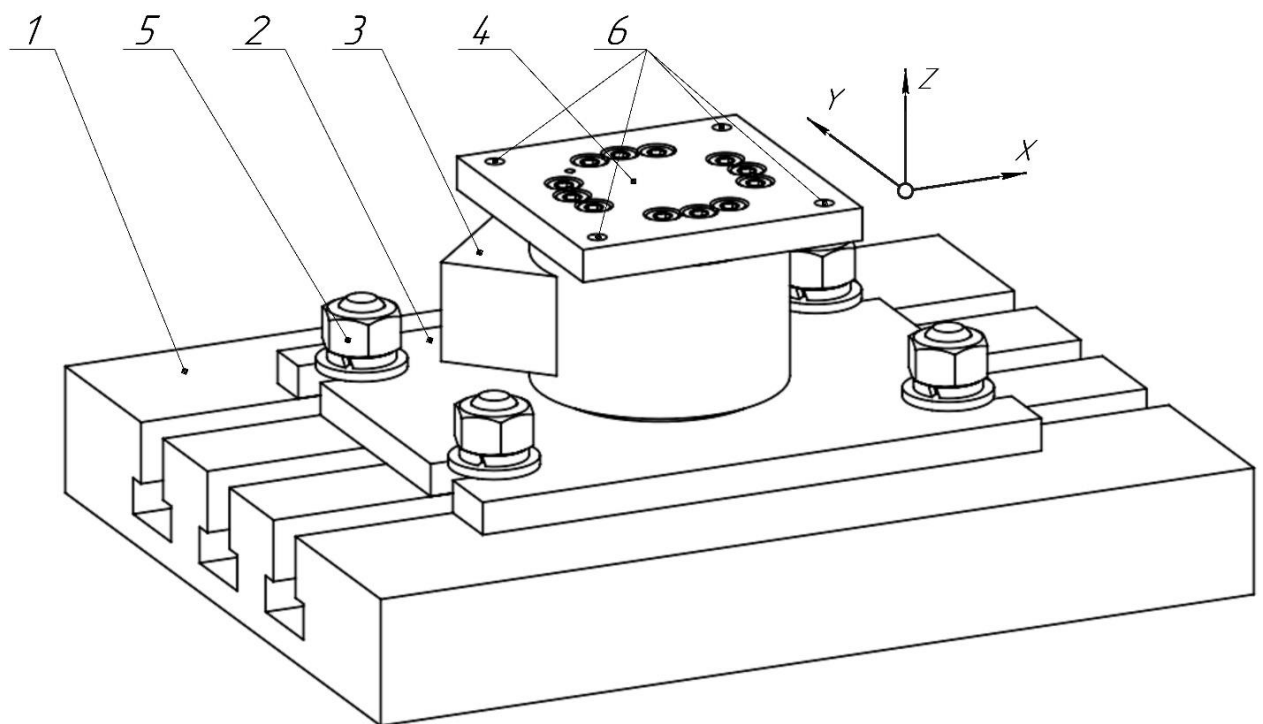


Рисунок 4.3 – Загальний вигляд експериментальної установки (заготовка умовно не показана).

В якості АЦП були придбані три підсилювача сигналу фірми НМВ (Germany) ClipX BM40. Монтажна схема підключення електричної частини і зв'язок її з персональним комп'ютером показані на рис.4.4.

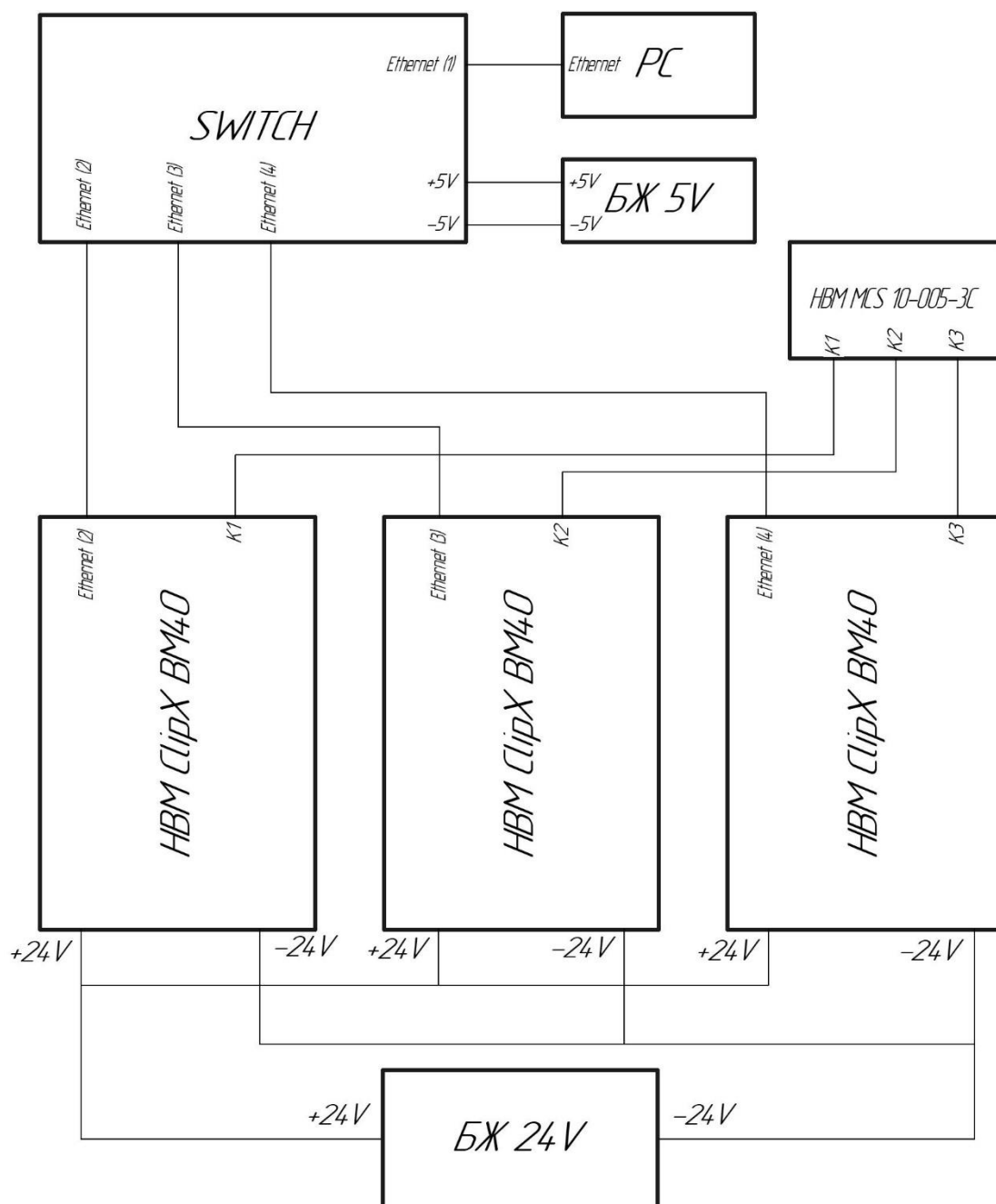


Рисунок 4.4 – Схема підключення

Блок живлення на 24V підключений паралельно до трьох підсилювачів ClipX BM40. Підсилювачі з'єднані з комутатором через порт Ethernet, комутатор в свою чергу живиться за допомогою блока живлення на 5V, і передає сигнал на ПК за допомогою порту Ethernet. Датчик сили фірми HBM, модель MCS 10-005-3C паралельно під'єднаний до підсилювачів ClipX за допомогою трьох спеціальних кабелів. Зовнішній вигляд зібраної конструкції наведений на рис.4.5.



Рисунок 4.5 – Зовнішній вигляд

Дана вимірювальна установка здатна записувати сили різання в масив даних по трьом координатам XYZ, з частотою запису до 1000Гц, що достатньо для процесу фрезерування кінцевими фрезами на окремих режимах різання. Для фіксування даних сили різання була розроблена програма, інтерфейс якої наведений на рис.4.6. Дані з кожної осі динамометра передаються на компютер по протоколу Ethernet. На скріншоті видно графік сили різання, по вісі X позначений час, по вісі Y сила різання в Н/

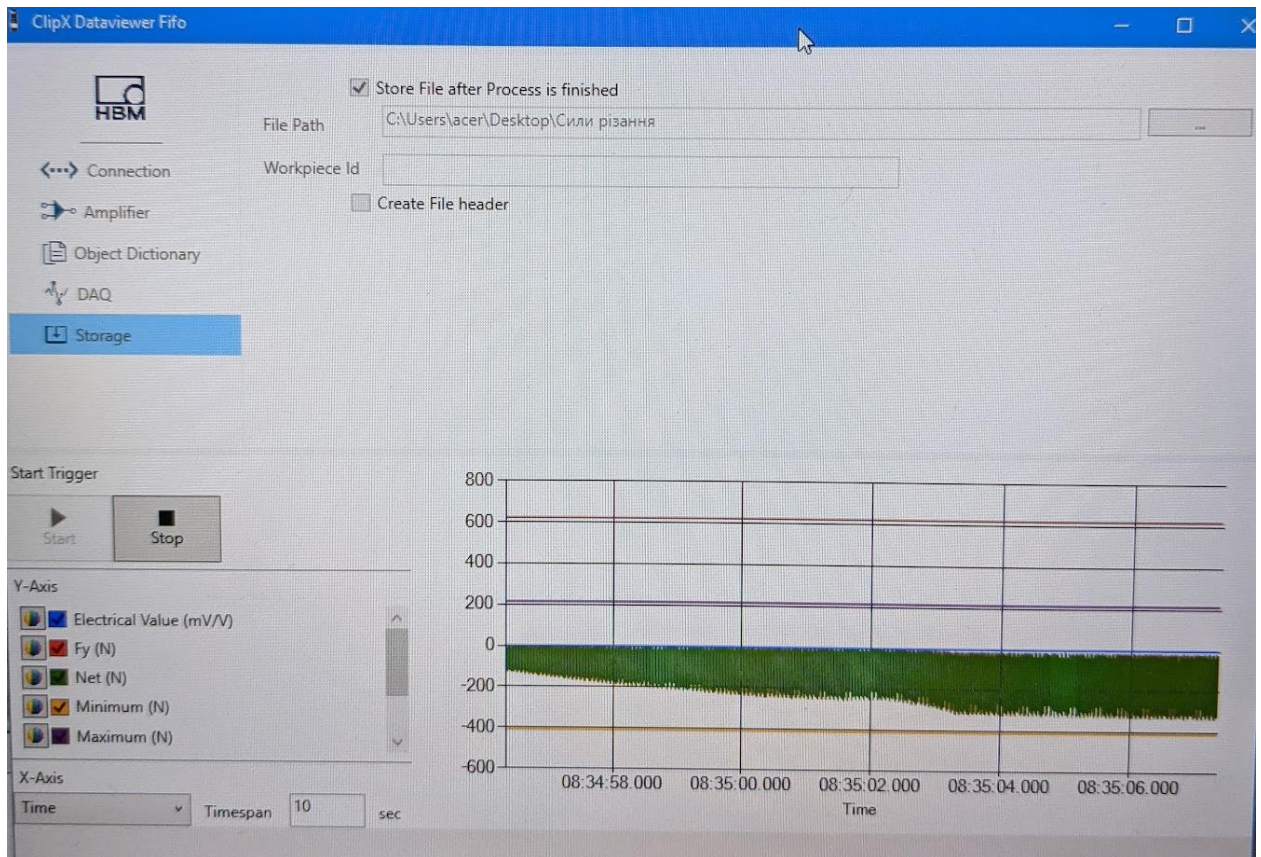


Рисунок 4.6 – Інтерфейс програми для запису сил різання

Для вимірювання пружних переміщень фрези використовується індикатор годинникового типу з ціною поділки 0,001 мм.

4.2.2 Обладнання для вимірювання імпульсної характеристики

Ударний молоток для модальних випробувань розроблений для вимірювання динамічної сили, збудженої ударом молотка по заготовці. Принцип дії молотка складається з перетворення п'єзоелектричним перетворювачем, який встановлений в ударній частині молотка, динамічної сили, яка виникає в момент удару молотка по випробуваній конструкції, в електричний сигнал для подальшого вимірювання, перетворення, оброблення та аналізу. Молоток складається з рукоятки з закріпленою на неї ударної частиною (рис.4.7). Ударна частина складається з бойка з закріпленим на ньому п'єзоелектричним перетворювачем динамічної сили, набору змінних

наконечників різної твердості для реалізації потрібного частотного діапазону ударної дії. На торці рукоятки молотка встановлений електричний роз'єм для кабельного підключення до реєструючої апаратури. Метрологічні та технічні характеристики ударного молотка наведені в таблиці 4.1.



Рисунок 4.7 – Загальний вигляд ударного молотка моделі 086D05

Таблиця 4.1 – Метрологічні та технічні характеристики ударного молотка моделі 086D05

Діапазон вимірювання сили, Н	від 1 до 350
Діапазон показання сили, Н	від 1 до 22240
Діапазон робочих частот, Гц	від 1 до 5000
Номінальний коефіцієнт перетворення, мВ/Н	0,23
Відхилення від номінального коефіцієнта перетворення, %, не більше	±15
Діаметр ударної частини молотка, мм	25
Вага молотка, г	320
Умови експлуатації: Діапазон робочих температур, °C	від -20 до +80

Для фіксації сигналу з молотка для модальних випробувань був використаний цифровий осцилограф Owon XDS3202E (рис.4.10). Даний осцилограф налаштований на фіксацію одиничного імпульсу, і дозволяє зберегти цифровим масивом даних імпульсну характеристику. Після чого дана імпульсна характеристика обробляється на комп'ютері. На рисунку показаний загальний вигляд осцилографа з зафіксованими на його екрані імпульсною характеристикою молотка.

