

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Паздрій Ольга Ярославівна**

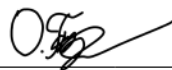
УДК: 519.004:621.833

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
ВДОСКОНАЛЕННЯ БОРТОВОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ І КОНТРОЛЮ ДЛЯ  
БАГАТОКЛАСОВОЇ ДІАГНОСТИКИ АВІАЦІЙНОГО ГАЗОТУРБІННОГО  
ДВИГУНА

174 Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка

17 Електроніка, автоматизація та електронні комунікації

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії. Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Паздрій О.Я.

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник **Бурау Надія Іванівна, доктор технічних наук, професор**

Київ – 2024

## АНОТАЦІЯ

*Паздрій О.Я.* Вдосконалення бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 174 - Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка (17 - Електроніка, автоматизація та електронні комунікації). – Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", Київ, 2024.

Дисертаційна робота присвячена вдосконаленню бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна шляхом включення підсистеми багатокласової діагностики у бортову систему контролю вібрації авіаційного газотурбінного двигуна (ГТД) на основі багаторівневої обробки діагностичної інформації. Одним із основних факторів підвищення безпеки польотів та запобігання катастрофічних ситуацій є розробка та вдосконалення існуючих бортових систем керування і контролю авіаційним ГТД. Сучасні системи керування і контролю авіаційних двигунів побудовані за принципом структурного моніторингу (Structural Health Monitoring). Ключовою задачею під час процесу моніторингу є отримання, перетворення та аналіз діагностичної інформації з метою виявлення експлуатаційних пошкоджень двигуна в реальному часі. У роботі обґрунтовано застосування комбінації різних методів аналізу віброакустичних сигналів для реалізації підсистеми багатокласової діагностики у складі бортової системи контролю вібрації ГТД. На основі отриманих діагностичних ознак експлуатаційних пошкоджень та порушень штатних режимів функціонування двигуна, розроблено програмні алгоритми діагностики різних класів порушень експлуатаційних режимів роботи двигуна і пошкоджень роторних елементів на етапі їх зародження.

Основна частина дисертаційної роботи складається з чотирьох розділів, які



присвячені дослідженню шляхів вдосконалення бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна.

Перший розділ присвячено огляду стану проблеми та обґрунтуванню напрямку досліджень дисертаційної роботи. Описано загальну характеристику авіаційних двигунів, як складної обертової системи. Розглянуто основні небезпечні експлуатаційні несправності роторних елементів двигунів. Особливу увагу було приділено розгляду таких пошкоджень двигунів як втомні пошкодження лопаток робочих коліс ГТД та руйнування валів через розвиток тріщин під впливом згинаючих і скручуючих моментів. Розглянуто основні сучасні методи та напрямки діагностики авіаційних двигунів у процесі експлуатації. Обґрунтовано переваги та можливості застосування вібраційної діагностики ГТД безпосередньо в процесі експлуатації двигуна. Розглянуто типову структуру бортової системи управління і контролю ГТД. Складовою системи управління і контролю ГТД є бортова система контролю вібрації. У розділі приведена загальна характеристика бортових систем контролю вібрації авіаційного двигуна. Показані основні тенденції розвитку автоматичних систем керування і діагностики технічного стану газотурбінних двигунів. Проведено аналіз попередніх робіт за темою дослідження та обґрунтовано мету і завдання даних напрямів дослідження.

У другому розділі дисертаційної роботи запропоновано вдосконалення бортової системи управління і контролю ГТД шляхом розширення функціональних можливостей бортової системи контролю вібрацій для забезпечення багатокласової діагностики на основі вже існуючої бортової системи контролю вібрацій двигуна за допомогою включення до її складу підсистеми багатокласової діагностики. Приведено опис та функціональну схему вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна. Розглянуто детально призначення та функції, які виконує штатна бортова система контролю вібрації двигуна та які пристрої входять до її складу. Визначено, що для реалізації Підсистеми багатокласової діагностики центральними є питання розробки та обґрунтування методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення для

ефективного діагностування експлуатаційних порушень чи несправностей роторних елементів двигуна. Обґрунтовано методи обробки діагностичної інформації для такої системи. Визначено, що оскільки вимірювані діагностичні вібраційні сигнали в більшості випадків являються локально чи суттєво нестационарними процесами, тому особливу увагу приділено розгляду таких методів аналізу сигналів, які дозволяють виявляти приховані залежності та досліджувати більш тонку структуру сигналу. Було обґрунтовано вибір та розглянуто основні принципи таких методів аналізу сигналів як: Частотно-часовий, Біспектральний, Вейвлет-перетворення та Фрактальний аналіз. Приведено методичні аспекти для інтерпретації вібраційних сигналів на основі Фрактального аналізу.

У третьому розділі дисертаційної роботи представлено результати моделювання та аналіз тріщиноподібних пошкоджень роторних елементів авіаційного газотурбінного двигуна таких як вал ротора двигуна та лопатка робочого колеса турбіни. Розроблено методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для діагностики початкового тріщиноподібного пошкодження валу ротора двигуна та початкового тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса турбіни двигуна. Розроблені та представлені у графічній формі програмні алгоритми діагностування тріщини для валу ротора та лопаток двигуна для реалізації блоків діагностики тріщини валу та діагностики тріщини лопатки, які включені в склад Підсистеми багатокласової діагностики, яка може бути програмно реалізована у вдосконаленій бортовій системі контролю вібрації двигуна.

У четвертому розділі дисертаційної роботи представлено результати фізичного моделювання обертової системи з імітацією експлуатаційних порушень та результати обробки, отриманих у ході фізичного моделювання віброакустичних сигналів. Описано фізичну модель, вимірювальну схему для проведення запису віброакустичних сигналів та показано зовнішній вигляд експериментальної установки. Для діагностики кожного класу порушення таких як: дисбаланс; потрапляння сторонніх предметів у компресор силової турбіни

двигуна; задирання лопаток компресора силової турбіни розроблено діагностичний програмний алгоритм для його впровадження у Підсистему багатокласової діагностики у складі вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна. Представлено результати аналізу ефективності застосування багаторівневого аналізу віброакустичних сигналів для виділення діагностичних ознак та ідентифікації різних експлуатаційних порушень штатних режимів експлуатації ГТД.

Усі результати, що виносяться на захист, є новими. Вони неодноразово обговорювалися на міжнародних конференціях. За матеріалами дисертації опубліковано 6 статей, 14 тез конференцій та одне свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір які повною мірою відображають її зміст.

**Ключові слова:** авіаційний газотурбінний двигун, система керування, втомне пошкодження, позаштатні польотні ситуації, вібрація, власні частоти, вібраційна діагностика пошкоджень, лопатки турбіни, вал, робоче колесо, імітаційна модель, моделювання, обробка сигналів, системи прийняття рішень, алгоритмічне та програмне забезпечення.

**Список публікацій здобувача за темою дисертації, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:**

1. Бурау Н. І. Фізичне моделювання та діагностика попадання сторонніх предметів в обертovu систему / Н. І. Бурау, О. Я. Паздрій // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2021. – 4sup1. – С. 62–67. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup1.09> (фахове видання, ISSN 1727-7337)
2. Pazdrii O. Vibroacoustic condition monitoring of the complex rotation system based on multilevel signal processing / O. Pazdrii, N. Bouraou // Vibrations in physical systems. – 2020. – Vol. 31, no. 2. – 2020224. DOI: <https://doi.org/10.21008/j.0860-6897.2020.2.24> (Scopus, Q 4, ISSN 0860-6897)
3. Бурау Н. І. Інтерпретація вібраційних сигналів складної роторної системи на основі фрактального аналізу / Н. І. Бурау, О. Я. Паздрій // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2019. – № 7. – С. 114–121. DOI:



<https://doi.org/10.32620/aktt.2019.7.16> (фахове видання, ISSN 1727-7337)

4. Паздрій О. Я. Вплив методичних факторів на визначення фрактальних характеристик складних вібраційних сигналів / О. Я. Паздрій // Вісник Інженерної Академії України. – 2019. – № 2. – С. 114–121. (фахове видання до 03.2020, ISSN 2519-8793)
5. Бурау Н. І. Використання фрактального аналізу частотно-часових спектрів віброакустичних сигналів для діагностики газотурбінних двигунів / Н. І. Бурау, С. Р. Ігнатович, О. Я. Паздрій // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Сер.: Серія Радіотехніка, Радіоапаратобудування. – 2018. – № 74. – С. 73–83. DOI: <https://doi.org/10.20535/RADAP.2018.74.73-83> (фахове видання, Web of Science, ISSN 2310-0389)
6. Bouraou N. Improvement of the vibration diagnostics of rotation shaft damage based on fractal analysis / N. Bouraou, O. Pavlovskyi, O. Pazdrii // Vibrations in physical systems. – 2016. – No. 27. – P. 61–66. – Режим доступу: [https://vibsys.put.poznan.pl/\\_journal/2016-27/articles/vibsys\\_2016-ch07.pdf](https://vibsys.put.poznan.pl/_journal/2016-27/articles/vibsys_2016-ch07.pdf) (Scopus, Q 3, ISSN 0860-6897)

**Список публікацій здобувача за темою дисертації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:**

1. Паздрій О. Я. Вдосконалення бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна / О. Я. Паздрій, Н. І. Бурау // Міжнародна науково-технічна конференція "Міцність і довговічність сучасних матеріалів та конструкцій", присвячена 70-річчю від дня народження член-кореспондента НАН України, проф. Яснія Петра Володимировича (Тернопіль, 10-11 листопада 2022 р.): Зб. праць конф. – Тернопіль, 2022. – С. 216–218.
2. Бурау Н. І. Багаторівнева обробка віброакустичних сигналів для діагностики попадання в обертову систему сторонніх предметів / Н. І. Бурау, О. Я. Паздрій // XXVI Міжнародний конгрес двигунобудівників : Тези доп. – Харків, 2021. – С. 80–81.