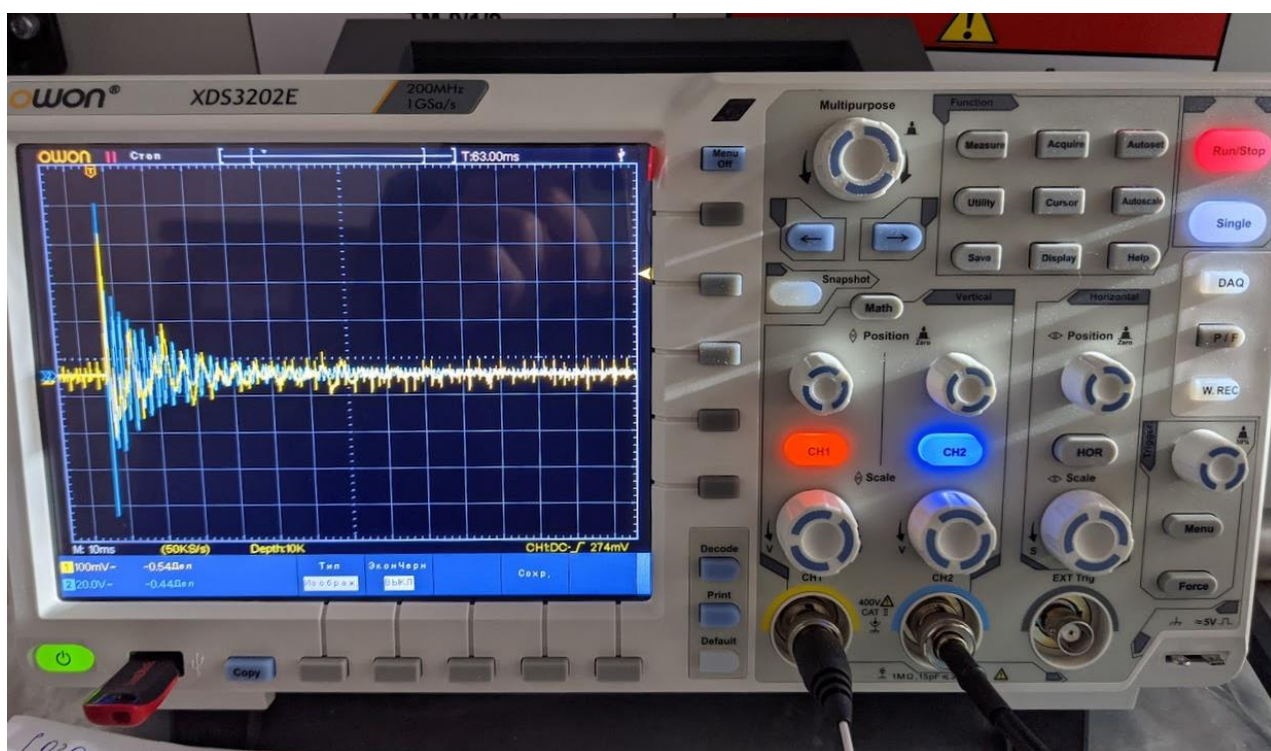


Рисунок 4.10 – Осцилограф Owon XDS3202E

Враховуючи те, що технологи-оператори верстатів з ЧПК не мають спеціальних навиків - використання молотка для модальних випробувань і осцилографа є оптимальним рішенням для знаходження частоти власних коливань.

4.3 Експериментальне визначення динамічних характеристик вертикально-фрезерного верстату мод. 6М13

4.3.1 Експериментальне визначення жорсткості ТОС

На рис.4.11 показана експериментальна установка для ідентифікації динамічних характеристик ТОС вертикально-фрезерного верстату мод. 6М13. Представлена наладка вимірювань жорсткості для виконання операції кінцевого фрезерування заготовки поз.1 фрезою поз.2 ($\varnothing 12\text{мм}$, 4 зуба, кут нахилу спіралі 30°). На стіл фрезерного верстату встановлений динамометр поз.3, на якому закріплена заготовка поз.1. Динамометр під'єднано до підсилювачів поз.4. Сигнали з динамометра фіксуються на персональному комп'ютері поз.5 за допомогою спеціального інтерфейсу.



Рисунок 4.11 - Експериментальне визначення жорсткості ТОС вертикально-фрезерного верстату мод. 6М13

Мета дослідження – визначити жорсткість ТОС в зоні оброблення за напрямом двох осей координат. Для вимірювання жорсткості

використовуються два індикатори годинникового типу з ціною поділки 0.001мм, який вимірює пружний зсув на фрезі. Заготовка підводиться до контакту з фрезою, виставляються нульові значення на індикаторах і на інтерфейсі комп'ютера, переміщенням стола в напрямку координати створюється певне навантаження, величина якого визначається за інтерфейсом комп'ютера і фіксується зсуви показників індикаторів. Загальний зсув δ дорівнює сумі показників двох індикаторів, а жорсткість визначається як відношення: $k_y = F / \delta$, де F – величина сили, що визначається за інтерфейсом комп'ютера.

4.3.2 Експериментальне визначення частоти власних коливань

Для визначення частоти власних коливань системи у її представленні як одномасової з двома степенями свободи були виконані експериментальні дослідження з використанням ударного молотка (Impact Hammer Model 086C03 фірми PCB Piezotronics Inc. USA) який був під'єднаний до запам'ятовуючого осцилографу SDS 1022DL (рис.4.12).

Вихідний кабель молотка під'єднаний до входу осцилографа 2 з функцією фіксації імпульсного сигналу 3, що з'являється на екрані при нанесенні удару по елементам ТОС – в даному випадку удар наносився в напрямку координатної вісі фрези. Сигнал представляє реакцію системи на імпульс і може бути збережений у вигляді файлу Excel.

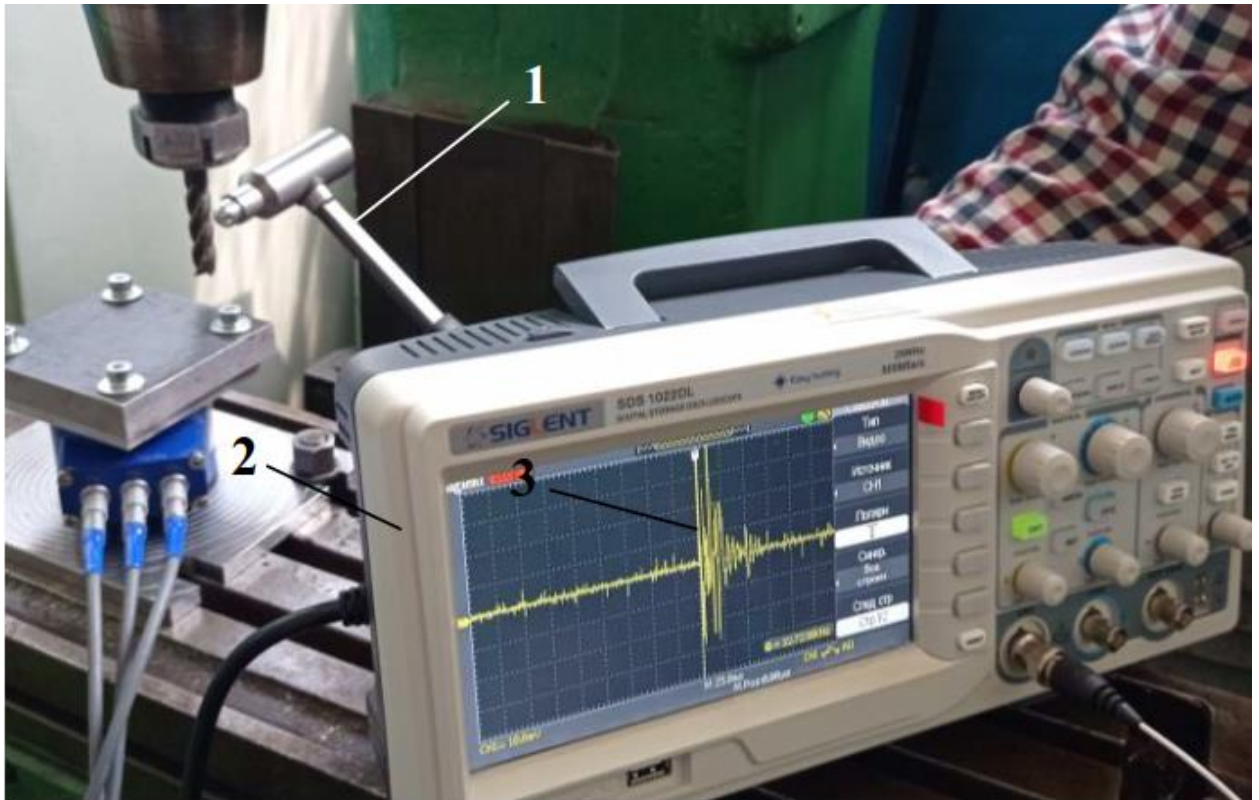


Рисунок 4.12 - Вимірювання імпульсної характеристики

4.4 Експериментальне визначення динамічних характеристик обробляючого центру з ЧПУ XYZ VMC 1010

Визначення жорсткості виконувалось експериментально за схемою вимірювань, зображеної на рис. 3. На стіл фрезерного верстату встановлений динамометр, на якому закріплена заготовка. Мета досліджень – визначити жорсткість ТОС в зоні оброблення за напрямом двох осей координат. Для вимірювань застосовуються індикатор, який вимірює пружний зсув на фрезі. Навантаження ТОС виконується ручним переміщенням столів верстату через енкодер при контакті фрези із заготовкою за поперечною (вісь X) і повздовжньою подачею (вісь Y). Величина сили індексується на екрані комп'ютера до якого під'єднані виходи підсилювачів динамометра.

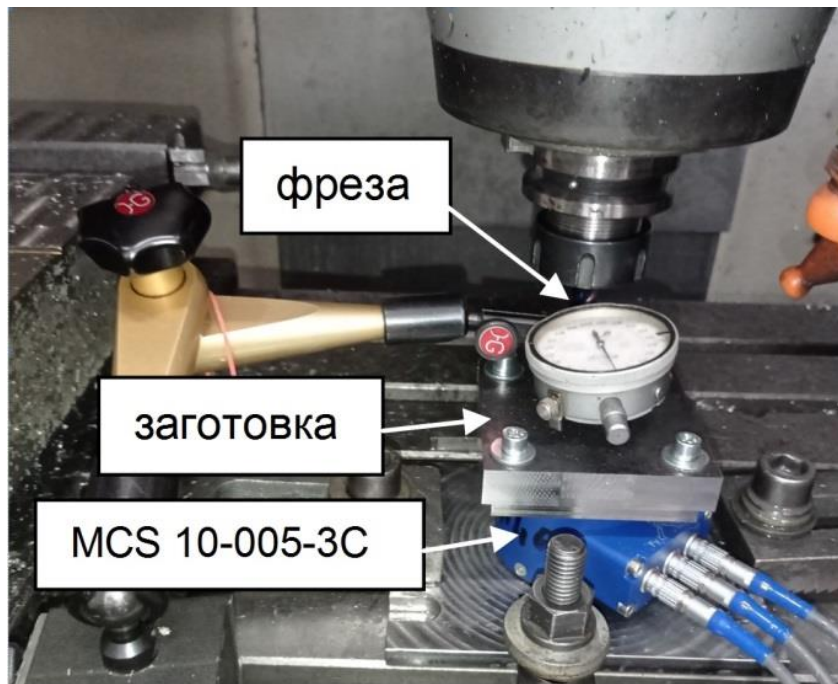


Рисунок 4.13 - Експериментальне визначення жорсткості технологічної обробної системи

Для визначення частоти власних коливань системи у її представленні як одномасової з двома степенями свободи були виконані експериментальні дослідження з використанням ударного молотка (Impact Hammer Model 086C03 фірми PCB Piezotronics Inc. USA) який був під'єднаний до запам'ятовуючого осцилографу SDS 1022DL (рис. 4.14).

Сигнал від ударного молотка представляється на екрані осцилографу і може бути збережений у вигляді цифрового файлу як імпульсна характеристика динамічної обробної системи. За такою характеристикою з використанням спеціальної програми, яка через швидке перетворення Фур'є (Fast Fourier Transform – FFT) була розрахована амплітудно-частотна характеристика ТОС (рис. 4.15).

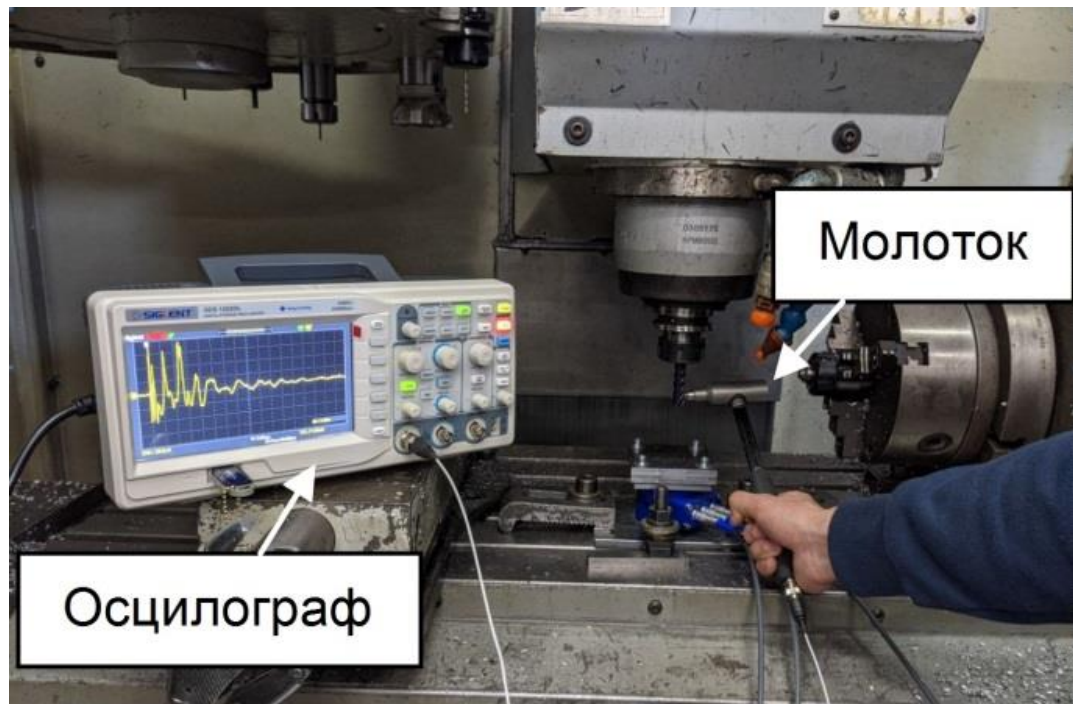


Рисунок 4.14 - Експериментальне визначення частотних характеристик технологічної обробної системи

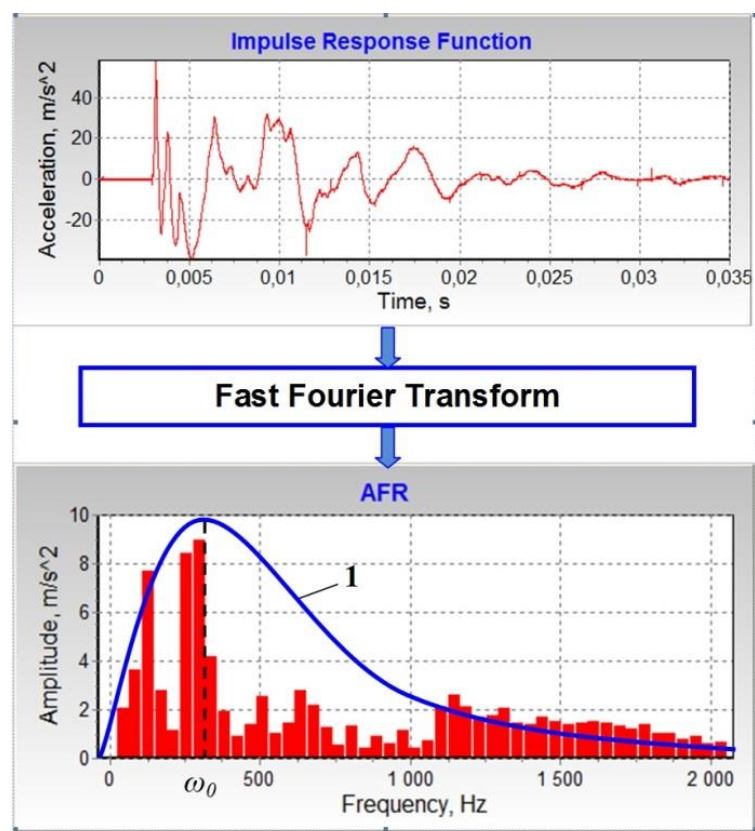


Рисунок 4.15. Схема перетворення імпульсної характеристики в амплітудно-частотну характеристику

За такою характеристикою при первинному представленні динамічної системи як одномасової можна апроксимувати експериментально отриману характеристику спектру класичною характеристикою коливальної ланки з частотою ω_0 власних коливань (лінія 1 на рис.4.10). Такі експерименти виконувались для кожного напрямку координатних осей. В результаті виконаних експериментальних досліджень була ідентифікована динамічна обробна система (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 – Динамічні параметри обробляючого центру з ЧПУ XYZ VMC 1010

Частота власних коливань по осі X, Гц	$(\omega_0)_x$	260
Частота власних коливань по осі Y, Гц	$(\omega_0)_y$	280
Коефіцієнт затухання коливань	$\xi_x = \xi_y$	0,05
Жорсткість по осі X, Н/мм	k_x	2250
Жорсткість по осі Y, Н/мм	k_y	2320

ВИСНОВКИ

1. Проведений огляд апаратних засобів які використовуються для визначення динамічних характеристик ТОС. А саме, визначення жорсткості та частотної характеристики.
2. Створена вимірювальна система для фіксації силових характеристик ТОС, описані основні параметри та схеми підключення. Система складається з підсилювачів, багатокомпонентного динамометра,

спеціального програмного засобу який дозволяє фіксувати силові характеристики.

3. Для знаходження частотної характеристики був вибраний молоток для модальних випробувань моделі 086D05, а для фіксації – цифровий осцилограф.
4. Запропоновані та апробовані на практиці схеми наладки для вимірювання жорсткості та знаходження частоти власних коливань ТОС. Вони дозволяють швидко визначити динамічні параметри конкретної оброблюваної системи на підприємстві, що дозволяє технологу-оператору верстату автоматично побудувати діаграму сталості саме для його варіанту оброблення.
5. Експериментальним методом знайдені динамічні параметри вертикально-фрезерного верстату мод. 6M13, обробляючого центру з ЧПУ XYZ VMC 1010.
6. Для підтвердження отриманих результатів потрібно провести натурний експеримент з фрезеруванням зразків, та наступним їх аналізом.

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ ТА ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Побудова пелюсткової діаграми сталості для ТОС обробляючого центру XYZ VMC 1010. Вибір режимів різання.

Для побудови діаграми сталості для ТОС обробляючого центру XYZ VMC 1010 потрібно в програмі ввести динамічні характеристики, які були отримані в минулому розділі (таблиця 4.2), глибину та ширину різання, та параметри інструменту. В якості заготовки використовувалася пластина з Сталі 45 (рис.5.1).

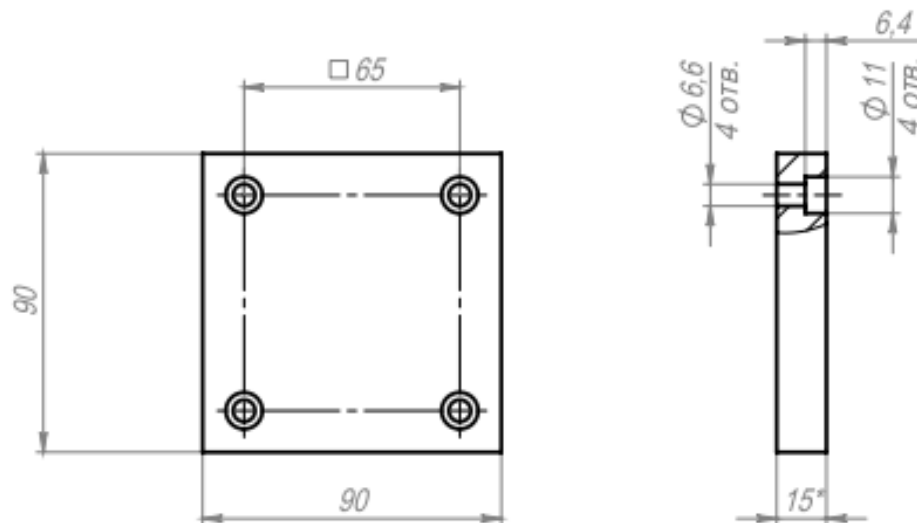


Рисунок 5.1 – Експериментальна заготовка

Заготовка була закріплена за схемою, яка повністю відповідає експериментальним дослідженням для визначення динамічних характеристик ТОС (рис.5.2). Фрезерування виконувалось фрезою ВК10, Ø12 мм, чотири зуби, нахил спіралі зуба 45° за управляючою програмою на кожній стороні заготовки. Ширина різання 12мм, глибина 5,8мм.

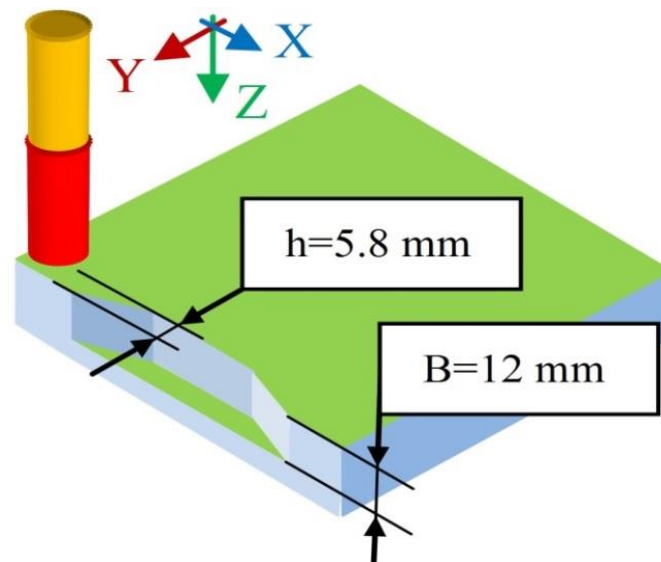


Рисунок 5.2 - Схема проєктування управляючої програми оброблення

Після введення всіх необхідних даних в програму, була побудована діаграма сталості ТОС (рис.5.3).

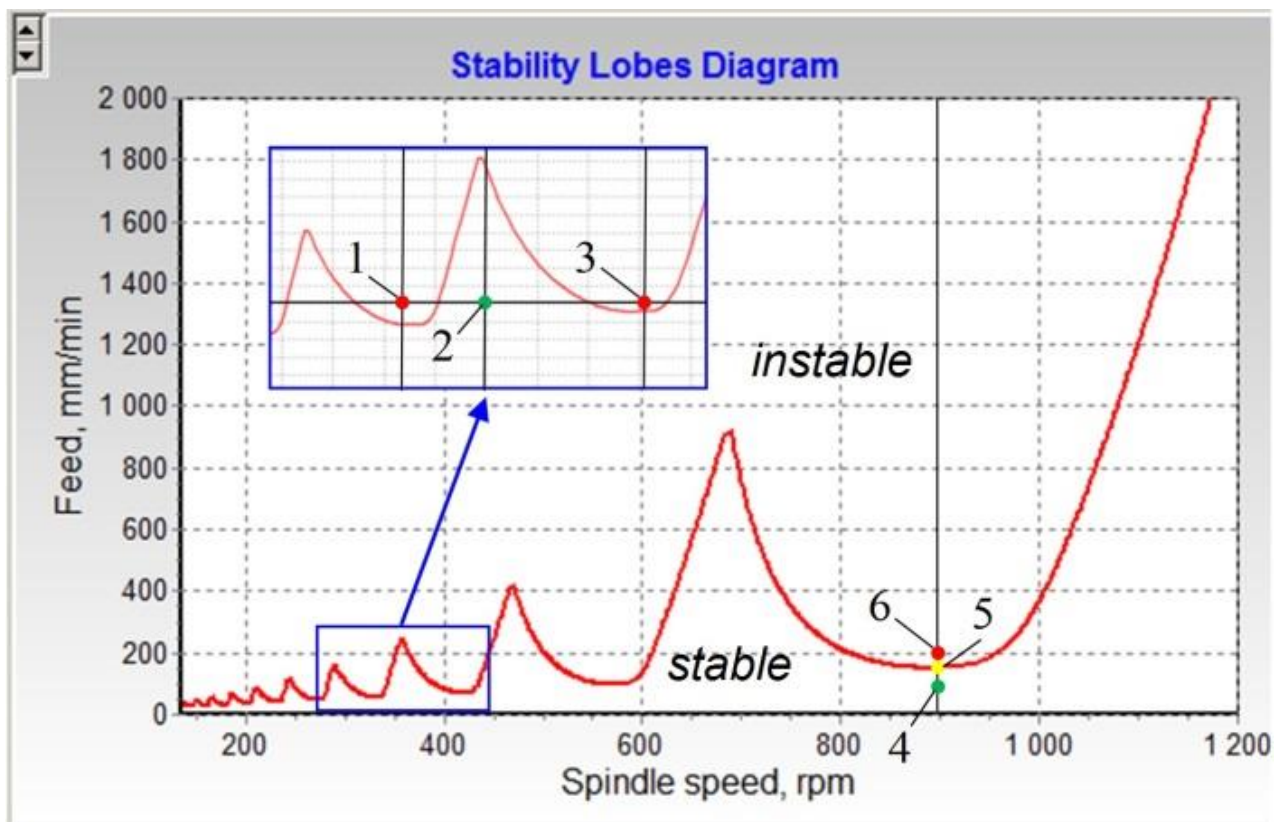


Рисунок 5.3 - Діаграма сталості технологічної обробної системи для верстату XYZ VMC 1010

Для проведення натурного експерименту з фрезеруванням на верстаті були вибрані 6 режимів різання (таблиця 5.1), які включають в себе область з низькою та високою швидкістю обертання шпинделя.

Таблиця 5.1 – Експериментальні режими різання

	1	2	3	4	5	6
Подача, мм/хв	75	75	75	100	150	200
Швидкість обертання шпинделя, об/хв	335	365	420	900	900	900
Глибина різання, мм	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6

Відповідно, режими різання 1,2,3 мають однакову подачу, змінюється швидкість обертання шпинделя. Режими різання 4,5,6 мають однакову швидкість обертання шпинделя, подача змінюється. В сталу зону оброблення на діаграмі сталості попадають режими 2 та 4. Режими різання 1, 3 та 6 попадають в несталу зону оброблення. Режим різання 5 попадає на межу сталості – можлива втрата сталості (рис.5.1).

5.2 Моделювання процесу фрезерування

Наведені результати моделювання для вибраних режимів різання ТОС для верстату XYZ VMC 1010. Режим різання №1 попадає в несталу зону на діаграмі сталості, відповідно на віртуальному осцилографі його пружні переміщення по координатам X,Y з часом зростають (рис.5.4), що свідчить про збільшення амплітуди.