3. Bouraou N. Vibroacoustic condition monitoring of the complex rotation system based on multilevel signal processing / N. Bouraou, O. Pazdrii // XXIX Conference Vibrations in Physical Systems (VIBSYS 2020), 14–16 October 2020. – P. 53.
4. Паздрій О. Я. Про ефективність обробки діагностичної інформації для багатокласової діагностики складної обертової системи / О. Я. Паздрій // ПРИЛАДОБУДУВАННЯ: стан і перспективи : зб. тез доп. XIX Міжнар. науково-техн. конф., 13–14 трав. 2020 р. – Київ, 2020. – С. 19-20.
5. Паздрій О. Я. Підвищення ефективності дворівневої обробки Інформації для багатокласової системи діагностики Складної обертової системи / О. Я. Паздрій // ПРТК-2020 : зб. тез доп. XIII Міжнар. науково-практ. конф. «Інтегр. інтелект. робототехн. комплекси» (ПРТК-2020)/, Київ, 19–20 трав. 2020 р. – Київ, 2020. – С. 251–252.
6. Бурау Н. И. Интерпретация вибрационных сигналов сложной роторной системы на основе фрактального анализа / Н. И. Бурау, О. Я. Паздрій // XXIV Міжнародний конгрес двигунобудівників : Тези доп : зб. тез доп. XXIV Міжнар. науково-техн. конф., Харків. – Харків, 2019. – С. 34
7. Паздрій О. Я. Порівняльний аналіз методів обробки шумоподібних сигналів для діагностики початкових пошкоджень обертових систем / О. Я. Паздрій // ПРИЛАДОБУДУВАННЯ: стан і перспективи : зб. тез доп. XVIII Міжнар. науково-техн. конф., 15–16 трав. 2019 р. – Київ, 2019. – С. 27-28.
8. Pazdrii O. Two-level signal processing of vibroacoustical signals for condition monitoring of complex rotary systems / O. Pazdrii, N. Bouraou // Proc. of NTSP (2018). – 2018. – P. 164–168. DOI: <https://doi.org/10.23919/NTSP.2018.8524093> (*Scopus*, ISBN 8080405476)
9. Паздрій О. Я. Застосування дворівневої обробки інформації для діагностики пошкоджень елементів роторних систем / О. Я. Паздрій, Н. І. Бурау // ПРТК-2018 : зб. тез доп. X Міжнар. науково-практ. конф. «Інтегр. інтелект. робототехн. комплекси» (ПРТК-2018)/, Київ, 23–24 трав. 2018 р. – Київ, 2018. – С. 249–250.



- 10.Паздрій О. Я. Застосування фрактального аналізу для обробки діагностичних зображень / О. Я. Паздрій, Н. І. Бурау // ПРИЛАДОБУДУВАННЯ: стан і перспективи : зб. тез доп. XVII Міжнар. науково-техн. конф., 15–16 трав. 2018 р. – Київ, 2018. – С. 26.
- 11.Паздрій О. Я. Порівняльний аналіз фрактальних характеристик нестационарного шумоподібного сигналу / О. Я. Паздрій // ПРИЛАДОБУДУВАННЯ: стан і перспективи : зб. тез доп. XVI Міжнар. науково-техн. конф., 16–17 трав. 2017 р. – Київ, 2017. – С. 27.
- 12.Паздрій О.Я. Застосування фрактального аналізу для покращення вібраційної діагностики пошкоджень вала / О.Я. Паздрій // Погляд у майбутнє приладобудування: зб. тез доп. IX науково- практичної конференції студентів та аспірантів / НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського. -м Київ, (17–18 травня), 2016. – С. 22.
- 13.Паздрій О.Я. Використання фрактального аналізу для вібраційної діагностики пошкоджень вала / О.Я. Паздрій // Приладобудування та метрологія: сучасні проблеми, тенденції розвитку: зб. тез доп. II Всеукраїнської науково- практичної конференції / ЛНТУ.- Луцьк, (6–7 жовтня), 2016.- С. 68-70.
- 14.Паздрій О. Я. Моделювання та цифрова обробка нестационарних вібраційних сигналів складної роторної системи / О. Я. Паздрій // Актуальні проблеми автоматики та приладобудування: зб. тез доп. 3-ї Всеукр. наук.-техн. конф / НТУ ХПІ.- Харків, 2016. – С. 25-26.

**Список публікацій здобувача за темою дисертації які додатково відображають наукові результати дисертації:**

1. Свідоцтво № 69592 України про реєстрацію авторського права на твір. Комп'ютерна програма «Програма визначення фрактальної характеристики нестационарного процесу» [Текст] Бурау Н.І., Паздрій О.Я., Півторак Д.О. (Україна); заявник та власник Бурау Н.І., Паздрій О.Я., Півторак Д.О. - № 70151; заявл. 04.11.2016; зареєстровано 04.01.2017 р. в Державному реєстрі свідоцтв про реєстрацію авторського права на твір.

## ABSTRACT

Pazdrii O.Ya. Improvement of on-board control and monitoring system for multi-class diagnostics of aircraft gas turbine engine. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis for the scientific degree of Doctor of Philosophy scientific degree in specialty 174 - Automation, computer-integrated technologies and robotics (17 - Electronics, automation and electronic communications). – National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, 2024.

The dissertation is devoted to the improvement of the on-board control and control system for multi-class diagnostics of an aircraft gas turbine engine by including the multi-class diagnostics subsystem in the on-board vibration control system of an aircraft gas turbine engine (GTE) based on multi-level processing of diagnostic information. One of the main factors of increasing flight safety and preventing catastrophic situations is the development and improvement of the existing on-board systems of control and control of aviation gas engines. Modern control and control systems of aircraft engines are built according to the principle of structural monitoring - Structural Health Monitoring. A key task during the monitoring process is the acquisition, transformation and analysis of diagnostic information in order to detect engine operational damage in real time. The paper substantiates the use of a combination of different methods of vibroacoustic signal analysis for the implementation of a multi-class diagnostics subsystem as part of the on-board vibration control system of the gas turbine engine. On the basis of the obtained diagnostic signs of operational damage and violations of standard engine operation modes, software algorithms for diagnosing various classes of engine operational mode violations and damage to rotor elements at the initial stages of their origin have been developed.

The main part of the dissertation work consists of four chapters, which are devoted to the study of ways to improve the on-board control and control system for multi-class diagnostics of the aviation gas turbine engine.

The first chapter is dedicated to the overview of the problem and justification of the research direction of the dissertation work. The general characteristics of aircraft engines as a complex rotating system are described. The main dangerous operational malfunctions of rotor elements of engines are considered. Special attention was paid to the consideration of such engine damage as fatigue damage to the blades of the working wheels of the GTE; destruction of shafts due to the development of cracks under the influence of bending and twisting moments. The main modern methods and directions of diagnostics of aircraft engines during operation are considered. The advantages and possibilities of applying vibration diagnostics of GTE directly during engine operation are substantiated. The typical structure of the on-board control and control system of the gas turbine engine is considered. An on-board vibration control system is a component of the gas turbine control and control system. The general characteristics of on-board vibration control systems of the aircraft engine are given in the section. The main trends in the development of automatic control systems and diagnostics of the technical condition of gas turbine engines are shown. An analysis of previous works on the topic of the research was carried out and the purpose and objectives of these areas of research were substantiated

In the second section of the dissertation, the improvement of the on-board control and control system of the gas turbine engine is proposed by expanding the functionality of the on-board vibration control system to provide multi-class diagnostics based on the already existing on-board engine vibration control system by including a multi-class diagnostics subsystem in its composition. The description and functional scheme of the improved on-board engine vibration control system are given. The purpose and functions performed by the standard on-board engine vibration control system and which devices are part of it are considered in detail. It was determined that one of the main tasks for the implementation of such a multi-class diagnostic device is the development and substantiation of methodical, algorithmic and software for effective diagnosis of the mentioned imperfections or engine functioning violations. Methods of information analysis for such a system are substantiated. It was determined that since the measured diagnostic vibration signals are in most cases locally or significantly non-



stationary processes, special attention is paid to the consideration of such methods of signal analysis that allow revealing hidden dependencies and investigating the finer structure of the signal. The choice was justified and the basic principles of such methods of signal analysis as: Time-frequency, Bispectral, Wavelet transformation and Fractal analysis were considered. Methodological aspects for the interpretation of vibration signals based on Fractal analysis are given.

The third chapter of the dissertation presents the results of modeling and analysis of crack-like damage to the rotor elements of the aircraft gas turbine engine, such as the engine rotor shaft and the turbine impeller blade. Methodical, algorithmic and software for diagnosing initial crack-like damage of the engine rotor shaft and initial crack-like damage of the blade of the engine turbine impeller was developed. Developed and presented graphically, software algorithms for diagnosing cracks for the rotor shaft and engine blades for the implementation of the blocks for diagnosing shaft cracks and diagnosing blade cracks, which are included in the Subsystem of multi-class diagnostics, which can be implemented by software in the advanced on-board engine vibration control system.

The results are presented in the fourth chapter of the dissertation physical modeling of the rotating system with simulation of operational disturbances and processing results obtained during the physical modeling of vibroacoustic signals. The physical model, measurement scheme for recording vibroacoustic signals is described, and the appearance of the experimental setup is shown. For diagnosis of each class of disorders such as: imbalance; entry of foreign objects into the compressor of the power turbine of the engine; grinding of the power turbine compressor blades, a diagnostic software algorithm was developed for its implementation in the Subsystem of multi-class diagnostics as part of the improved on-board engine vibration control system. The results of the analysis of the effectiveness of the application of multi-level analysis of vibroacoustic signals for the selection of diagnostic signs and identification of various operational violations of the regular modes of operation of gas turbines are presented.

All results presented for defense are new. They were repeatedly discussed at international conferences. Based on the dissertation materials, 6 articles, 14 conference

abstracts and one copyright registration certificate for the work were published, which fully reflect its content.

**Keywords:** aircraft gas turbine engine, control system, fatigue damage, abnormal situation in flight, vibration, natural frequencies, vibration damage diagnosis, turbine blades, shaft, impeller, simulation model, simulation, signal processing, decision-making systems, algorithms, software.