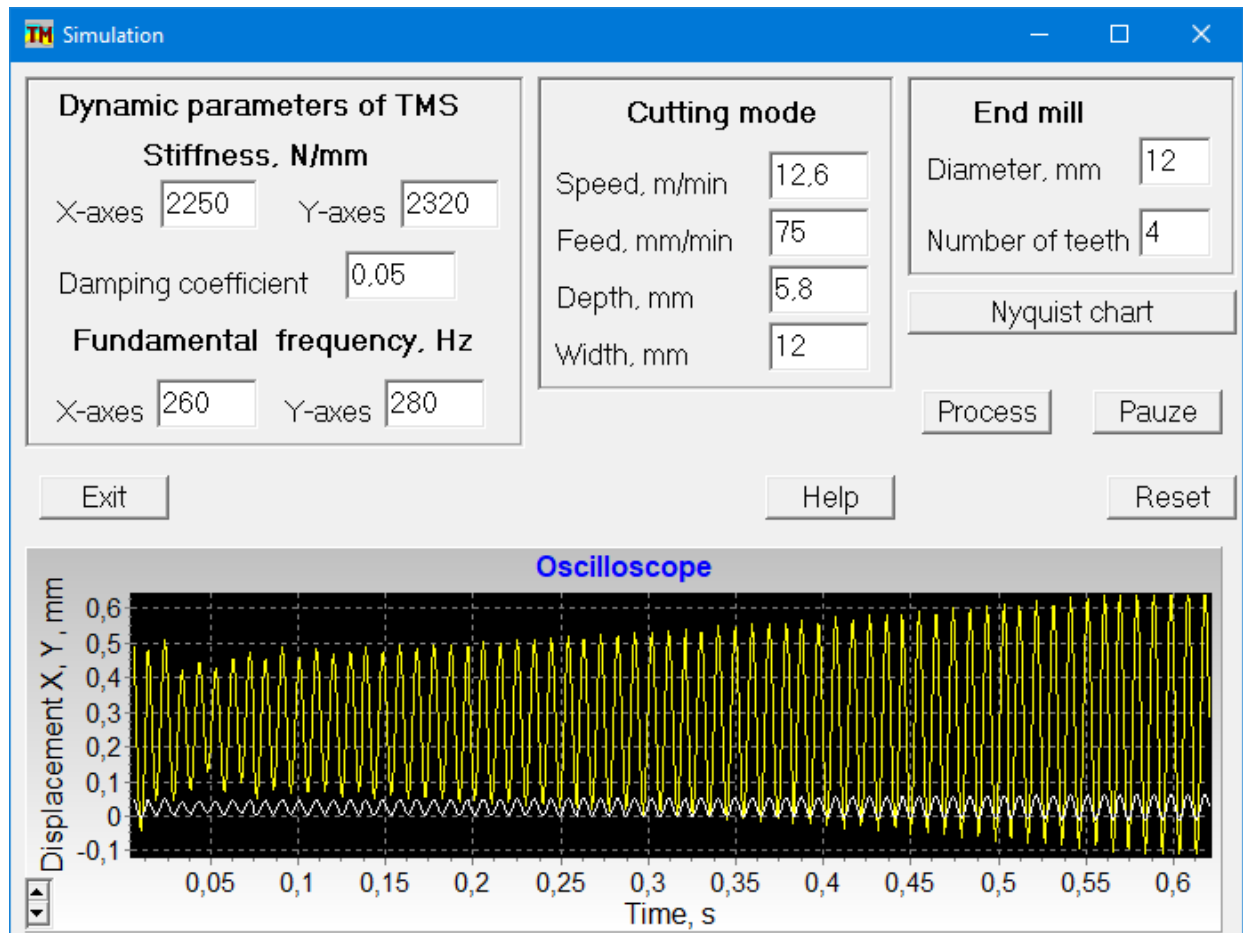


Рисунок 5.5 – Результати моделювання при подачі 75мм/хв та швидкості обертання шпинделя 335об/хв.

Режим різання №2 попадає в сталу зону на діаграмі сталості, що підтверджують результати моделювання в часовому просторі (рис.5.6). Пружні переміщення в момент початку процесу різання імпульсно зростають, але через 0,2с стабілізуються та зводяться до одного значення, що говорить про стабільність процесу.

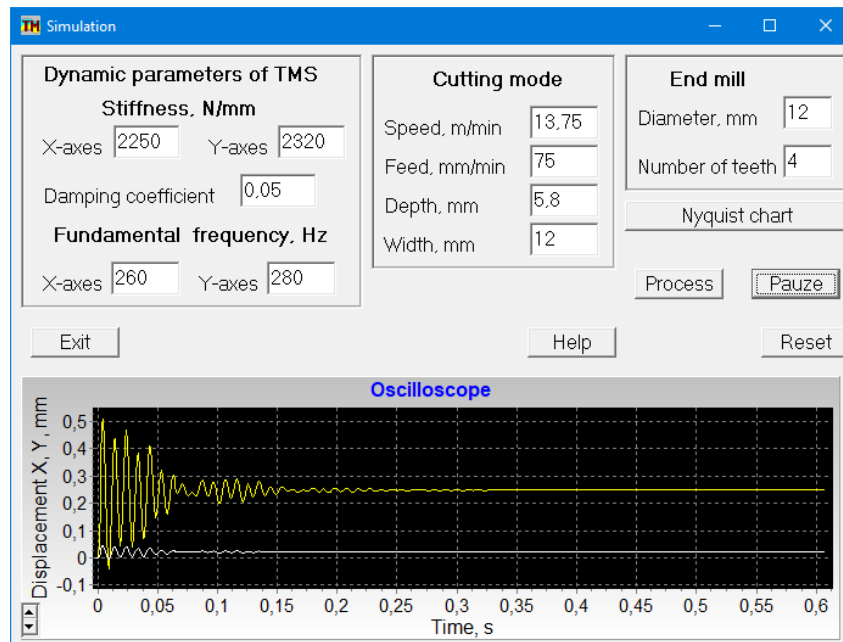


Рисунок 5.6 – Результати моделювання при подачі 75мм/хв та швидкості обертання шпинделя 365об/хв.

Режим різання №3 попадає в несталу зону на діаграмі сталості, результати моделювання в часовому просторі показують, що пружні переміщення більші ніж при попередньому моделюванні з режимом різання №2, та з часом повільно зростають (рис.5.7.).

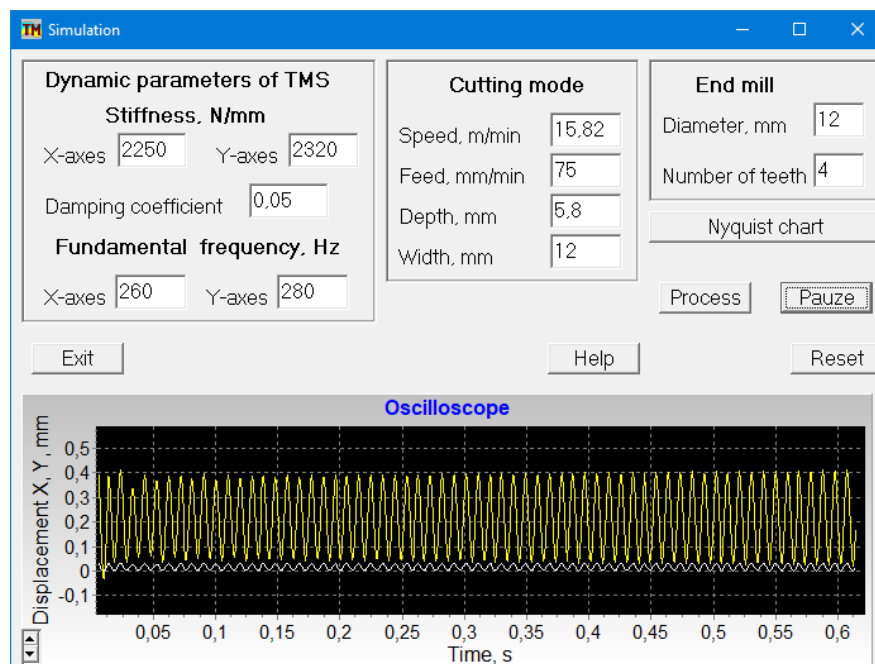


Рисунок 5.7 – Результати моделювання при подачі 75мм/хв та швидкості обертання шпинделя 420об/хв.

Також моделювання в частотному просторі впевнено доводить ефективність нового критерію сталості Найквіста (рис.5.8), тому що для режимів різання 1 та 3 діаграма Найквіста на комплексній площині охоплює точку $+1$, а це значить що система є несталою. Діаграма Найквіста яка відповідає за режими різання точки 2 на SLD не охоплює точку $+1$, це означає що система є сталою.

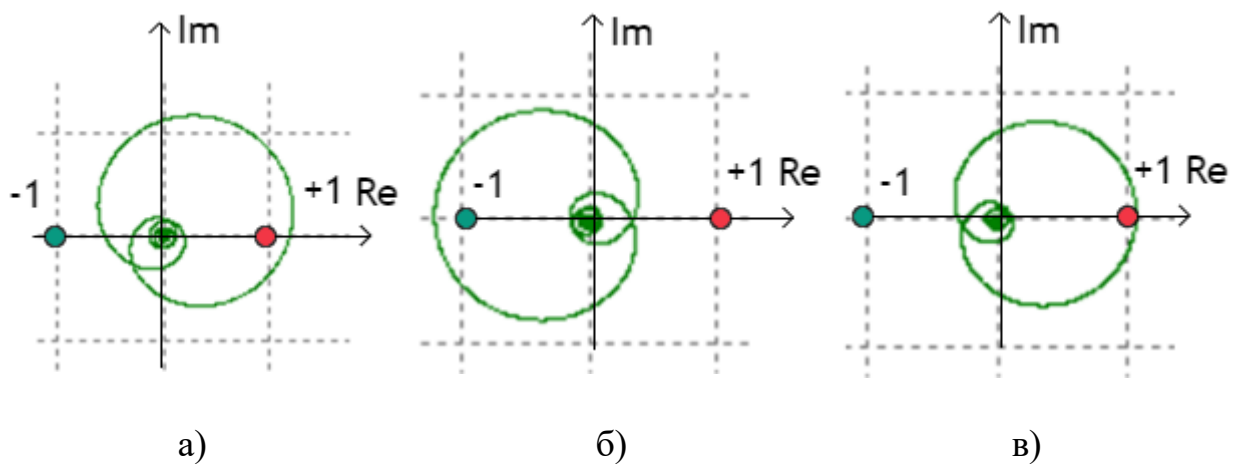


Рисунок 5.8 – Моделювання в частотному просторі (новий критерій сталості Найквіста) для режимів різання при подачі 75 мм/хв: а – швидкість шпинделя фрези 335 об/хв; б – швидкість шпинделя фрези 365 об/хв; в – швидкість шпинделя фрези 420 об/хв

Далі наведені результати моделювання для режимів різання зі сталюю швидкістю обертання шпинделя, а саме 900 об/хв. Результати моделювання при подачі 100мм/хв показують, що процес є сталим, амплітуда з часом стабілізується до одного значення (рис.5.9).

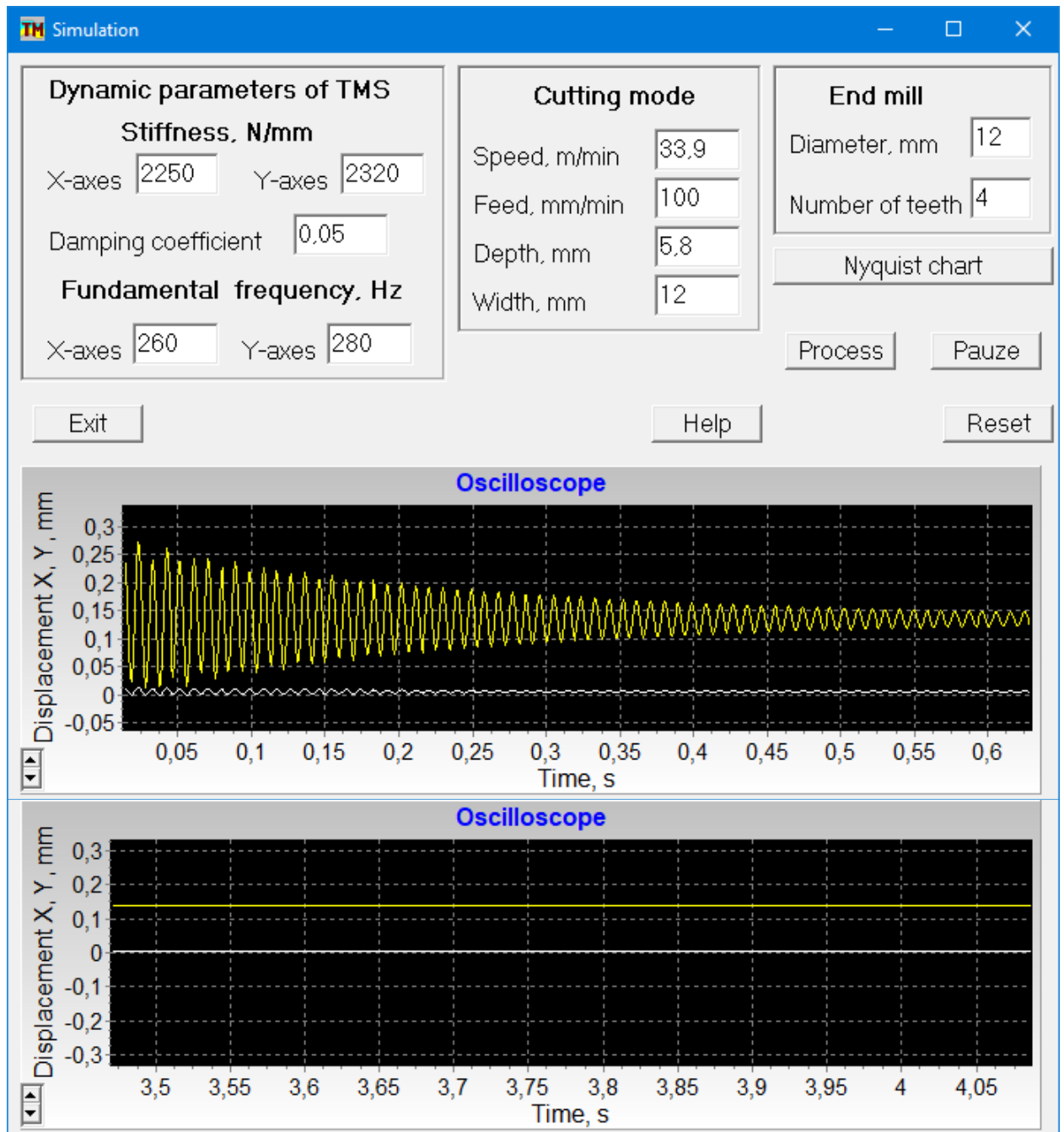


Рисунок 5.9 – Результати моделювання при подачі 100мм/хв та швидкості обертання шпинделя 900об/хв при початку різання, та через 3,5 секунди.

Режим різання №5 має подачу 150 мм/хв, та попадає на межу сталості на SLD. Можлива втрата сталості. Моделювання процесу показало, що амплітуда коливань поступово зменшується (рис.5.10).

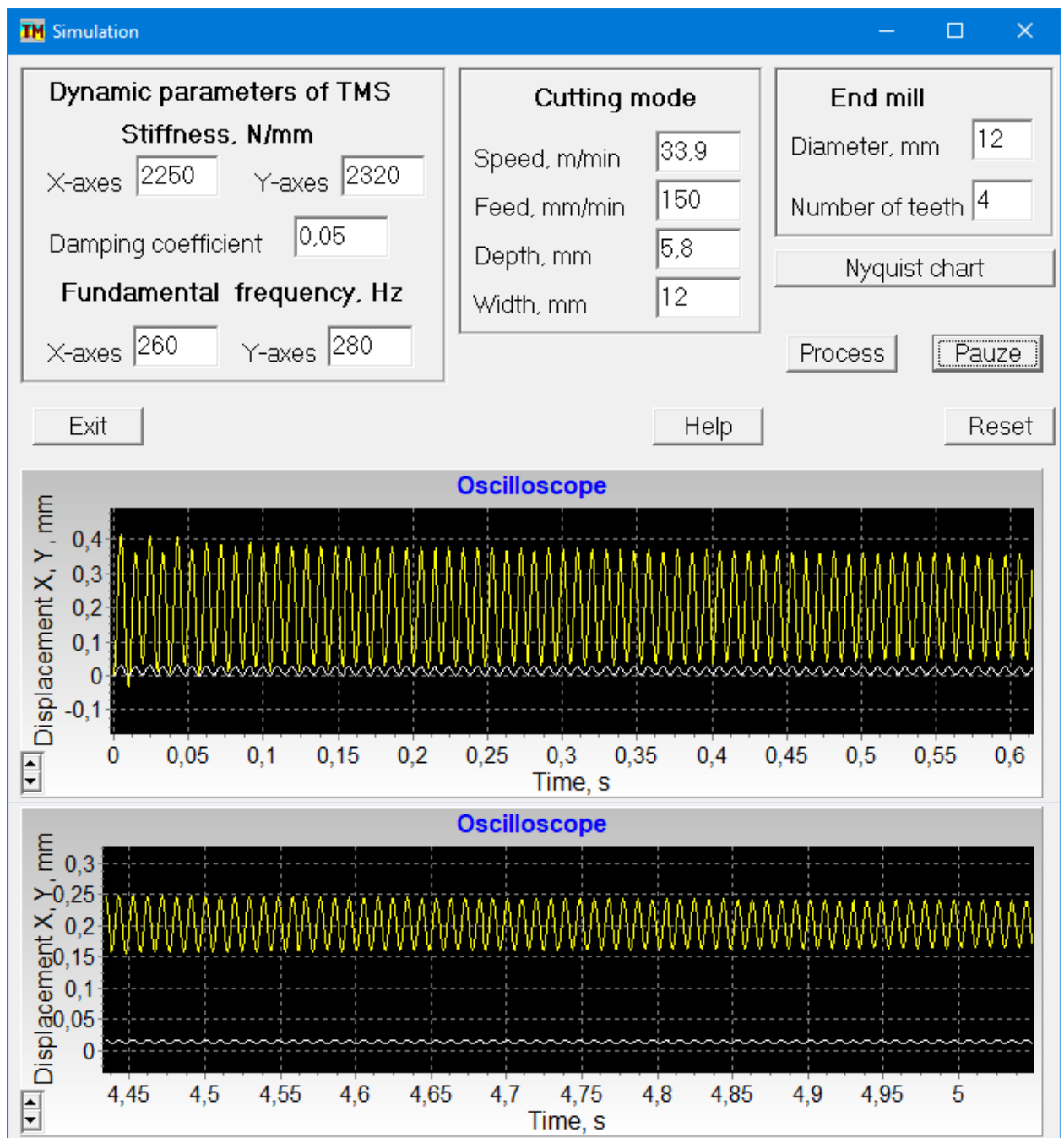


Рисунок 5.10 – Результати моделювання при подачі 150мм/хв та швидкості обертання шпинделя 900об/хв при початку різання, та через 4,45 секунди.

Режим різання №6 має подачу 200 мм/хв та попадає в несталу зону на SLD. По результатам моделювання видно, що пружні переміщення суттєво зростають, що може призвести до втрати сталості (рис.5.11)

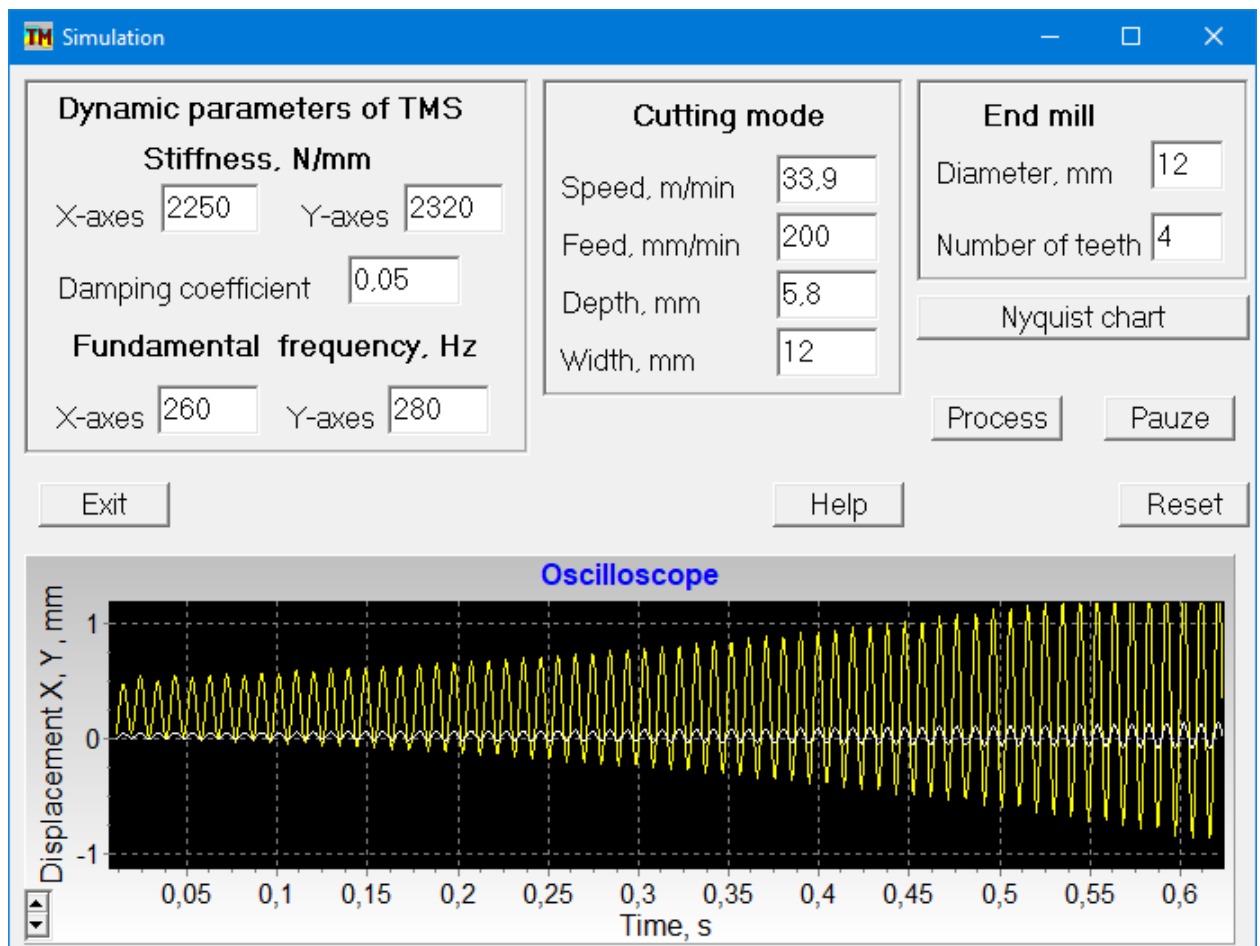


Рисунок 5.11– Результати моделювання при подачі 200мм/хв та швидкості обертання шпинделя 900об/хв.

Також моделювання в частотному просторі впевнено доводить ефективність нового критерію сталості Найквіста (рис.5.12), тому що для режиму різання 4 діаграма Найквіста на комплексній площині не охоплює точку +1, а це значить що система є сталою. Діаграма Найквіста яка відповідає за режим різання точки 6 на SLD охоплює точку +1, це означає що система є несталою. Режим різання 5 попадає на межу сталості, використовувати такий режим різання не рекомендується.

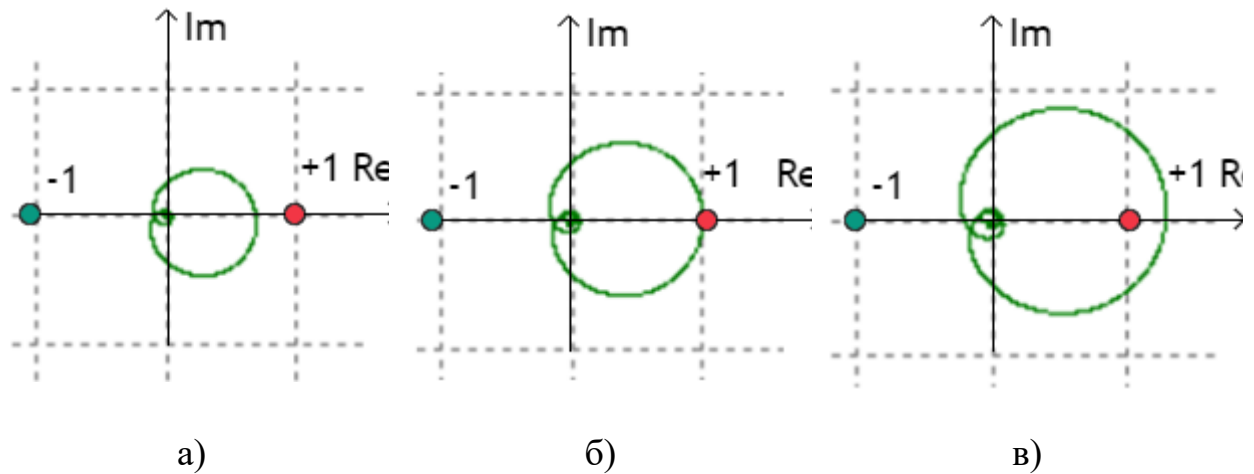


Рисунок 5.12 – Моделювання в частотному просторі (новий критерій сталості Найквіста) для режимів різання при швидкості шпинделя фрези 900об/хв: а – подача 100 мм/хв; б – подача 150 мм/хв; в – подача 200 мм/хв

5.3 Аналіз експериментальних результатів

Після фрезерування заготовок з режимами різання, що відповідають точкам 1, 2, 3, 4, 5 і 6 на діаграмі сталості (рис.5.3) оброблені поверхні були скановані на цифровому профілографі-профілометрі. Порівняння результатів довело, що шорсткості поверхонь, оброблених на режимах, які відповідають точкам 1, 2 і 3 на діаграмі сталості не дають можливості зробити однозначні висновки щодо сталості процесу. Проте моделювання таких режимів показує суттєві відмінності: пружні деформації за осями координат свідчать про сталість процесу з режимом точки 2, режими в точках 1 і 3 приводять до поступового збільшення амплітуди коливань. Вивчення рельєфу поверхонь, оброблених при режимах, що відповідають точкам 4, 5 і 6 на діаграмі сталості довело їх суттєву відмінність (рис.5.13).