**List of publications of the applicant on the topic of the dissertation where the main scientific results of the dissertation are published:**

1. Bouraou N. I. Physical modeling and diagnosis of hit of the foreign objects into a rotating system / N. I. Bouraou, O. Ya. Pazdrii // Aerospace technic and technology. – 2021. – 4supl. – P. 62–67. – DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4supl.09> (*Professional Edition*, ISSN 1727-7337)
2. Pazdrii O. Vibroacoustic condition monitoring of the complex rotation system based on multilevel signal processing / O. Pazdrii, N. Bouraou // Vibrations in physical systems. – 2020. – Vol. 31, no. 2. – 2020224. DOI: <https://doi.org/10.21008/j.0860-6897.2020.2.24> (*Scopus, Q 4*, ISSN 0860-6897)
3. Bouraou N. I. Interpretation of vibration signals of a complex rotor system based on fractal analysis / N. I. Bouraou, O. Ya. Pazdrii // Aerospace technic and technology. – 2019. – № 7. – P. 114–121. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2019.7.16> (*Professional Edition*, ISSN 1727-7337)
4. Pazdrii O. Influence of methodical factors on determination of fractal characteristics of complex vibration signals / O. Ya. Pazdrii // Bulletin of the Academy of Engineering of Ukraine. – 2019. – № 2. – P. 114–121. (*Professional Edition until 03.2020*, ISSN 2519-8793)
5. Bouraou N. I. Using fractal analysis of the time-frequency spectra of vibroacoustical signals for diagnostic of gas-turbine engines / N. I. Bouraou, S. R. Ignatovich, O. Ya Pazdrii // Visnyk NTUU KPI seriia - radiotekhnika



radioaparatabuduvannia. – 2018. – No. 74. – P. 73–83. DOI: <https://doi.org/10.20535/radap.2018.74.73-83> (*Professional Edition, Web of Science*, ISSN 2310-0389)

6. Bouraou N. Improvement of the vibration diagnostics of rotation shaft damage based on fractal analysis / N. Bouraou, O. Pavlovskiy, O. Pazdrii // *Vibrations in physical systems*. – 2016. – No. 27. – P. 61–66. – Access mode: [https://vibsys.put.poznan.pl/journal/2016-27/articles/vibsys\\_2016-ch07.pdf](https://vibsys.put.poznan.pl/journal/2016-27/articles/vibsys_2016-ch07.pdf) (*Scopus, Q 3*, ISSN 0860-6897)

**List of publications of the applicant on the topic of the dissertation which certify the approbation of the dissertation materials:**

1. O. Ya. Pazdrii Improvement of on-board control and monitoring system for multi-class diagnostics of aircraft gas turbine engine / O. Ya. Pazdrii, N. I. Bouraou // International Conference “Strength and durability of modern materials and construction” (Ternopil, November 10-11, 2022).: Proc. of conf. - Ternopil, 2022. - P. 80–81.
2. Bouraou N. I. Multilevel processing of vibroacoustic signals to diagnose the ingress of foreign objects into the rotating system / N. I. Bouraou, O. Ya. Pazdrii // XXVI International Congress of Engine Builders: Abstracts of the report. - Kharkiv, 2021. - P. 80–81.
3. Bouraou N. Vibroacoustic condition monitoring of the complex rotation system based on multilevel signal processing / N. Bouraou, O. Pazdrii // XXIX Conference Vibrations in Physical Systems (VIBSYS 2020), 14–16 October 2020. – P. 53.
4. Pazdrii O. Ya. On the efficiency of processing diagnostic information for multiclass diagnostics of a complex rotating system / O. Ya. Pazdrii // INSTRUMENT MANUFACTURING: state and prospects: collection. thesis add. XIX International. scientific and technical Conf., May 13–14. 2020 - Kyiv, 2020. - P. 19-20.
5. Pazdrii O. Ya. Improving the efficiency of two-level information processing for multi-class diagnostic system of Complex rotating system Integrated intelligent

- robotic systems / O. Ya. Pazdrii // IIRTC-2020: collection of abstracts of the XIII International scientific-practical conference. «Integrated intelligent robotic systems» (IIRTC -2020)/, Kyiv, 19–20 May. 2020 p. – Kyiv, 2020. – P. 251–252.
6. Bouraou N. I. Interpretation of vibration signals of a complex rotor system based on fractal analysis / N. I. Bouraou, O. Ya. Pazdrii // XXIV International Congress of Engine Builders: Abstracts of the report. - Kharkiv, 2019. - P. 34.
  7. Pazdrii O. Ya. Comparative analysis of methods for processing noise signals for the diagnosis of initial damage to rotating systems / O. Ya. Pazdriy // INSTRUMENT MANUFACTURING: state and prospects: collection. thesis add. XVIII International. scientific and technical Conf., May 15–16. 2019 - Kyiv, 2019. - P. 27-28.
  8. Pazdrii O. Two-level signal processing of vibroacoustical signals for condition monitoring of complex rotary systems / O. Pazdrii, N. Bouraou // Proc. of NTSP (2018). – 2018. – P. 164–168. <https://doi.org/10.23919/NTSP.2018.8524093> (*Scopus*, ISBN 8080405476)
  9. Pazdrii O. Ya. Application of two-level information processing for diagnostics of damages of elements of rotor systems / O. Ya. Pazdrii, N. I. Bouraou // IIRTC-2018: collection of abstracts of the X International scientific-practical conference. «Integrated intelligent robotic systems» (IIRTC -2018)/, Kyiv, 23–24 May. 2018. – Kyiv, 2018. – P. 249–250.
  10. Pazdrii O. Ya. Application of fractal analysis for processing of diagnostic images / O. Ya. Pazdriy, N. I. Bouraou // INSTRUMENT MANUFACTURING: state and prospects: collection. thesis add. XVII International. scientific and technical Conf., May 15–16. 2018 - Kyiv, 2018. - P. 26.
  11. Pazdrii O. Ya. Comparative analysis of fractal characteristics of non-stationary noise-like signal / O. Ya. Pazdriy // INSTRUMENT MANUFACTURING: state and prospects: collection. thesis add. XVI International. scientific and technical Conf., May 16–17. 2017 - Kyiv, 2017. - P. 27.

12. Pazdrii O.Ya. Application of fractal analysis to improve vibration diagnosis of shaft damage / O.Ya. Pazdrii // Look into the future of instrument building: coll. theses add. IX scientific and practical Conf., May 17–18. 2016. – Kyiv, 2016. - P. 22.
13. Pazdrii O.Ya. The use of fractal analysis for vibration diagnosis of shaft damage / O.Ya. Pazdrii // Instrumentation and metrology: modern problems, development trends: coll. theses add. II All-Ukrainian Scientific and Practical Conf. / LNTU.- Lutsk, (October 6-7), 2016.- P. 68-70.
14. O. Ya. Pazdrii Modeling and digital processing of non-stationary vibration signals of a complex rotor system / O. Ya. Pazdrii // Actual problems of automation and instrument engineering: collection. theses add. 3rd All-Ukrainian science and technology conference / NTU KhPI. - Kharkiv, 2016. - P. 25-26.

**List of publications of the applicant by the topic of the dissertation, which additionally reflect the scientific results of the dissertation:**

1. Certificate № 69592 of Ukraine on registration of copyright to a work. Computer program "Program for determining the fractal characteristics of a nonstationary process" [Text] Bouraou N.I., Pazdriy O.Ya., Pivtorak D.O. (Ukraine); applicant and owner Burau N.I., Pazdriy O.Ya., Pivtorak D.O. - № 70151; declared 04.11.2016; registered on 04.01.2017 in the State Register of copyright registration certificates for the work.

## ЗМІСТ

ПРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ .....	19
ВСТУП .....	20
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	29
1.1 Загальна характеристика бортових систем управління і контролю авіаційних двигунів.....	29
1.1.1 Загальна характеристика авіаційних двигунів, як складної обертової системи .....	29
1.1.2 Експлуатаційні несправності двигунів .....	33
1.1.3 Діагностика авіаційних двигунів у процесі експлуатації .....	37
1.1.4 Бортові системи контролю вібрації.....	44
1.2 Тенденції розвитку автоматичних систем керування і діагностики технічного стану газотурбінних двигунів .....	49
1.3 Аналіз попередніх робіт за темою дослідження .....	52
1.4. Мета і завдання даних напрямів дослідження.....	58
РОЗДІЛ 2 СТРУКТУРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ СИНТЕЗ ПІДСИСТЕМИ БАГАТОКЛАСОВОЇ ДІАГНОСТИКИ.....	60
2.1 Опис і функціональна схема вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна .....	60
2.2 Обґрунтування методів аналізу інформації.....	66
2.2.1 Частотно-часовий аналіз.....	68
2.2.2 Біспектральний аналіз.....	71
2.2.3 Вейвлет перетворення.....	75
2.2.4. Фрактальний аналіз.....	77
2.3 Інтерпретація вібраційних сигналів на основі Фрактального аналізу.....	83
Висновки до розділу 2 .....	94
РОЗДІЛ 3 ДІАГНОСТИКА ТРІЩИНОПОДІБНИХ ПОШКОДЖЕНЬ РОТОРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ.....	98
3.1 Розробка методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення для обробки інформації та діагностики початкового пошкодження валу ротора двигуна .....	98
3.1.1 Моделювання пошкодженого валу .....	98



3.1.2	Визначення показника Херста .....	105
3.1.3	Алгоритм діагностики тріщини валу на перехідному режимі двигуна .....	116
3.2	Розробка методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення для діагностики початкового пошкодження лопатки робочого колеса двигуна.	121
3.2.1	Фізичне моделювання робочого колеса.....	121
3.2.2	Фрактальний аналіз Частотно-часових спектрів за розподілом Вігнера-Вілля.....	125
3.2.3	Фрактальний аналіз Частотно-часових спектрів за розподілом Чої - Вільямса .....	132
3.2.4	Алгоритм діагностики тріщини лопатки робочого колеса двигуна .	137
	Висновки до розділу 3 .....	141
<b>РОЗДІЛ 4 ДІАГНОСТИКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОРУШЕНЬ ШТАТНИХ РЕЖИМІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ДВИГУНА .....</b>		<b>145</b>
4.1	Опис фізичної моделі.....	145
4.2	Еталонний сигнал.....	148
4.2.1	Вимірювання еталонного сигналу.....	148
4.2.2	Обробка еталонного сигналу .....	152
4.3	Діагностика дисбалансу робочого колеса .....	158
4.4	Діагностика попадання в компресор турбіни сторонніх предметів невеликого розміру .....	166
4.5	Діагностика попадання в компресор турбіни сторонніх предметів середнього розміру.....	173
4.6	Діагностика задирання лопаток компресора турбіни стороннім предметом .....	180
4.7	Алгоритм діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування двигуна .....	187
	Висновки до розділу 4 .....	195
<b>ВИСНОВКИ.....</b>		<b>199</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>		<b>203</b>
<b>ДОДАТОК А Список наукових праць здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації .....</b>		<b>215</b>
<b>ДОДАТОК Б Акти впровадження результатів дисертаційної роботи .....</b>		<b>219</b>
<b>ДОДАТОК В Програма визначення фрактальної характеристики нестационарного процесу .....</b>		<b>224</b>



ДОДАТОК Г Значення показників херста для діагностики тріщини валу ротора двигуна .....	225
ДОДАТОК Д Реалізації та параметри вимірювань під час фізичного моделювання віброакустичних сигналів .....	233

## ПРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АКФ	- автокореляційна функція;
АР МАК	- авіаційний реєстр міжнародного авіаційного комітету;
АЦП	- аналогово-цифровий перетворювач;
БДТВ	- блок діагностики тріщини валу;
БДТЛ	- блок діагностики тріщини лопатки;
БС	- біспектр;
БСКВ	- бортова система контролю вібрації;
БСУК	- бортова система управління і контролю двигуном;
ВП	- Вейвлет-перетворення;
ГТД	- газотурбінний двигун;
ІДК	- індивідуальний діагностичний комплекс;
КОС	- круговий однозв'язний список;
ЛА	- літальний апарат;
МК	- мікроконтролер;
МНР	- метод нормованого розмаху;
НВ	- небезпечна вібрація;
ОД	- об'єкт діагностики;
ПБКД	- підсистема багатокласової діагностики;
ПВ	- підвищена вібрація;
ПГ	- повітряний гвинт;
ПЗ	- програмне забезпечення;
ПЗД	- перетворювач заряду двоканалний;
ПЗО	- пристрій збору і обробки інформації;
ПК	- персональний комп'ютер;
ПКВ	- пристрій контролю вібрації;
ПKN	- пристрій комутації та визначення несправностей;
ПЦО	- пристрій центрального обчислювача;
ПЦЗ	- канал послідовного цифрового зв'язку;
РМ	- розмірність Мінковського;
САУ	- система автоматичного управління;
СЗ	- середнє значення;
СКД	- система контролю двигуна;
СТ	- силова турбіна;
СУ	- силова установка;
ТК	- турбокомпресор;
ТО	- технічне обслуговування;
ТС	- технічний стан;
ФА	- фрактальний аналіз;
ФМ	- фізична модель
ФР	- фрактальна розмірність;
ЧЧП	- частотно-часове перетворення;
ЧЧА	- частотно-часовий аналіз;

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** Одним із основних факторів забезпечення надійності та безпеки польотів є постійний моніторинг та діагностика технічного стану (ТС), авіаційного газотурбінного двигуна (ГТД). Найбільш небезпечними є поява та розвиток тріщино-подібних пошкоджень обертових елементів ГТД, таких як вал і лопатки силової турбіни та компресора двигуна під час його експлуатації, адже вони можуть призвести до нелокалізованих пошкоджень ГТД та катастрофічних наслідків. Не менш небезпечними та поширеними на практиці є потрапляння сторонніх предметів в силову турбіну двигуна під час польоту. Такі експлуатаційні порушення потребують ранньої діагностики та негайного прийняття рішень для запобігання передумов виникнення льотної події. Для безаварійної та ефективної експлуатації ГТД необхідно забезпечити ранню діагностику початкових пошкоджень роторних елементів двигуна та виявлення експлуатаційних порушень штатних режимів роботи ГТД.

Сучасні бортові системи управління та контролю двигуном (БСУК) реалізовані за принципом структурного моніторингу - Structural Health Monitoring (SHM), який передбачає швидку дистанційну оцінку поточного функціонального ТС двигуна та виявлення дефектів реальному часі. Це дозволяє суттєво зменшити експлуатаційні витрати, продовжити термін служби двигуна та його вузлів, подолати обмеження доступності та глибини прихованих пошкоджень, а також мінімізувати вплив людського фактору за допомогою автоматизованого аналізу даних.

Бортова система управління і контролю двигуном здійснює прийом та аналіз діагностичної інформації від декількох десятків сенсорів. Поряд із такими параметрами як: частота обертання ротора низького тиску; температура газу за турбіною; відношення тиску перед компресором до тиску за турбіною; витрати палива та ін. також контролюються вібрації двигуна спеціальною бортовою системою контролю вібрації (БСКВ) у складі БСУК двигуна.

Вібраційні сигнали, які випромінюються ГТД, мають складну шумоподібну структуру та в більшості випадків являються локально чи суттєво нестационарними процесами. Їх хаотична природа дозволяє віднести їх до класу фрактальних процесів, що ускладнює застосування для їх аналізу класичних методів обробки, наприклад спектрально-кореляційний аналіз. Складові вібраційного сигналу, що містять інформацію про початкові пошкодження роторних елементів ГТД мають низьку енергетичну ємність. Пошкодження на початкових етапах практично не призводить до збільшення загального рівня випромінюваного вібраційного чи акустичного шуму, або його окремих спектральних компонент, але при цьому змінюється структура сигналу, тобто змінюються співвідношення між його окремими складовими, або ж з'являються нові складові.

Більшість БСКВ, які використовуються у складі БСУК двигуном на сьогодні, реалізовані за принципом передаварійного діагностування, реєструючи лише критичні і небезпечні рівні вібрації. В таких БСКВ для поточного вібраційного контролю ГТД та виявлення пошкоджень елементів ГТД використовуються методи обробки інформації, які дозволяють грубо ідентифікувати дефекти та недосконалості ГТД, вони визначають такі стани двигуна, за яких параметри наближаються до граничнодопустимих значень, але не дозволяють діагностувати пошкодження на ранніх стадіях розвитку та визначати їх клас. Традиційні методи обробки вібраційних сигналів, такі як спектрально-кореляційний аналіз не дозволяють виявити прихований тренд та дослідити більш тонку структуру сигналу. Тому, для обробки діагностичної інформації необхідно застосувати такі методи, які б виявили зміни в структурі віброакустичного сигналу та були б чутливими до малих змін корисної інформації в умовах високого рівня адитивних і мультиплікативних завад. Таким вимогам відповідають наступні методи обробки віброакустичних сигналів: частотно-часовий аналіз, біспектральний аналіз, вейвлет аналіз, фрактальний аналіз. Але часто результати обробки складних нестационарних віброакустичних процесів є багатокomпонентними та складними для інтерпретації і прийняття



рішення. Перспективним напрямком є поєднання різних методів аналізу вібраційних сигналів для визначення діагностичних показників. На основі багаторівневої обробки діагностичної інформації, розробки методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення можна вдосконалити БСУК двигуна шляхом розробки Підсистеми багатокласової діагностики та реалізації її у складі БСКВ двигуна. Це дозволить розширити функціональні можливості БСУК двигуна, попередити розвиток небезпечних пошкоджень та руйнування елементів двигуна, забезпечити надійність та ефективність його експлуатації.

Актуальність роботи полягає в науковому обґрунтуванні та вдосконаленні бортової системи керування та контролю двигуном для забезпечення багатокласової діагностики ГТД на основі багаторівневої обробки діагностичної інформації, яка б за принципами побудови та функціонування відповідала сучасній концепції структурного моніторингу.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дослідження, результати яких викладені в дисертації, проводились на кафедрі приладів та систем орієнтації та навігації (з 01.07.2021 комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем) Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського" (КПІ ім. Ігоря Сікорського) відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України № 942 від 07.09.2011 «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямків наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року», ДР №0117U004259 «Методологія багатокласової діагностики складних просторових об'єктів» та договору №489/6 «Розробка алгоритмів початкової виставки і виставки у польоті безплатформової інерціальної навігаційної системи», в яких автор була виконавцем.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційної роботи є вдосконалення бортової системи керування і контролю для авіаційного газотурбінного двигуна на основі розроблення підсистеми багатокласової діагностики з багаторівневою обробкою діагностичної інформації.

Для досягнення поставленої мети в дисертації вирішуються наступні



**завдання:**

1. Проаналізувати сучасний стан та тенденції розвитку бортових систем керування та контролю авіаційних газотурбінних двигунів та обґрунтувати шляхи їх вдосконалення для забезпечення багатокласової діагностики ГТД.
2. Обґрунтувати та розробити загальну структуру підсистеми багатокласової діагностики у складі вдосконаленої бортової системи управління і контролю ГТД на основі вже існуючої бортової системи контролю вібрацій двигуна.
3. Обґрунтувати вибір методів аналізу діагностичної інформації для реалізації підсистеми багатокласової діагностики.
4. Провести моделювання пошкодженого валу ротора двигуна і розробити методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для діагностики тріщини валу ротора.
5. Розробити методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для діагностики початкового тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса двигуна на основі фізичного моделювання робочого колеса з пошкодженням.
6. Провести фізичне моделювання складної обертової системи та імітаційне моделювання різних видів її експлуатаційних порушень, розробити методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування авіаційного газотурбінного двигуна.
7. Впровадити результати дослідження.

**Об'єкт дослідження:** процес моніторингу технічного стану ГТД бортовою системою керування і контролю та бортовою системою контролю вібрацій.

**Предмет дослідження:** методи та засоби вдосконалення бортової системи керування і контролю авіаційних двигунів на основі багаторівневої обробки інформації.

**Методи дослідження:** вдосконалення бортової системи керування та контролю авіаційного газотурбінного двигуна розроблювалось на основі методів технічної діагностики, автоматизації та керування авіаційними двигунами, а саме вібраційної діагностики; розробка підсистеми багатокласової діагностики включала методи цифрової обробки сигналів (частотно-часовий аналіз, багатоспектральний аналіз, Вейвлет-перетворення, Фактальний аналіз), методи оптимізації, статистичні методи аналізу, методи теорії вимірювальних систем; методи математичного і комп'ютерного моделювання складних систем та процесів. Комп'ютерне моделювання процесів вібраційного контролю та діагностики а також аналіз діагностичної інформації виконувався за допомогою програмного середовища MatLab.

**Наукова новизна отриманих результатів.** В дисертації вперше отримано такі нові наукові результати:

1. Для вдосконалення системи керування та контролю авіаційного газотурбінного двигуна запропоновано та обґрунтовано підсистему багатокласової діагностики у складі штатної бортової системи контролю вібрації на основі багаторівневої обробки віброакустичних сигналів у процесі експлуатації, що розширює функціональні можливості системи і забезпечує виявлення пошкоджень роторних елементів та порушення штатних режимів функціонування через потрапляння сторонніх предметів, дисбаланс ротора і задирання робочих коліс сторонніми предметами.
2. Для діагностики пошкодження валу ротора обґрунтовано застосування фрактального аналізу вібраційних сигналів на нестационарному режимі роботи двигуна та встановлено функціональні залежності показника Херста від параметру пошкодження.
3. Запропоновано та обґрунтовано застосування дворівневої обробки віброакустичних сигналів для діагностики тріщин лопаток двигуна шляхом послідовного використання методів частотно-часового та фрактального аналізу, на основі яких отримано нову діагностичну ознаку - розмірність Мінковського частотно-часових спектрів.

4. Для діагностики порушення штатних режимів функціонування через потрапляння сторонніх предметів, дисбаланс ротора і задирання робочих коліс сторонніми предметами запропоновано та обґрунтовано нові діагностичні ознаки: показник Херста віброакустичних сигналів та розмірність Мінковського оцінок модуля біспектра віброакустичних сигналів на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації двигуна.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає в тому, що в роботі розроблено функціональну схему та загальну структуру вдосконаленої Бортової системи контролю вібрації ГТД, яка містить розроблену підсистему багатокласової діагностики на основі вже існуючої бортової системи контролю вібрацій двигуна.

Проаналізовано вплив методичних факторів на визначення фрактальних характеристик складних вібраційних сигналів та розроблено методичне забезпечення для інтерпретації результатів фрактального аналізу для реалізації підсистеми багатокласової діагностики.

Розроблено методики проведення фізичного моделювання для діагностики різних видів експлуатаційних порушень обертової системи. Розроблено методики обробки віброакустичних сигналів, які випромінюються двигуном на стаціонарних та нестаціонарних режимах для багатокласової діагностики початкових пошкоджень та порушень експлуатаційних режимів роботи двигуна. Розроблено програмні алгоритми для діагностування: тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса двигуна; тріщиноподібно пошкодження валу ротора двигуна та комплексний алгоритм діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування ГТД для створення підсистеми багатокласової діагностики, яка може бути програмно реалізована у складі вдосконаленої БСКВ двигуна.

Практичне значення отриманих результатів підтверджується Актами впровадження, наведених в Додатку Б. Результати досліджень впроваджено у «Quantum Satis Engeneering LLC», Товаристві з обмеженою відповідальністю



«ЕФТЕРРА» та в навчальний процес кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».

**Особистий внесок здобувача.** Автором самостійно отримано основні положення, які винесені на захист (обґрунтовано та розроблено функціональну схему Підсистеми багатокласової діагностики на основі вже існуючої бортової системи контролю вібрацій двигуна; розроблені методики обробки віброакустичних сигналів, які випромінюються двигуном на стаціонарних та нестаціонарних режимах з метою визначення діагностичних показників для багатокласової діагностики початкових пошкоджень ГТД та порушень експлуатаційних режимів роботи двигуна; розроблені методики проведення імітаційного моделювання для дослідження впливу різних видів експлуатаційних порушень на роботу обертової системи). Самостійно обґрунтовано та розроблено програмні алгоритми для діагностування: тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса двигуна; тріщиноподібно пошкодження валу ротора двигуна та комплексний алгоритм діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування ГТД для застосування їх в Підсистемі багатокласової діагностики, яка може бути програмно реалізована у складі вдосконаленої БСКВ двигуна.

У роботах, виконаних у співавторстві, особисто автором виконано: [1] – на основі проведеного комп'ютерного моделювання вібраційних сигналів, обґрунтовано та розроблено методики обробки вібраційних сигналів з метою діагностування початкового тріщиноподібного пошкодження валу ротора ГТД; [2] – запропоновано фізичну модель обертової системи та проведено експериментальне дослідження впливу дисбалансу на роботу обертової системи; на основі результатів фізичного моделювання обґрунтовано і розроблено методики багаторівневого аналізу вібраційних сигналів з метою діагностики дисбалансу обертової системи; [3,12,13] – на основі проведеного фізичного моделювання обґрунтовано та розроблено методики багаторівневого аналізу вібраційних сигналів з метою діагностики початкового тріщиноподібного



пошкодження лопатки обертової системи; [4,15] – обґрунтовано та розроблено методики застосування фрактального аналізу для інтерпретації вібраційних сигналів робочого колеса ГДТ на стаціонарному та перехідному режимах експлуатації; [6,19,20] – запропоновано фізичну модель обертової системи та проведено експериментальне дослідження впливу попадання сторонніх предметів у робоче колесо обертової системи на її роботу; на основі результатів фізичного моделювання обґрунтовано і розроблено методики багаторівневого аналізу вібраційних сигналів з метою діагностики попадання сторонніх предметів у турбіну ГТД; [11] – запропоновано та обґрунтовано застосування методів фрактального аналізу для обробки діагностичних зображень; [18] – запропоновано та обґрунтовано застосування дворівневого аналізу вібраційних сигналів з метою діагностики дисбалансу обертової системи; [21] – розроблено комп'ютерну програму для фрактального аналізу та визначення показника Херста для різних діагностичних завдань багатокласової діагностики.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення та результати були представлені на таких міжнародних конференціях та семінарах: IX науково-практичній конференції студентів та аспірантів «Погляд у майбутнє приладобудування», м. Київ, Україна, 2016 р.; II Всеукраїнській науково-практичній конференції «Приладобудування та метрологія: сучасні проблеми, тенденції розвитку», м. Луцьк, Україна, 2016 р.; 3 Всеукраїнській науково-технічній конференції «Актуальні проблеми автоматики та приладобудування», м. Харків, Україна, 2016 р.; XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Приладобудування: стан і перспективи», Київ, Україна, 2017 р.; X Міжнародній науково-практичній конференції «Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси» (ІРТК-2018), Київ, Україна, 2018 р.; International Conference on New Trends in Signal Processing (NTSP 2018), Demanovska dolina, Slovakia, 2018 р.; XVIII Міжнародній науково-технічній конференції «Приладобудування: стан і перспективи», Київ, Україна, 2019 р.; XXIV Міжнародному конгресі двигунобудівників, Кobleво, Україна, 2019 р.; XIX Міжнародній науково-технічній конференції «Приладобудування: стан і перспективи», Київ, Україна,

2020 р.; XIII Міжнародній науково-практичній конференції «Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси» (ІРТК-2020), Київ, Україна, 2020 р.; XXIX Conference Vibrations in Physical Systems (VIBSYS 2020), Poznan, Poland (on-line), 2020 р.; XXVI Міжнародному конгресі двигунобудівників, Лазурне, Україна, 2021 р.; Міжнародній науково-технічній конференції «Міцність і довговічність сучасних матеріалів та конструкцій», присвячена 70-річчю від дня народження член-кореспондента НАН України, проф. Яснія П.В. (МДСМК-2022), Тернопіль, Україна, 2022 р.

Результати досліджень доповідались та обговорювались на наукових семінарах кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського".

**Публікації.** За результатами дисертаційних досліджень автором опубліковано 21 наукових праць, серед яких 6 статей (з них 2 статті у закордонних фахових виданнях, що індексуються Scopus, 1 стаття, яка індексується Web of Science та 3 статті у провідних фахових виданнях), 14 тез доповідей міжнародних наукових конференцій та одне свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації – 236 сторінок, з них основного тексту 154 – сторінок. Список використаних джерел містить 124 посилання. Дисертація містить 48 рисунків і 28 таблиць.

## РОЗДІЛ 1

### ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 1.1 Загальна характеристика бортових систем управління і контролю авіаційних двигунів

##### 1.1.1 Загальна характеристика авіаційних двигунів, як складної обертової системи

Основним типом силової установки, що застосовується в даний час в авіації, є газотурбінний двигун (ГТД). Широко використовується він і в інших промислових галузях. Основу ГТД становить багатоступенева лопатна машина, що включає набір обертових робочих коліс і нерухомих керуючих (соплових) апаратів компресора і турбіни [1].

Авіаційний ГТД є складною динамічною системою, що складається з великої кількості функціонально пов'язаних підсистем, вузлів і блоків, які під час експлуатації піддаються безлічі механічних, аеродинамічних, теплових та інших навантажень. Технічний стан ротора турбокомпресора багато в чому визначає ресурс і надійність силової установки (СУ) та безпеку польотів літального апарату (ЛА) [2-3].

Як відновлюваний об'єкт, ГТД протягом терміну служби вимагає постійного моніторингу, трудомісткість якого залежить від рівня автоматизації процесів отримання, обробки, зберігання, документування інформації про поточний стан авіаційного двигуна, а також контролю, діагностики, прогнозування його технічного стану (ТС), послідовність і методи виконання яких визначають інформаційну технологію моніторингу [4-7].

Моніторинг ГТД відбувається на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації. Стаціонарні режими експлуатації двигуна характеризуються вібраційним збуренням, яке відбувається з частотою обертання ротора  $\omega_p$ , що

носить назву першої (основної) роторної гармоніки [8,9]. Нелінійність характеристик елементів в реальних ГТД призводить до появи додаткових вібраційних складових з частотами, кратними частоті основної роторної гармоніки  $\omega_{pi} = i \cdot \omega_p$  [8].

Для ГТД характерним є наявність супергармонічних складових ( $i=2;3;4;\dots$ ), рівень яких значно нижчий за рівень основної роторної гармоніки та швидко спадає зі збільшенням кратності. Субгармонічні коливання ( $i=1/2;1/3;1/4;\dots$ ) збуджуються рідко, в основному вони можуть мати місце тільки на частотах резонансних (критичних) режимів, які зазвичай не входять до робочого діапазону частот обертання ротора [8]. Таким чином, на стаціонарних режимах роторна вібрація може бути описана моделлю полігармонічного процесу у вигляді [8, 10]:

$$P(t) = \sum_{i=1}^{i=n_1} P_i \sin(i\omega_p t + \varphi_{i0}), \quad (1.1)$$

де  $P_i$ ,  $\varphi_{i0}$  - відповідно амплітуда та початкова фаза  $i$ -тої гармоніки;  $m_1$  та  $n_1$  - цілі додатні числа.

Реальні вібраційні збурення є близькими до випадкових процесів, окремі складові яких можуть являти собою модульовані коливання зі змінною амплітудою та фазою [8]. Модуляція роторних гармонік за амплітудою зумовлена випадковими змінюваннями сумарного дисбалансу відносно його деякого середнього значення, а за фазою – через незначні випадкові флуктуації частоти обертання ротору. Як показано в [1,8,11-13], на стаціонарних режимах роботи ГТД роторну вібрацію можна розглядати як стаціонарний ергодичний процес, причому коливальна енергія концентрується у вузьких частотних смугах, які визначаються роторними гармоніками. В спектрах, побудованих на основі наявних статистичних даних одно- та двороторних ГТД, вузькосмугові складові є головними, але окрім цього мають місце складові малої інтенсивності з неперервним спектром. Таким чином, з урахуванням нестабільності амплітуд модель роторної вібрації для однороторного двигуна буде мати подання у вигляді адитивної суми суми кінцевого числа вузькосмугових компонент та



широкопasmового вібраційного шуму [8]:

$$P(t) = \sum_{i=1}^{i=n_1} P_i(t) \sin[i\omega_p t + \varphi_i(t)] + \xi(t), \quad (1.2)$$

де  $\xi(t)$  - широкопasmовий вібраційний шум, що є випадковим процесом з нормальним розподілом, статистично незалежний від вузькопasmових складових,  $P_i(t)$ ,  $\varphi_i(t)$  - повільно змінювані функції в порівнянні з гармонічною функцією частоти  $i\omega_p$ .

Нестационарні режими експлуатації відповідно до [8, 14] можна розділити на такі:

- Максимальний форсований режим – відповідає найбільшому значенню тяги, яку двигун стабільно може розвинути у визначених земних та повітряних умовах на заданому обмеженому проміжку часу. Даний режим використовується при зльоті літального апарату, при плавному та ступінчастому регулюванні ступеню форсування має місце частковий форсований режим.
- Номінальний крейсерський режим – відповідає максимально допустимому значенню тяги у визначених земних та повітряних умовах на проміжку часу, що в кілька разів перевищує час максимального режиму. Даний режим використовується для набору висоти у двигунів без форсажної камери.
- Режим малого газу – відповідає мінімальному значенню тяги двигуна, яка необхідна для зниження ЛА та в умовах наземного рулювання.
- Максимальний реверсний режим – відповідає максимальному значенню тяги, яку двигун стабільно розвиває в напрямку, протилежному нормальному напрямку тяги, на заданому проміжку часу.