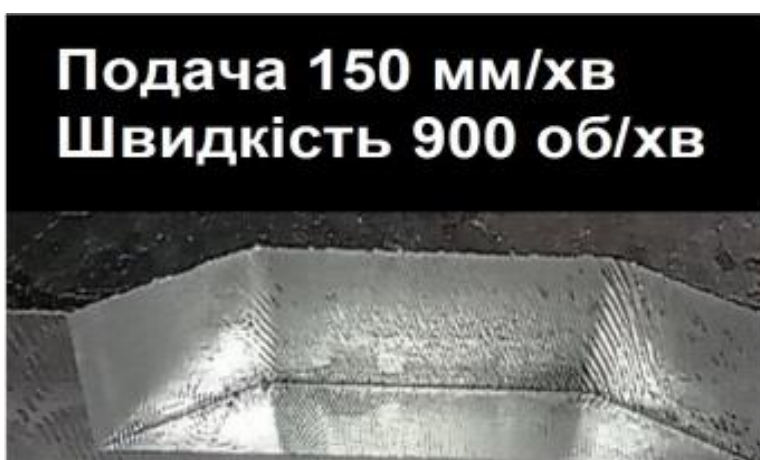
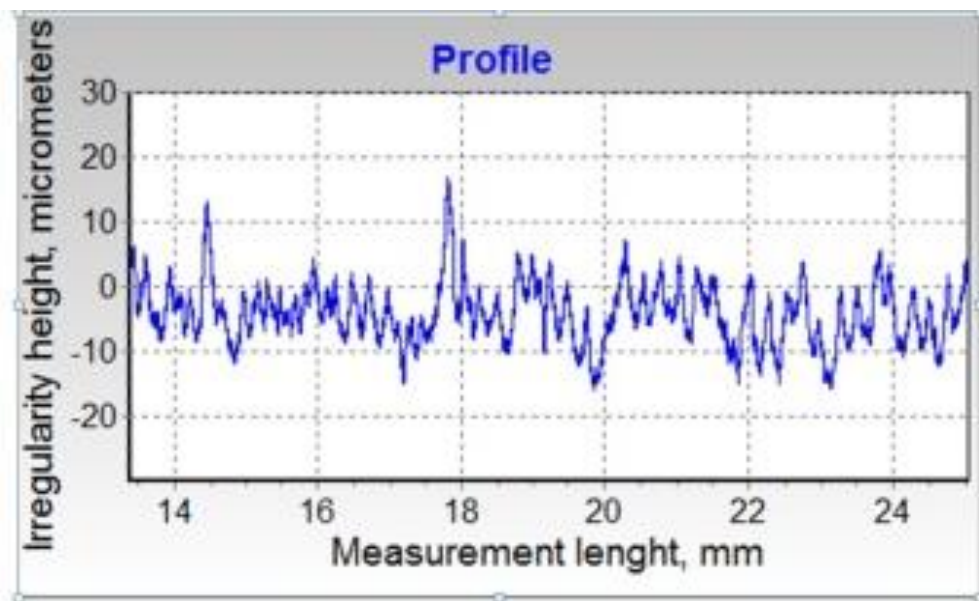
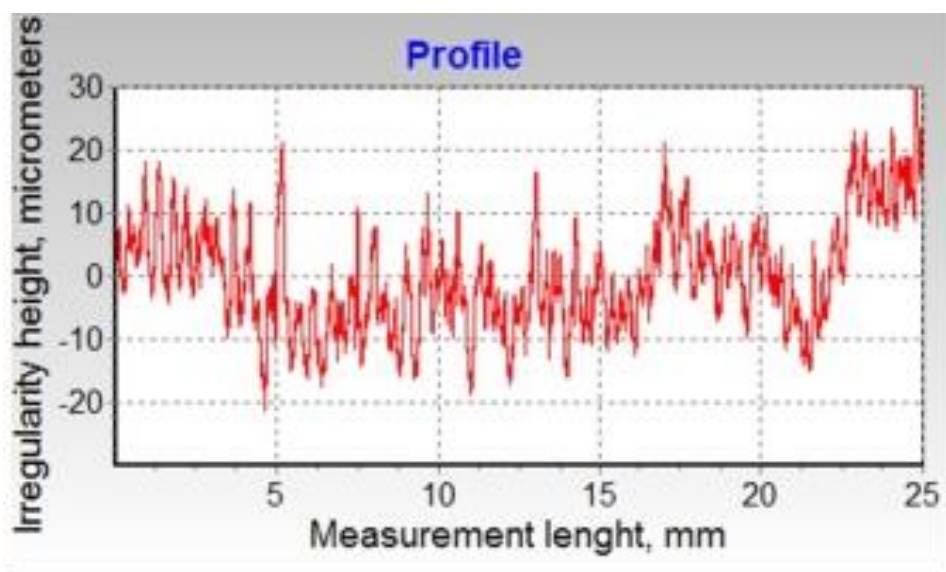
*а**б**в*

Рисунок 5.13 - Оброблені поверхні *а*- подача 100мм/хв; *б*- подача 150мм/хв; *в*- подача 200мм/хв.

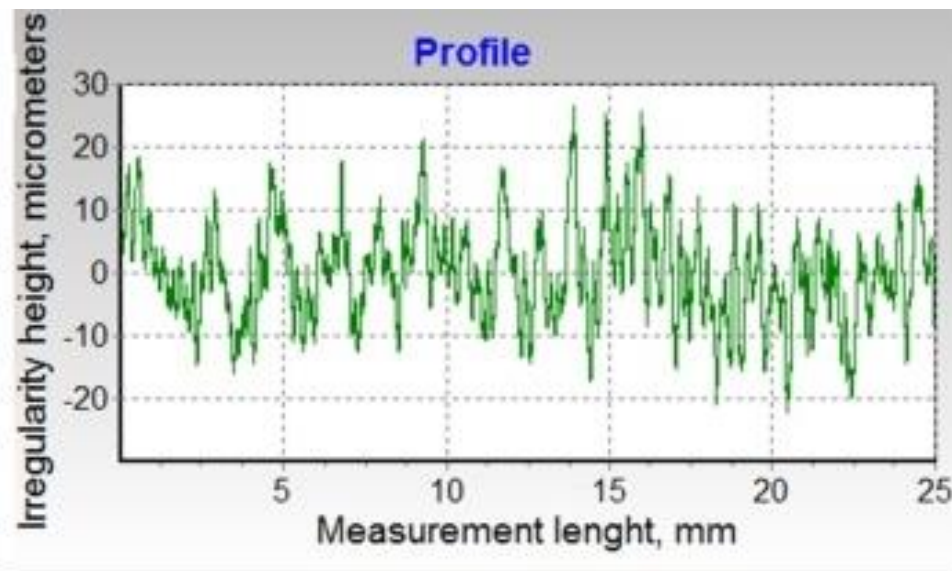
Наведені отримані профілограми оброблених поверхонь. Вісь Х - довжина вимірювання, мм, вісь Y – висота нерівності в мікрометрах (рис.5.14). Шорсткості оброблених поверхонь відрізняються за параметром Ra що змінюється: Ra 2,75 мкм для режиму 4; Ra 3,38 мкм для режиму 5 і Ra 5,43 мкм для режиму 6. Крім того, форма їх рельєфу свідчить про виникнення суттєвих коливань ТОС при переході в режим несталого різання у відповідності до спроектованої діаграми (рис.5.3).



a



б



в

Рисунок 5.14 - Профілограми оброблених поверхнь: *а*- подача 100мм/хв; *б*- подача 150мм/хв; *в*- подача 200мм/хв.

Аналіз поверхонь, оброблених при більш низьких швидкостях різання не виявив значних змін шорсткості та характеру рельєфу. Такі результати свідчать про збільшення впливу на сталість процесу від призначення режиму різання за діаграмою при переході в область більш високих швидкостей різання.

ВИСНОВКИ

1. Побудована діаграма сталості для вертикального обробляючого центру з ЧПУ XYZ VMC 1010 за його динамічними характеристиками, які були отримані експериментальним шляхом.
2. Відповідно до діаграми сталості вибрані шість режимів різання. Перші три режими мають однакову подачу, а швидкість обертання шпинделя змінювалася. Інші три режими мають однакову швидкість обертання шпинделя, змінювалася подача.

3. Для кожного режиму різання проведено моделювання як в часовому так і в частотному просторі. Моделювання довело дієвість отриманої діаграми сталості. Наведені осцилограми та діаграми Найквіста результатів моделювання.
4. Проведено фрезерування заготовок на вибраних режимах різання. Фрезерування виконувалось фрезою ВК10, Ø12 мм, чотири зуби, нахил спіралі зуба 45° за управляючою програмою на кожній стороні заготовки. Ширина різання 12мм, глибина 5,8мм.
5. Для порівняння отриманих результатів обробленні поверхні були скановані на цифровому профілографі – профілометрі. Порівняння результатів довело, що шорсткості поверхонь, оброблених на режимах різання які попадають в зону більш низьких швидкостей різання на діаграмі сталості не мають значних змін шорсткості та характеру рельєфу. Проте моделювання таких режимів показує суттєві відмінності: пружні деформації за осями координат свідчать про сталість процесу з режимом точки 2, режими в точках 1 і 3 приводять до поступового збільшення амплітуди коливань.
6. Результати порівняння шорсткості отриманих поверхонь на режимах різання, які мають більшу швидкість обертання шпинделя довело їх суттєві відмінності. Поверхня оброблена на режимах різання який попадає в сталу зону оброблення має шорсткість $Ra\ 2,75\ \mu\text{м}$, а поверхні які попадають в несталу зону мають шорсткість $Ra\ 3,38\ \mu\text{м}$ і $Ra\ 5,43\ \mu\text{м}$.
7. Такі результати свідчать про збільшення впливу на сталість процесу від призначення режиму різання за діаграмою при переході в область більш високих швидкостей різання.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі розроблено методикау і програмні засоби визначення діаграми сталості при оброблені кінцевими фрезами, що забезпечить можливість оперативного призначення «безвібраційного» режиму різання.

В дисертаційній роботі отримані такі результати:

1. Розроблена математична модель процесу кінцевого фрезерування 4-го порядку, що враховує замкненість пружної динамічної системи у вигляді одномасової з двома степенями свободи і додатково замкненої через позитивний зворотний зв'язок за двома координатами через функцію запізнення.
2. Створена прикладна програма, яка моделює процес фрезерування кінцевими фрезами у часовому та частотному просторі. Також вона автоматично будує пелюсткову діаграму сталості. Програма враховує частоту власних коливань по кожній осі, коефіцієнт затухання коливань, жорсткість по осям, ширину та глибину різання, діаметр фрези та кількість зубів, також параметри заготовки у вигляді коефіцієнтів різання. Пошук границі сталості виконується за новим критерієм сталості Найквіста, який був застосований раніше для токарного оброблення та адаптований для процесу фрезерування кінцевими фрезами. Розроблений алгоритм автоматичної побудови SLD.
3. Проведено моделювання процесу фрезерування в часовому та частотному просторі у створеній програмі.
4. Моделювання підтвердило дієвість нового критерію сталості Найквіста, та показало ефективність від використання пелюсткової діаграми сталості для вибору «безвібраційних» режимів різання. Зміна частоти обертання шпинделю всього на 15-20об/хв в сторону сталої зони на SLD робила процес різання сталим.

5. Створена вимірювальна система для фіксації силових характеристик ТОС, описані основні параметри та схеми підключення. Система складається з підсилювачів, багатокомпонентного динамометра, спеціального програмного засобу який дозволяє фіксувати силові характеристики.
6. Запропоновані та апробовані на практиці схеми наладки для вимірювання жорсткості та знаходження частоти власних коливань ТОС. Вони дозволяють швидко визначити динамічні параметри конкретної оброблюваної системи на підприємстві, що дозволяє технологу-оператору верстату автоматично побудувати діаграму сталості саме для його варіанту оброблення.
7. Експериментальним методом знайдені динамічні параметри вертикально-фрезерного верстату мод. 6M13, обробляючого центру з ЧПУ XYZ VMC 1010. Побудована діаграма сталості для вертикального обробляючого центру з ЧПУ XYZ VMC 1010 за його динамічними характеристиками, які були отримані експериментальним шляхом.
8. Проведено фрезерування заготовок на вибраних режимах різання. Для порівняння отриманих результатів обробленні поверхні були скановані на цифровому профілографі – профілометрі.
9. Результати порівняння шорсткості отриманих поверхонь на режимах різання, які мають більшу швидкість обертання шпинделя довело їх суттєві відмінності. Поверхня оброблена на режимах різання який попадає в сталу зону оброблення має шорсткість $Ra\ 2,75\ \mu\text{м}$, а поверхні які попадають в несталу зону мають шорсткість $Ra\ 3,38\ \mu\text{м}$ і $Ra\ 5,43\ \mu\text{м}$.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Y. Altintas, E. Budak, "Analytical prediction of stability lobes in milling", CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1995.
2. S.A. Tobias, W. Fishwick, "Theory of regenerative machine tool chatter", The Engineer, 1958, 258.
3. Ю. Алтинтас, "Автоматизация производства, механика резки металла, Вибрации станков и проектирование ЧПУ", Издательство Кембриджского университета, США, 2000.
4. Y. Altintas, M. Weck, "Chatter stability of metal cutting and grinding", CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2004, 53(2), 619-642.
5. M. Wiercigroch, E. Budak, "Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting", Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2001, 359(1781), 663-693.
6. R.P.H. Faassen, "Chatter prediction and control for high-speed milling: modelling and experiments", PhD thesis, Eindhoven University of Technology, Eindhoven, the Netherlands, 2007.
7. J. Tlustý, M. Poláček, "The stability of machine tools against self-excited vibrations in machining", International Research in Production Engineering, 1963, 465-474.
8. I. Minis, R. Yanushevsky, A. Tembo, R. Hocken, "Analysis of linear and nonlinear chatter in milling", CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1990, 39(1), 459-462.
9. Li Zhongqun^{a,b,*}, Liu Qiang^a. Solution and Analysis of Chatter Stability for End Milling in the Time-domain. School of Mechanical Engineering and Automation, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing

100083, China; School of Metallurgy, Hunan University of Technology, Zhuzhou 412000, China. Received 1 September 2007; accepted 15 February 2008.

10. Ramin Rahnema, Mozhdeh Sajjadi, Simon S. Park*. Chatter suppression in micro end milling with process damping. Micro Engineering Dynamics Automation Laboratory (MEDAL), Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of Calgary, Calgary, AB, Canada T2N 1N4.
11. F.J. Campa n, L.N. Lopez de Lacalle, A. Celaya. Chatter avoidance in the milling of thin floors with bull-nose end mills: Model and stability diagrams. Faculty of Engineering of Bilbao, University of the Basque Country UPV/EHU, Department of Mechanical Engineering, c/Alameda Urquijo s/n, 48013 Bilbao, Spain.
12. Insperger, T., & Ste'pa'n, G. (2004). Updated semi-discretization method for periodic delay-differential equations with discrete delay. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 61(1), 117–141.
13. Insperger, T., & Ste'pa'n, G. (2002). Semi-discretization method for delayed systems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 55(5), 503–518.
14. Mann, B. P., Young, K. A., Schmitz, T. L., & Dilley, D. N. (2005). Simultaneous Stability and Surface Location Error Predictions in Milling. *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*, 127(2005), 446–453.
15. Gagnol, V., Bouzgarrou, B. C., Ray, P., Barra, C. (Eds.). (2007). Methodology for optimal choice of the HSM spindle range. In: *Proceedings of the Sixth International Conference on High-Speed Machining*, 21–22 March 2007, San Sebastia'n, Spain.

16. Brecher, C., Esser, M., Paepgenmüller, F. (Eds.). (2006). Motor spindles for HPC. In: Proceedings on Testing and Chatter Simulation, 12–13 June 2006, Vancouver, British Columbia, Canada.
17. Brecher, C., Esser, M. (Eds.). (2006). Process stability in high-speed machining: test and simulation of motor spindle systems. In: Proceedings of the Fifth International Conference on High-Speed Machining, 14–16 March 2006, Metz, France.
18. M. Bek, K. Bepexep, Werkzeugmaschinen 5: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität, Springer, Berlin, 2006.
19. R.S. Hahn. Design of lanchester damper for eliminattion of metal-cutting chat- ter. Transactions of the ASME, 73:331–335, 1951.
20. K. Engelborghs, T. Luzyanina, and G. Samaey. DDE-BIFTOOL v. 2.00: A MATLAB package for bifurcation analysis of delay differential equations. TW Report 330, Department of Computer Science, Katholieke Universiteit Leuven, Belgium, 2001.
21. S.E. Semercigil and L.A. Chen. Preliminary computations for chatter control in end milling. Journal of Sound and Vibration, 249(3):622–633, 2002.
22. A. Rashid and C.M. Nicolescu. Design and implementation of tuned viscoelastic dampers for vibration control in milling. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 48(9):1036–1053, 2008.
23. M. Wang, T. Zan, Y. Yang, and R. Fei. Design and implementation of nonlinear tmd for chatter suppression: An application in turning processes. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 50(5):474–479, 2010.
24. P.M. Young, M.P. Newlin, and J.C. Doyle. Practical computation of the mixed μ problem. In Proceedings of the American Control Conference, volume 3, pages 2190–2194, Chicago, IL, USA, 1992.

- 25.E.C. Lee, C.Y. Nian, and Y.S. Tarng. Design of a dynamic vibration absorber against vibrations in turning operations. *Journal of Materials Processing Technology*, 108:278–285, 2001.
- 26.K.J. Liu and K.E. Rouch. Optimal passive vibration control of cutting process stability in milling. *Journal of Materials Processing Technology*, 28(1-2):285–294, 1991.
- 27.J. Saffury and E. Altus. Optimized chatter resistance of viscoelastic turning bars. *Journal of Sound and Vibration*, 324(1-2):26–39, 2009.
- 28.Sims, N.D. (2007). Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology. *Journal of Sound and Vibration*, 301(3-5), 592-607.
- 29.Tarng, Y.S., Kao, J.Y., & Lee, E.C. (2000). Chatter suppression in turning operations with a tuned vibration absorber. *Journal of Materials Processing Technology*, 105(1), 55-60.
- 30.Hahn, R.S. (1951). Design of Lanchester Damper for Elimination of Metal-Cutting Chatter. *Journal of Engineering for Industry*, 73(3), 331-335.
- 31.Slavicek, J., & Bollinger, J.G. (1965). Design & Application of a Self-Optimizing Damper for Increasing Machine Tool Performance. *Proceedings of the 6th MTDR Conference*, 71-76.
- 32.Munoa, J., Iglesias, A., Olarra, A., Dombovari, Z., Zatarain, M., & Stepan, G. (2016). Design of Modular Damped Fixturing System by Means of Self-Tuneable Mass Damper. *CIRP Annals*, 65(1).
- 33.Marui, E., Ema, S., Hashimoto, M., & Wakasava, Y. (1998). Plate Insertion as a Means to Improve Damping Capacity of a Cutting Tool System. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 38, 1209-1220.
- 34.Ziegert, J.C., Stanislaus, C., & Schmitz, T.L. (2006). Enhanced Damping in Long Slender Endmills. *Journal of Manufacturing Processes*, 8, 32-46.

35. Osbum, J.G. (1960). Vibration Dampener, US Patent US 2960189 A.
36. Kim, N.H., Won, D., & Ziegert, J.C. (2006). Numerical Analysis & Parameter Study of A Mechanical Damper for Use in Long Slender Endmills. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 46, 500-507.
37. Bhattacharyya, A., Chatterjee, A.B., & Ray, S. (1972). Analogue Simulation of Impact Dampers. *CIRP Annals*, 21(1), 117-118.
38. Инспергер, Т., и Степан, Г. (2004). «Обновленный метод полудискретизации для периодических дифференциальных уравнений с запаздыванием с дискретным запаздыванием», *Международ. Дж. Нумер. Методы инж.*, 61(1), стр. 117–141. [15]
39. Хуанг Т., Чжан Х., Чжан Х. и Дин Х. (2013). «Эффективная линейная аппроксимация метода ускорения для прогнозирования устойчивости фрезерования». *Международ. Дж. Мах. Производство инструментов*, 74, стр. 56–64. [16]
40. Э. Солиман, Ф. Исмаил (1997). Подавление вибрации с помощью адаптивной модуляции скорости, *Международный журнал станков и производства* 37/3, стр. 355–369. [7]
41. С. Саастри, С.Г. Капур, Р.Е. ДеВор (2002). Подход, основанный на теории Флоке, для анализа устойчивости процесса торцевого фрезерования с переменной скоростью, *Труды журнала ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 124, стр. 10–15. [8]
42. Т. Такемура, Т. Китамура, Т. Хоши (1974). Активное подавление вибрации за счет запрограммированного изменения скорости вращения шпинделя, *Ann CIRP*, 23(1), стр. 121–122. [158]
43. Э. Аль-Региб, Дж. Ни, С. Ли (2003). Программирование изменения скорости шпинделя для подавления вибрации станка, *Международный журнал станков и производства*, 43(12), стр. 1229–1240. [16]

- 44.Е. Будак (2003). Аналитический метод проектирования фрез с непостоянным шагом для повышения стабильности, часть 2: Применение, Труды ASME, Журнал производственных наук и техники, 125, стр. 35–38. [6]
- 45.Hahn RS (1952). Metal-Cutting Chatter & Its Elimination. Transactions of ASME, 74, стр. 1073–1080.
- 46.Slavicek J (1965) The Effect of Irregular Tooth Pitch on Stability of Milling. Proceedings of the 6th MTDR Conference, 15–22.
- 47.Opitz H, Dregger EU, Roese H (1966) Improvement of the Dynamic Stability of the Milling Process by Irregular Tooth Pitch. Proceedings of the Adv MTDR Conference 7:213–227.
- 48.Sellmeier V, Denkena B (2011) Stable Islands in the Stability Chart of Milling Processes Due To Unequal Tooth Pitch. International Journal of Machine Tools & Manufacture 51(2):152–164.
- 49.Altintas Y, Engin S, Budak E (1999) Analytical Stability Prediction & Design for Variable Pitch Cutters. Journal of Manufacturing Science & Engineering 121(2):173–178.
- 50.Tunç LT, Budak E (2012) Effect of Cutting Conditions & Tool Geometry on Process Damping In Machining. International Journal of Machine Tools & Manufacture 57:10–19.
- 51.Yusoff AR, Turner S, Taylor CM, Sims ND (2010) The Role of Tool Geometry in Process Damped Milling. International Journal of Advanced Manufacturing Technology 50(9–12):883–895.
- 52.Tunç LT, Budak E (2012) Effect of Cutting Conditions & Tool Geometry on Process Damping In Machining. International Journal of Machine Tools & Manufacture 57:10–19.
- 53.Preumont A (2011) Vibration Control of Active Structures, Springer.

54. Sims ND, Bayly PV, Young KA (2005) Piezoelectric Sensors & Actuators for Milling Tool Stability Lobes. *Journal of Sound & Vibration* 281(3–5): 743–762.
55. Мацумура, Ф., и Йошimoto, Т. (1986) Моделирование системы и проектирование управления системой магнитных подшипников с горизонтальным валом. *IEEE транс. Магн.*, 22(3), стр. 196–203.
56. Dohner JL, Lauffer JP, Hinnerichs TD, Shankar N, Regelbrugge ME, Kwan CM, Xu R, Winterbauer B, Bridger K (2004) Mitigation of chatter instabilities in milling by active structural control. *Journal of Sound and Vibration* 269(1–2):197–211.
57. J.L. Dohner, T.D. Hinnerichs, J.P. Lauffer, C.M. Kwan, M.E. Regelbrugge, and N. Shankar. Active chatter control in a milling machine. In *Proceedings of SPIE*, volume 3044, pages 281–294, 1997.
58. B. Denkena, O. Gußmeyer, C. Will, and F. Hackelöer. Compensation of static and dynamic tool deflections during milling processes by an adaptronic spindle system. In *2nd International Conference "Innovative Cutting Processes & Smart Machining"*, Cluny, France, 22–23 October 2008.
59. Y. Zhang and N.D. Sims. Milling workpiece chatter avoidance using piezoelectric active damping: A feasibility study. *Smart materials and structures*, 14(6): N65–N70, 2005.
60. Petrakov, Y., Danylchenko, M. (2022). A time frequency approach to ensuring stability of machining by turning. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (2 (120)), 85–92. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.268637>
61. Petrakov Y., Sikailo M. Simulation modeling of 2.5D milling dynamic by end mills. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New*

- solutions in modern technology. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2022, no. 2(12), pp. 17-24, <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2022.02.03>
62. Tlustý J. Manufacturing Processes and Equipment, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ. 1st edition. 2000. 928 p. doi: 10.1080/10940340008945713.
 63. Duncan G. S. Milling Dynamics Prediction and Uncertainty Analysis Using Receptance Coupling Substructure Analysis. Ph.D. Dissertation, University of Florida, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Gainesville, FL, USA. 2006. 129 p.
 64. Petrakov Y., Danylchenko M., Petryshyn A. Prediction of chatter stability in turning. Eastern-European. Journal of Enterprise Technologies. 2019. № 5/1 (101). P. 58–64. doi: 10.15587/1729-4061.2019.
 65. Quintana G., Ciurana J. Chatter in machining processes: A review. International Journal of Machine Tools & Manufacture 51 (2011) 363–376 <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2011.01.001>
 66. Yue, C., Gao, H., Liu, X., Liang, S., Wang, L.: A review of chatter vibration research in milling. In: Chinese Journal of Aeronautics, vol. 2, no. 32. pp. 215 – 242. (2019). <https://doi.org/10.1016/j.cja.2018.11.007>
 67. Altintas Y., Manufacturing Automation. Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design 2nd edition, Cambridge University Press, 2012. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511843723>
 68. Y. Altintas, Manufacturing automation, metal cutting mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, 2000, Cambridge University Press, USA, 2000
 69. Petrakov, Y., Sikailo, M. (2022). Simulation of an Absorber of Vibration in Turning. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_20

- 70.Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Причини виникнення коливань при фрезеруванні. Інновації молоді в машинобудуванні (м.Київ,2021) . - Київ: НТУУ "КПІ", 2021.
- 71.Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Динамічна модель контурного фрезерування. Інновації молоді в машинобудуванні (м.Київ,2021) . - Київ: НТУУ "КПІ", 2021.
- 72.Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Цифрове моделювання процесу циліндричного фрезерування кінцевими фрезами. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (м. Київ, 2021). - Київ: НТУУ "КПІ", 2021. - С. 126-128.
- 73.Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Сталість процесу фрезерування кінцевими фрезами. 12 МНПК "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем", 2022.
- 74.Petrakov, Y., Danylchenko, Y., Sapon, S., Sikailo, M. (2023). Surface Relief Formation in Peripheral End Milling. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Rauch, E., Pitel', J. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-32767-4_30
- 75.Petrakov Y., Sikailo M. Simulation modeling of 2.5D milling dynamic by end mills. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solutions in modern technology. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2022, no. 2(12), pp. 17-24, <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2022.02.03>
- 76.Петраков Ю.В., Охріменко О.А., Сікайло М.О. Ідентифікація динамічних характеристик технологічної обробної системи. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта: матеріали 13 Міжнародної науково-технічної конференції (м. Київ, 2023). - Київ: НТУУ "КПІ", 2023
- 77.Dornfeld, “Precision Manufacturing”, first ed., Springer, NewYork, NY, 2007.