Для ГТД вирішення діагностичних задач мають свою специфіку, обумовлену як складністю самого об'єкту та процесів, що протікають в ньому на стаціонарних та нестационарних режимах, так і множиною проявів та впливів на характеристики робочих процесів можливих несправностей та пошкоджень.

Структурно-функціональна складність ГТД, а також різноманіття експлуатаційних режимів двигуна ускладнюють задачу повного формалізованого опису впливу пошкоджень і дефектів елементів ГТД на показники якості їх функціонування [4].

Як показано в [7,9] специфіка діагностування ГТД обумовлена:

- неможливістю отримання універсальних рішень діагностичних задач щодо ГТД через велику кількість систем двигуна, побудованих на різних фізичних принципах;
- необхідністю різноманітних підходів до діагностування різних систем ГТД, що відрізняються як за структурою, так і за характером функціонування при виникненні пошкоджень та несправностей;
- різним характером функціонування окремих систем;
- різними режимами експлуатації ГТД в польоті та в наземних умовах;
- обмеженням за масою, габаритними розмірами, надійністю діагностичних засобів на борту ЛА;
- обмеженими можливостями відновлення двигуна в умовах польоту.

Значення технічної діагностики для ГТД постійно зростає в зв'язку з такими факторами [6, 8, 15]:

1. Ускладнення авіаційних ГТД, підвищення темпів їх використання та підвищення вимог до надійності.
2. Недостатньо висока надійність окремих силових установок, окремих підсистем і вузлів двигуна, що не задовольняє вимогам надійності і безпеки польотів.
3. Необхідність своєчасного виявлення несправностей на ранній стадії їх розвитку і попередження відмов в польоті, що є однією з основних умов забезпечення безпеки польотів ЛА при заданому рівні надійності двигуна в експлуатації.
4. Недосконалість застосовуваних методів і засобів діагностування, що не дозволяє забезпечити постійний контроль в експлуатації конструктивно складних і багатомірних систем двигуна і вимагає розробки спеціальних методів

і засобів.

5. Складна природа відмов, велика частина яких викликається різними причинами, що ускладнює визначення істинної причини відмови і ідентифікацію несправності без спеціальних ефективних діагностичних методів і засобів.

6. Необхідність визначати технічний стан в короткі терміни, в реальному режимі часу.

7. Необхідність забезпечення працездатності ГТД та заданої безпеки польотів при експлуатації в складних умовах, в нештатних ситуаціях, при виникненні пошкоджень в системах ГТД.

Тому забезпечення надійної безвідмовної роботи авіаційних ГТД в складних умовах експлуатації є важливою проблемою підвищення надійності та ефективності польотів.

### **1.1.2 Експлуатаційні несправності двигунів**

Зміна ТС ГТД в експлуатації в основному обумовлюються впливом двох факторів [1]:

- погіршенням газодинамічного стану проточної частини двигуна, яке знаходить своє відображення в зміні термогазодинамічних параметрів;
- погіршенням механічного стану двигуна внаслідок поступового зносу опор роторів і вичерпання несучої здатності навантажених деталей і елементів (силових елементів конструкції двигуна).

В залежності від того, як повно система діагностики віддзеркалює змінювання дійсного стану ГТД, прояви контрольованих несправностей мають різний характер. Це дає можливість, відповідно до [8], віднести відмови ГТД, викликані розвитком несправностей, до наступних трьох груп: раптові відмови; швидкі відмови та поступові відмови. Дана класифікація відмов є відображенням рівня знань про причини відмов, накопичення таких знань призводить до того, що деякі раптові відмови стають прогнозованими. Тому однією із задач розвитку методів та засобів діагностики ГТД є максимальне скорочення кількості

раптових та швидких відмов і переведення їх в групу поступових відмов. Вирішення цієї задачі буде сприяти як підвищенню рівня безпеки польотів, так і зменшенню експлуатаційних витрат.

Основними силовими елементами конструкції ГТД є ротори (турбіни, компресори та їх конструктивні елементи - вали, диски і лопатки). Руйнування роторних елементів в польоті відносяться до раптових відмов і, як правило, призводять до передумов аварії. Згідно з вимогами до проектування ЛА і СУ [2], внутрішні руйнування елементів конструкції двигуна, що виникають під час його експлуатації, повинні бути локалізованими, тобто окремі частини зруйнованих елементів не повинні виходити за межі двигуна. В іншому випадку це призводить до серйозних ушкоджень ЛА. Тому підвищення безпеки і ефективності експлуатації ГТД вимагають прогнозування раптових і швидких відмов, максимального скорочення їх кількості та переведення їх в групу поступових відмов [2, 15].

Одними з небезпечних та поширених на практиці дефектів є втомні пошкодження лопаток робочих коліс ГТД. Компресори і турбіни – основні вузли авіаційних ГТД. До недавнього часу [16] лопатки турбін та компресорів проектували згідно з принципом безпечного ресурсу таким чином, щоб уникнути резонансних коливань в експлуатації, або ж забезпечити їх короточасний характер на перехідних режимах двигуна. Але реальний досвід експлуатації показує [16], що руйнування лопаток є досить частою подією для різних термінів напруцювання двигунів. При цьому, лопатки турбін в експлуатації більше піддаються розтріскуванню, ніж лопатки компресорів. Це пов'язано з умовами їх роботи, за якими на лопатки турбін діють підвищені термічні навантаження та довготривалий статичний розтяг під впливом відцентрових сил при обертанні ротору, а також згин та скручування, зумовлене дією газодинамічного потоку [16-17].

В експлуатації ГТД крім силових факторів, що визначаються конфігурацією лопаток і дією зовнішніх сил (статичних, газодинамічних та вібраційних), на лопатки діє ряд інших факторів, пов'язаних з особливостями



впливу середовища, в якому експлуатується двигун: попадання сторонніх предметів, корозія, зміна температури, ерозія, знос і т. д.

Силові фактори, за винятком вібраційних і, в якійсь мірі, циклічних, досить точно прогножуються і враховуються на стадії проектування; інші чинники складно передбачувати. В цілому, розрахункові методи не дають можливості з достатньою достовірністю оцінити працездатність лопаток компресора, яка в основному перевіряється в процесі доведення шляхом широких досліджень напруженості, а також випробуваннями в натурних умовах на експериментальному компресорі та іншими стендовими випробуваннями [18-20].

Найбільший вплив на працездатність лопаток мають наступні фактори [19]:

- а) "звичайна" втома (змінні напруження, пов'язані з вібраціями, перевершують втомну міцність матеріалу);
- б) зниження втомної міцності матеріалу випадковими забоїнами, через попадання сторонніх предметів (птахи, град, предмети, залишені під час обслуговування, частки поверхні і т. і.);
- в) пошкодження (порушення форми) через попадання великих сторонніх предметів;
- г) ерозія дрібними частинками (пісок);
- д) корозія.

Виходячи з особливостей умов навантаження пера лопаток типового вентилятора, найбільш небезпечними з точки зору пошкоджуваності вважаються випадки [20]: забоїни (або інші порушення форми) і тріщини (або інші порушення цілісності) тонкої вхідної кромки лопатки і руйнування лопатки під дією згинальних моментів відносно осі мінімальних моментів інерції.

Пошкодження лопаток в експлуатації ГТД мають випадковий характер як за видом пошкодження, так і за його локалізацією. Початкові пошкодження практично неможливо виявити традиційними для ГТД методами і засобами контролю. Тому важливим діагностичним завданням для сучасних ГТД є

вдосконалення методів і засобів контролю та діагностики для забезпечення виявлення тріщиноподібних пошкоджень лопаток на початковому етапі їх розвитку.

Ще одним з найнебезпечніших експлуатаційних пошкоджень роторних елементів ГТД є руйнування валів через розвиток тріщин під впливом згинаючих і скручуючих моментів [17, 21]. Поширення втомних тріщин у валах пов'язано з багатоцикловою втомою. Досить часто виникнення тріщин в експлуатації викликано початковим пошкодженням матеріалу, порушенням умов сполучення у вузлах з'єднання, технологічними факторами. У багатьох випадках такі пошкодження обумовлені неякісним монтажем роторних елементів двигуна. Тріщини в валах виникають також в торцевих шліцах (на фланцях, в районі підстави шліц), а потім поширюються в бік центрального отвору валу. Часто тріщини розвиваються по колу проти напрямку обертання валу і призводять до обриву і руйнування валу в польоті [21].

Таким чином, в зв'язку з можливістю пошкодження і руйнування валу турбіни, що призводить до нелокалізованих руйнувань двигуна і, як правило, катастрофічних наслідків, діагностика пошкоджень валів роторів і захист роторних елементів двигуна в разі руйнування валу (локалізація руйнування) є важливими актуальними завданнями в загальній проблемі підвищення надійності експлуатації авіаційної техніки.

Найбільше число експлуатаційних несправностей компресорів пов'язано з попаданням в двигун сторонніх предметів і спричинених ними механічних пошкоджень [1,11,18-20]. За статистичними даними про льотні події, які спричинили попадання в двигуни сторонніх предметів [20], в середньому на 100000 польотних циклів припадало 5,4 випадків потрапляння, при максимальній частоті 9,7 випадків, а мінімальній – 3,4. Федеральне Авіаційне Управління США розділяло сторонні предмети на дві основні категорії [20]. В першу групу включалися предмети, що впливають на роботу тільки одного двигуна багатодвигунного літака. Це - обтирочне ганчір'я, ручний інструмент, болти або гайки, шматки протекторів авіашин і т.і. - на злітньому режимі; птахи

масою до 1,8 кг – на максимальному крейсерському (набір висоти). До другої групи були віднесені предмети, які можуть впливати на роботу всіх двигунів багатодвигунного літака при одиничному попаданні. Це - пісок та гравій (28 г на 645 см<sup>2</sup> площі перетину вхідного пристрою двигуна) під час зльоту, градини, птиці масою до 0,68 кг, лід на вхідному пристрої повітрозабірника і т. і. При попаданні предметів першої групи в двигуні перед контрольованим вимиканням двигуна не повинно виникати пожежі, вибуху або "глобального" руйнування. Обірвані робочі лопатки не повинні пробивати стіни корпусу. При попаданні предметів другої групи двигун повинен бути здатний створювати 75% розрахункової тяги без значних перебоїв протягом 5 хв.

Враховуючи викладені вище дані про експлуатаційні пошкодження вузлів та деталей ГТД та складність їх прояву, важливим є створення системи багатокласової діагностики ТС авіаційного двигуна, яка змогла би забезпечити його ефективну, та безвідмовну експлуатацію в умовах потенційного порушення штатних режимів експлуатації авіаційного ГТД та початкового розвитку тріщиноподібних пошкоджень обертових елементів.

### **1.1.3 Діагностика авіаційних двигунів у процесі експлуатації**

Сучасні засоби діагностики ГТД спрямовані на забезпечення безпеки польоту ЛА шляхом запобігання відмов двигунів, на скорочення вартості обслуговування двигунів (за допомогою подовження їх ресурсу та раціонального проведення регламентних робіт) за допомогою раннього діагностування передвідмовного стану двигунів та їх вузлів [15, 22].

Ці напрямки визначають основні принципи побудови системи моніторингу. Така система формується із пов'язаних між собою бортової та наземної підсистем контролю і діагностики, також вона використовує деякі функціональні можливості системи автоматичного управління (САУ) двигуном та систем реєстрації літака, сигналізації і візуалізації даних для екіпажу.

Для діагностики авіаційних двигунів, на сьогоднішній день



використовуються ті методи діагностування, які є найбільш пристосованими до ГТД і умов їх експлуатації та задовольняють їхнім характерним особливостям, як об'єкту діагностики. До таких методів відносяться [6,8,11,17]:

- методи діагностики за змінюванням параметрів динамічних процесів в ГТД, а саме, параметричні методи (діагностика по параметрах систем двигуна) та методи вібраційної та віброакустичної діагностики;
- методи діагностики за змінюванням фізико-механічних параметрів ГТД, такі як: спектральний аналіз мастила, візуально-оптична діагностика, радіографія, термометрія.

Параметричні методи діагностики базуються на аналізі термогазодинамічних параметрів двигуна (тиск, температура і т.і.) в різних перерізах проточної частини та вихідних параметрів двигуна (тяга, витрати палива, частота обертання ротору і т.і.), які несуть інформацію про стан проточної частини ГТД. В основному діагностика проводиться на стаціонарних режимах і забезпечує виявлення тих несправностей, які викликають змінювання відхилень вказаних параметрів від середніх, характерних для даного режиму значень [22].

Дані методи мають ряд недоліків, основні з яких полягають у обмеженості кількості вимірюваних чи визначених параметрів порівняно з кількістю можливих станів двигуна в експлуатації, в неоднозначних залежностях змінювання вимірюваних чи визначених параметрів від зміни технічного обслуговування (ТО) об'єкта, а також в необхідності побудови адекватних математичних моделей та потреби високої контролепридатності двигунів.

На стаціонарних режимах роботи двигуна може бути виявлена значна кількість несправностей ГТД, але для багатьох двигунів цивільних і військових ЛА відмови можуть мати місце при роботі на нестаціонарних режимах [17]. Тому методи, що базуються на аналізі отриманої в умовах стаціонарних режимів інформації, бувають не завжди достатньо ефективними. Зараз є можливість отримання інформації про роботу двигуна на стаціонарних та нестаціонарних режимах, в процесі випробувань, що, безперечно, розширює можливості



використання нестационарних режимів для діагностики. На сьогоднішній день цей напрямок активно досліджується та розвивається [17,22].

За допомогою параметричного методу можуть бути виявленими такі несправності, як ерозійний знос елементів проточної частини, прогари деталей гарячої частини двигуна, механічні пошкодження та руйнування деталей.

Вібраційний та віброакустичний контроль ТС двигуна є одним з важливих напрямків у загальній системі технічної діагностики ГТД і має низку переваг порівняно з іншими методами: відносна простота перетворення вібраційних та віброакустичних сигналів в електричні; їх висока інформативність; можливість застосовувати дані методи безпосередньо в процесі експлуатації двигуна, а також можливість автоматизувати весь процес діагностики [23-26].

Дискретно-фазовий метод [8] застосовують для вимірювання коливань лопаток робочих коліс (компресорів, турбін) без демонтування двигуна для виявлення моментів виникнення небезпечних резонансних та автоколивальних режимів в лопатках. Такі коливання можуть зумовлюватись змінюваннями характеристик повітряних потоків на вході в компресор, забрудненнями деталей газоповітряного тракту, змінюванням власних частот коливань лопаток через знос та деформації профілів та ін. Вимірювальні пристрої (індукційні, ємнісні, оптичні, акусто-оптичні [20,22,24-28]), що встановлюються на нерухомих частинах двигуна, фіксують миттєві значення відносних переміщень лопаток в окремі моменти часу, які визначаються частотою обертання ротора.

Контроль стану мастила проводиться для діагностики пар тертя і дозволяє виявити зношування та руйнування поверхонь контакту на початковій стадії розвитку, а в деяких випадках за результатами спектрального аналізу мастила визначається деталь з підвищеним зношенням [22]. Як діагностичні ознаки, що характеризують процеси зношування, використовуються концентрація металів у мастилі, швидкість зростання їх концентрації, розмір частинок.

Один із принципів технічної діагностики, наведених в [15], принцип комплексності передбачає, що система технічної діагностики ГТД повинна включати в себе комплекси бортового контролю, комплекси «борт-земля» та

наземні комплекси. Сучасні системи діагностики не можуть бути реалізовані без застосування принципу інтеграції. Принциповою відмінністю систем діагностування від інших систем двигуна є її відкритість, тобто її інформаційний та функціональний зв'язок з іншими системами двигуна та ЛА: регулювання; зміни параметрів польоту; відображення інформації, реєстрації [15].

Автоматизація процесу прийняття діагностичних рішень за допомогою використання узагальненої діагностичної ознаки для алгоритмів будь-якої складності (в тому числі і для трендового аналізу параметрів), а також введення рівнів градації для допустимих значень цієї діагностичної ознаки на сьогоднішній день є актуальним завданням для систем діагностики ГТД [15].

На даний момент розробники і виробники авіаційних двигунів все частіше ставлять перед розробником електронних САУ завдання побудови надійних систем з повною відповідальністю (типу FADEC) [15,17,29-30]. Основними завданнями САУ ГТД є забезпечення функцій управління, контролю і діагностики двигуна.

При відмові такої САУ виключена можливість безпосереднього управління двигуном. З метою резервування в них використовують два або більше незалежних каналів управління зі своїми джерелами живлення, перетворювачами сигналів від датчиків, системою вбудованого контролю, пам'яттю, тощо [17]. Такі системи більш прості і легкі, ніж гідромеханічні. Їх можна модифікувати і вдосконалювати на всіх етапах життєвого циклу двигуна.

Розглянемо типову структуру САУ двигуна яка використовується для забезпечення бортової системи управління і контролю ГТД, і яка конструктивно реалізується у вигляді блоку управління і контролю (БУК), на прикладі електронної САУ з повною відповідальністю, що наведена в роботах [17, 30]. Узагальнена схема бортової системи управління і контролю двигуном показана на рис. 1.1.

Така система використовує два типи цільових процесорних пристроїв. Перший - для вирішення задач збору діагностичних даних, другий - для реалізації

функцій керування та обміну даними. Адже часто БУК повинна забезпечувати одночасний прийом інформації від декількох систем [17].

У складі узагальненої схеми блоку управління та контролю двигуном (рис. 1.1) завдання збору і обробки інформації алгоритмами контролю двигуна вирішують за допомогою пристрою збору і обробки інформації (ПЗО), а пристрій центрального обчислювача (ПЦО) виконує функцію комунікаційного процесора і вирішує всі «сервісні» завдання.

Бортова система управління і контролю двигуном здійснює прийом інформації від біля десяти аналогових датчиків [30]. До параметрів, що реєструються під час польоту, відносяться: температура оточуючого середовища; число Маха; частота обертання ротора низького тиску; температура газу за турбіною; відношення тиску перед компресором до тиску за турбіною; вібрації двигуна в зоні передньої та задньої опор; витрати палива.

Для забезпечення якості регулювання деякі параметри вимірюються з частотою 100 Гц (з урахуванням математичної фільтрації), а параметри, які використовуються в алгоритмах антипомпажного захисту, обчислюють з частотою до 200 Гц. З огляду на те, що обсяг завдань формування команд управління і зовнішнього обміну відносно невеликий, алгоритми управління і регулювання витратою палива і управління службовим компресором реалізовані на пристрої центрального обчислювача. Розглянемо коротко основні функціональні вузли САУ [30]. Пристрій збору діагностичної інформації призначений для вирішення наступних задач:

- Збір інформації від аналогових датчиків;
- Живлення аналогових датчиків;
- Фільтрація результатів вимірювань від збійних значень;
- Допускового контролю результатів вимірювань;
- Часове усереднення результатів вимірювань;
- Приведення результатів вимірювань до фізичних величин;
- Визначення цілісності ліній зв'язку з датчиками (КЗ / Обрив);
- Визначення справності внутрішніх каскадів перетворення сигналів