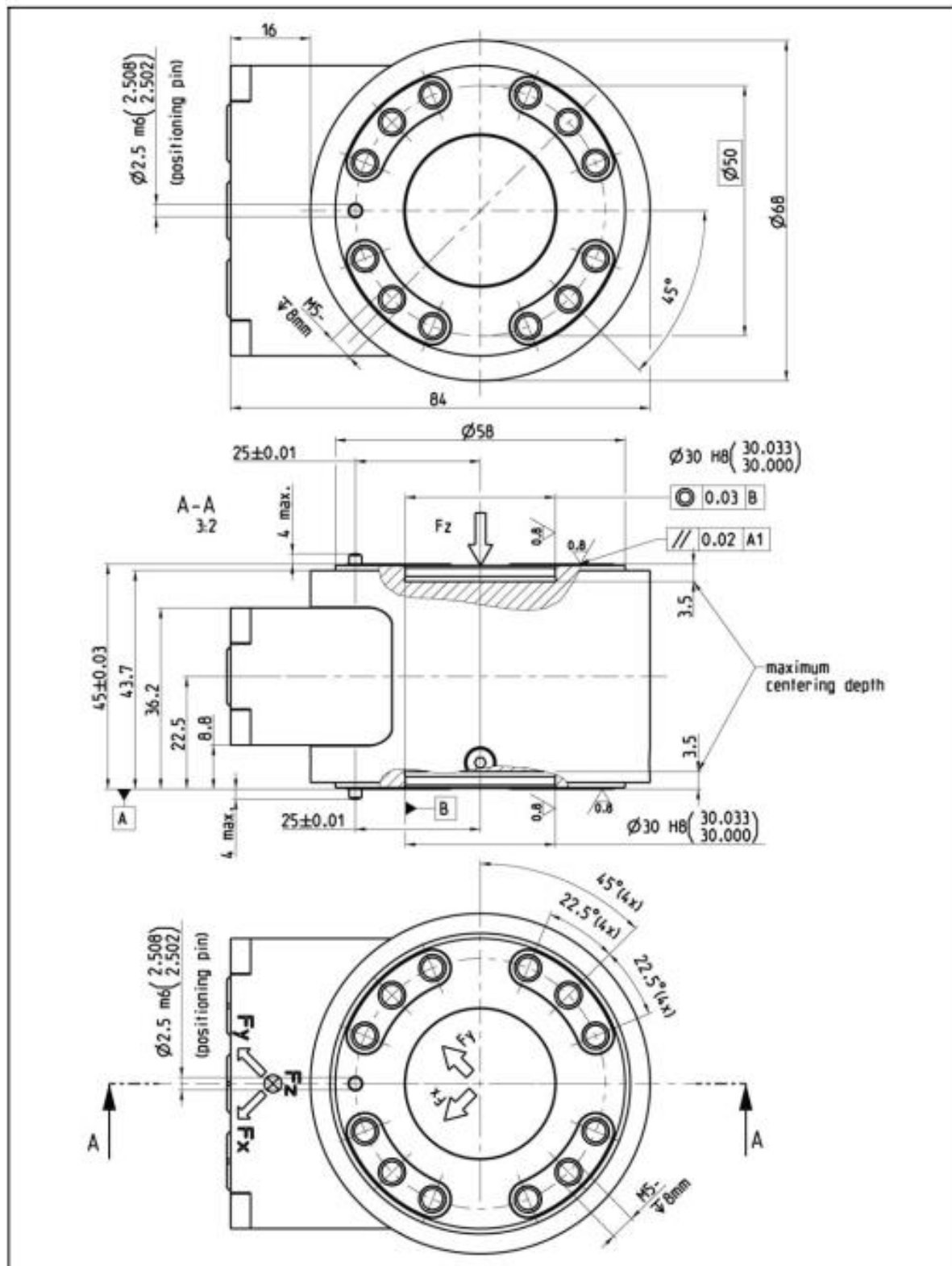
78. Guillem Quintana, “Sound mapping for identification of stability lobe diagrams in milling processes”, *International journal of machine tools and manufacture*, (2009).
79. O.B. Adetoro, P.H. Wen, W.M. Sim, R. Vepa, “Stability Lobes Prediction in Thin Wall Machining”, *Proceedings of the World Congress on Engineering*, vol.I, 2009
80. G. Quintana, J. Ciurana, I. Ferrer, C.A. Rodríguez, Sound mapping for identification of stability lobe diagrams in milling processes, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49 (3-4) (2009) 203–211.
81. Improvement through chatter-free milling in workshops, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers—Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 2011.
82. Gao G, Wu BH, Zhang DH, Luo M. Mechanistic identification of cutting force coefficients in bull-nose milling process. *Chin J Aeronaut* 2013;26(3):823–30.
83. Faassen, R. (2007). *Chatter Prediction and Control for High-Speed Milling: Modelling and Experiments*. Eindhoven University of Technology. ISBN 978-90-386-0995-9.
84. Rahn timer, R., Sajjadi, M., & Park, S. S. (2009). Chatter suppression in micro end milling with process damping. *Journal of Materials Processing Technology*, 209(, 5766–5776).
85. Altintas, Y. (2000). *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*. Cambridge University Press, Cambridge, U.K.
86. Wang, J. J., & Zheng, C. M. (2002). Identification of shearing and ploughing cutting constants from average forces in ball-end milling. *International Journal of Machine Tool and Manufacture*, 42(6), 695–705.

87. Gonzalo, O., Beristain, J., Jauregi, H., & Sanz, C. (2010). A method for the identification of the specific force coefficients for mechanistic milling simulation. *International Journal of Machine Tool and Manufacture*, 50(9), 765–774.
88. Yao, Z. Q., Liang, X. G., Luo, L., & Hu, J. (2013). A chatter-free calibration method for determining cutter runout and cutting force coefficients in ball-end milling. *Journal of Materials Processing Technology*, 213(9), 1575–1587.
89. Біланенко, В.Г.; Сікайло, М.О. "Проектування технологічних операцій оброблення фрезеруванням." *Інновації молоді - машинобудуванню* 2018, Київ: Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут", 2018.
90. Петраков, Ю.В.; Мацківський, О.С. "Моделювання фрезерування кінцевими фрезами." *Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Серія машинобудування.* №1 (73). 2015.

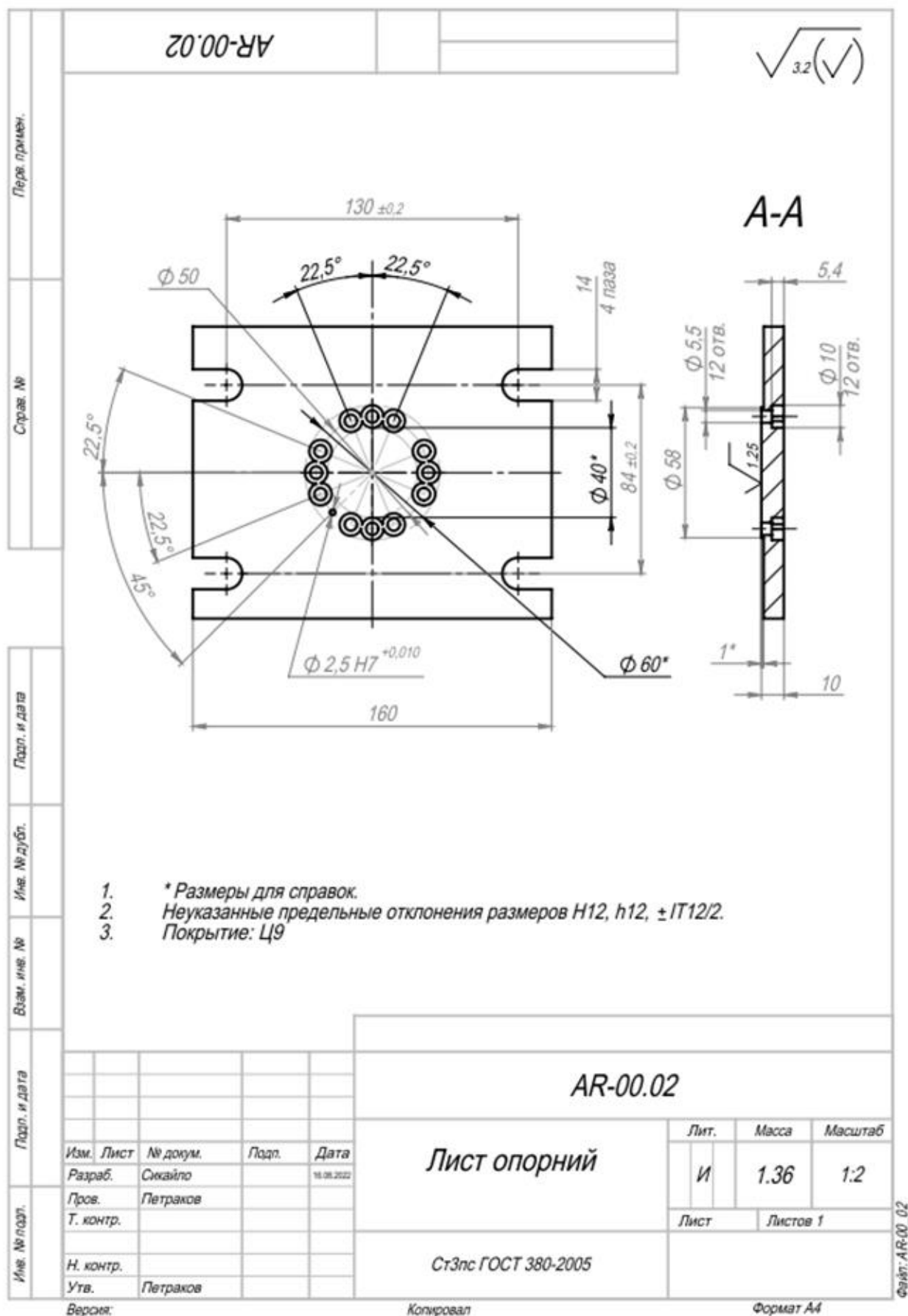
ДОДАТОК А

Габаритні розміри динамометра НВМ MCS 10-005-3С

MCS10-005-3C



Перв. примон.	Формат	Зона	Паз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Стр. №					<u>Документация</u>			
	A3			AR-00.00СБ	Сборочный чертеж			
					<u>Детали</u>			
	A4	1		AR-00.02	Лист опорный	1		
	A4	2		AR-00.03	Плита під заготовку	1		
	A4	3		AR-00.04	Заготовка	1		
					<u>Стандартные изделия</u>			
		4			Винт М5х16 ГОСТ 11738-84	25		
		5			Винт М6х12 ГОСТ 11738-84	4		
Подп. и дата		6			Гайка М12 ГОСТ 5927-70	4		
		7			Шайба 12 ГОСТ 6402-70	4		
		8			Шайба А.12 ГОСТ 11371-78	4		
					<u>Прочие изделия</u>			
		9			Багатокомпонентний датчик сили MCS10-005-3С	1		
		10			Верстатний стіл TOS FA2V	1		
		11			Пазовий гвинт М12	4		
Взам. инв. №								
Подп. и дата								
Инв. № пазд.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	AR-00.00		
	Разраб.	Сикайло						
	Пров.	Попов						
	Н. контр.							
	Утв.	Никитенко						
Прилад для вимірювання сил різання						Лит.	Лист	Листов
						И		1



AR-00.04

3.2

Перв. примен.

Справ. №

90

65

90

15°

6,4

Φ 6,6

4 ОТВ.

Φ 11

4 ОТВ.

Неуказанные предельные отклонения размеров H12, h12, ±IT12/2.

Подп. и дата

Изм. № док.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Сикайло			16.06.2022
Пров.	Петраков			
Т. контр.				
Н. контр.				
Утв.	Петраков			

AR-00.04

Заготовка

Лит. И

Масса 0.33

Масштаб 1:2

Лист

Листов 1

Д16 ГОСТ 4784-97

Версия:

Копировал

Формат А4

Файл: AR-00_04

ДОДАТОК В

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Petrakov, Y., Sikailo, M. (2022). Simulation of an Absorber of Vibration in Turning. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_20
2. Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Причини виникнення коливань при фрезеруванні. Інновації молоді в машинобудуванні (м.Київ,2021) . - Київ: НТУУ "КПІ", 2021.
3. Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Динамічна модель контурного фрезерування. Інновації молоді в машинобудуванні (м.Київ,2021) . - Київ: НТУУ "КПІ", 2021.
4. Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Цифрове моделювання процесу циліндричного фрезерування кінцевими фрезами. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (м. Київ, 2021). - Київ: НТУУ "КПІ", 2021. - С. 126-128.
5. Петраков Ю.В., Сікайло М.О. Сталість процесу фрезерування кінцевими фрезами. 12 МНПК "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем", 2022.
6. Petrakov, Y., Danylchenko, Y., Sapon, S., Sikailo, M. (2023). Surface Relief Formation in Peripheral End Milling. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Rauch, E., Pitel', J. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. <https://doi.org/10.1007/978-3-031-32767->
7. Petrakov Y., Sikailo M. Simulation modeling of 2.5D milling dynamic by end mills. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New

- solutions in modern technology. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2022, no. 2(12), pp. 17-24, <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2022.02.03>
8. Петраков Ю.В., Охріменко О.А., Сікайло М.О. Ідентифікація динамічних характеристик технологічної обробної системи. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта: матеріали 13 Міжнародної науково-технічної конференції (м. Київ, 2023). - Київ: НТУУ "КПІ", 2023
 9. Petrakov Y. V., Ohrimenko O. A., Sikailo M. O., Myhovich A. V. (2023). Cutting forces simulation for end milling. Journal of Engineering Sciences (Ukraine), Vol. 10(2), pp. A27–A33. DOI:10.21272/jes.2023.10(2).a4 DOI: [10.21272/jes.2023.10\(2\).a4](https://doi.org/10.21272/jes.2023.10(2).a4)
 10. Petrakov, Y., Ohrimenko, A., Sikailo, M. (2023). Ensuring the stability of machining when using end mills. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5 (1 (125)), 73–80. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.287009>
 11. Ю.В.Петраков, О.А.Охріменко, М.О.Сікайло, А.В.Мигович, 2023, Моделювання сили різання при кінцевому фрезеруванні, XII Всеукраїнській науково-технічній конференції з міжнародною участю ПРОЦЕСИ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ, ВЕРСТАТИ ТА ІНСТРУМЕНТ