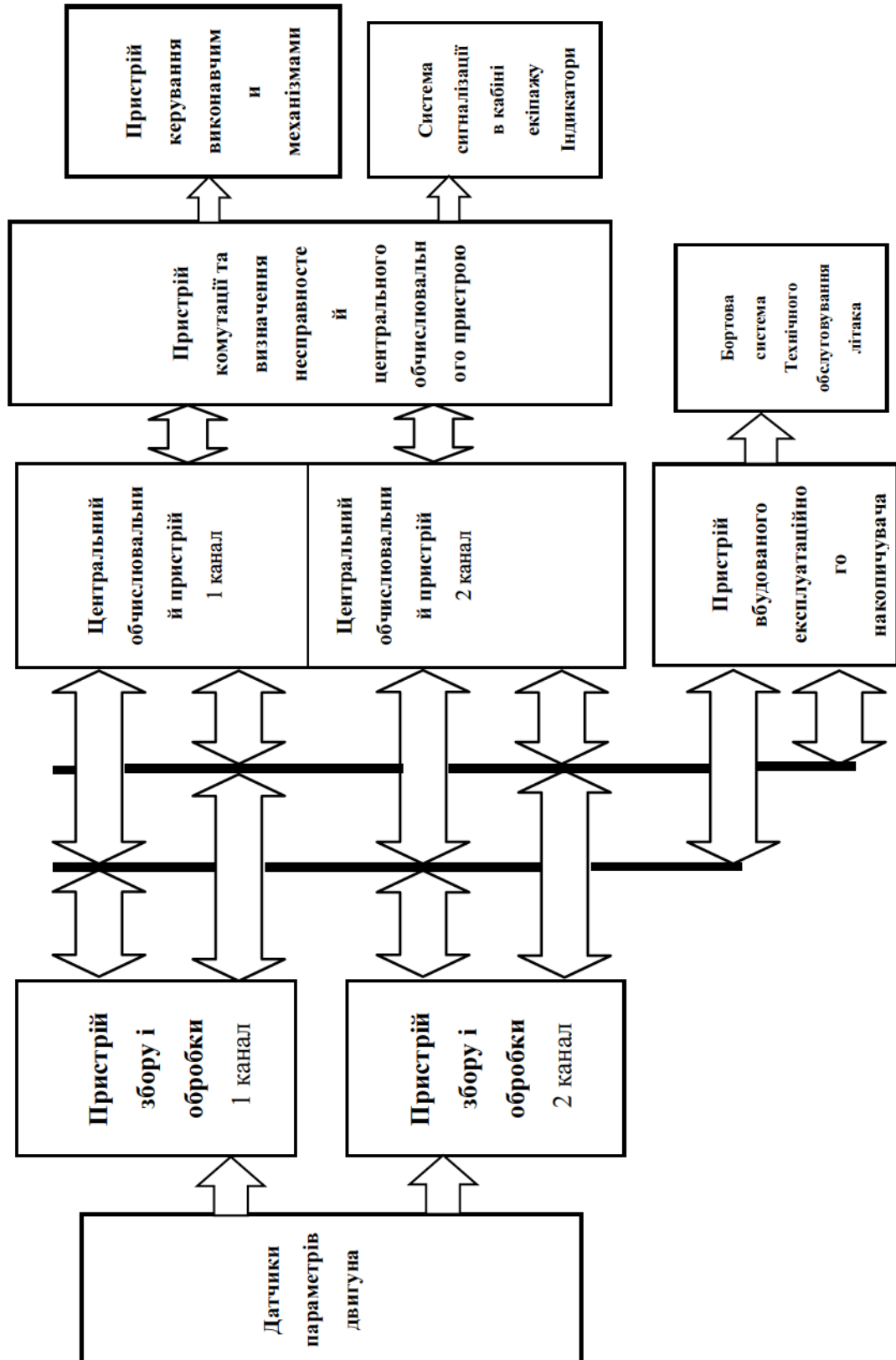


Рисунок 1.1 – Узагальнена схема блоку управління і контролю двигуном

[17,67]



датчиків;

- Видача інформації в ПЦО відповідно до внутрішнього протоколу обміну.

Пристрій центрального обчислювача призначений для вирішення наступних основних завдань [30]:

- Формування дискретних команд управління виконавчими механізмами (ВМ) двигуна (агрегати запалювання, стартер, повітрозабірник, заслінка відбору повітря, пожежний кран і т.д.);
- Інформаційної взаємодії з каналу ARING-429 (стандарт на комп'ютерну шину, що використовується в авіоніці [30-31]);
- Визначення справності власних ланцюгів і пристроїв блоку;
- Контроль неузгодженості параметрів, одержуваних по внутрішньому каналу міжплатним обміну від пристроїв ПЗО.

Основними функціями пристрою комутації та визначення несправностей ПЦО є: визначення справності ПЦО і комутація на виходи блоку ланцюгів від справного каналу; перетворення (посилення) команд управління з рівнів інтегральної мікросхеми в рівні формування дискретних команд; перетворення аналогових команд до виду, необхідного ВМ; передача даних в сигнальну систему екіпажу та індикатори в кабіну літака.

До складу пристрою комутації та визначення несправностей ПЦО (ПКН) входять [31]: автомат захисту силової турбіни двигуна, незалежний пристрій, що має власне джерело живлення та датчики обертів.

Для з'єднання з іншими пристроями блоку використовують мінімальну кількість зв'язків, що надійно забезпечує аварійну зупинку двигуна при перевищенні обертів ротора силової турбіни критичного значення. Пристрій вбудованого експлуатаційного накопичувача (ПН) є допоміжним пристроєм, який виконує сервісні функції. Його основні завдання полягають в реалізації функції вбудованого експлуатаційного накопичувача БУК та функції реалізації лічильника ресурсу, часу напрацювання, швидкодії роторів, лічильника запусків або циклів двигуна і т.і. [30].

Пристрій можна використовувати в якості потужного співпроцесора для

вирішення обчислювальних завдань великої ємності.

Алгоритм прийняття діагностичного рішення про технічний стан двигуна, реалізований у даному БУК, будується на основі контролю небезпечного та підвищеного рівня комплексу контрольованих параметрів. Одними з таких параметрів є параметри вібрації ГТД, для контролю яких в загальній системі управління і контролю є спеціальна бортова система.

#### **1.1.4 Бортові системи контролю вібрації**

Складовою системи управління і контролю ГТД є бортова система контролю вібрації (БСКВ). Методи вібраційної діагностики, в загальному випадку ґрунтуються на інформації про різні коливальні процеси: механічні коливання, змінні (динамічні) деформації, акустичні коливання в твердих, рідких та газових середовищах та ін. [11,12,32-33]. Дані методи технічної діагностики характеризуються певними особливостями, які пов'язані основним чином з характером сигналів, що використовуються. Зокрема, це:

- різноманітність фізичної природи вібраційних і віброакустичних сигналів та їх висока інформативність;
- широкий частотний діапазон сигналів, що забезпечує їх практично миттєву реакцію на змінювання ТС об'єкту;
- простота перетворення вібраційних та акустичних сигналів у електричні;
- можливість застосування широкого кола сучасних методів цифрової обробки діагностичної інформації;
- можливість автоматизації процесів отримання, перетворення, обробки та аналізу вібраційних та віброакустичних сигналів.

Одними з найбільш теоретично досліджених та поширених на практиці методів вібраційної та віброакустичної діагностики елементів конструкцій є низькочастотні (0-25 кГц) методи вільних та вимушених коливань, що полягають в збудженні вільно згасаючих чи резонансних вимушених коливань об'єкту діагностики (ОД) та подальшому аналізі їх параметрів і характеристик [12]. Для

діагностики використовуються інтегральні та локальні варіанти методів, за якими аналізуються коливання ОД як єдиного цілого чи окремої його частини.

Вібрація та шум ГТД – це реакція двигуна і його систем на дію збуджуючих сил, що являє собою складну сукупність взаємопов'язаних комбінацій складних, слабких та сильних елементарних шумових та вібраційних сигналів, збуджених різними джерелами. Інтенсивність рівня вібрації залежить від конструкції ГТД, а також від характеру зміни їх ТС в процесі експлуатації [32].

Вібраційна діагностика ГТД застосовується як безпосередньо в процесі експлуатації двигуна так і на всіх етапах його виробництва та доведення.

Серед множини джерел вібраційного збудження вимушених коливань елементів ГТД найбільш суттєвими є коливання механічного та аеродинамічного походження [6, 11]. Коливання механічного походження збурюються неврівноваженими силами, процесами взаємодії елементів конструкції двигуна через пружні зв'язки, процесами, що зумовлені силами тертя та співударяннями деталей ГТД. Інтенсивність таких коливань, а відтак і вібрація корпусу двигуна, головним чином залежить від стану роторів та їхніх опор [8].

Основним та найбільш важливим джерелом вібрації ГТД механічного походження є обертовий ротор, який генерує вібраційне збурення, зумовлене наявністю дисбалансу, на основній роторній гармоніці з частотою, що відповідає частоті обертання ротора, та на кратних гармоніках. Основною характеристикою інтенсивності вібрації будь-якого походження є значення амплітуди вібраційної швидкості незалежно від частоти. Зазвичай, частоти основних (перших) гармонік роторної вібрації в залежності від типу ГТД та режиму його роботи знаходяться в межах 30-750 Гц, а допустимі значення амплітуди роторної вібрації (вібраційної швидкості) в робочому діапазоні частоти обертання – в межах 10-50 мм/с [8,12,26].

Загалом вібрація аеродинамічного походження характеризується суцільним спектром з низкою дискретних, зазвичай розмитих, складових, наявність яких зумовлена періодичністю зриву вихорів з обтічного тіла, а також виникненням коливань на власних частотах елементів ГТД при їх збудженні



широко смуговим шумом [8].

Як і вібрації, акустичний шум двигуна в процесі експлуатації має механічне та аеродинамічне походження, причому останній є більш інтенсивним. Основними джерелами шуму є гвинт, вентилятор, компресор, турбіна, горіння в камері згорання, реактивний струмінь, а також агрегати, приводи, обертові та коливальні елементи двигуна [1,8,12]. ГТД випромінює шум в широкому діапазоні частот та довжин хвиль, причому області низьких частот відповідає довжина хвилі близько 30 см, а області високих частот – не більше 2,5 см. Типовий спектр шуму ГТД має частотний діапазон до 10 - 15 кГц, він в основному є суцільним з множиною дискретних складових.

Для діагностики елементів ГТД і визначення ТС двигуна в цілому широко застосовуються спектри вібрацій, зокрема спектри вібраційної швидкості [1]. Зазвичай значення амплітуд віброшвидкості не перевищують 30-60 мм/с, а їх змінювання в частотному діапазоні до 10 кГц значно менші за змінювання амплітуд вібраційних переміщень та прискорень. Вібраційні переміщення як діагностичну інформацію доцільно використовувати в діапазоні частот до 50 Гц, а прискорення – на частотах, вищих за 1000 Гц [8].

Роторні гармоніки є найбільш інформативними складовими спектрів вібрації для оцінювання технічного стану ГТД.

Для оцінки внеску додаткових роторних гармонік вібраційного спектру в узагальнений рівень вібрації [8] використовують коефіцієнти гармонік, що являють собою відношення сумарної віброшвидкості на всіх другорядних гармоніках до значення віброшвидкості на основній роторній гармоніці. Такі коефіцієнти залежать від кількості врахованих другорядних гармонік та їх інтенсивності, рівня основної гармоніки, режиму експлуатації, тому їх значення значно відрізняються навіть для двигунів одного типу. Так, за результатами аналізу спектрів вібрацій двигунів середньої тяги на режимах малого газу, 0,7 номінального режиму та на номінальному режимі, які наведено в [1], значення коефіцієнтів гармонік для різних двигунів відрізняються в 5-10 разів.

Важливим є також і вибір інформативного режиму роботи двигуна. Для



різних несправностей ефективність розпізнавання можна підвищити за рахунок використання декількох режимів роботи, вибір яких проводиться у відповідності до ступеню зростання дискретних складових спектра, тобто у відповідності до збільшення інтенсивності вібрації.

Можна виділити дві групи задач контролю вібрації ГТД [8]:

1. Визначення технічного стану двигуна та його елементів, раннє виявлення несправностей, дефектів та пошкоджень для забезпечення необхідної надійності двигуна та зменшення затрат на ліквідацію наслідків несправностей, дефектів, пошкоджень.

2. Оцінка вібраційного стану двигуна та його елементів з метою попередження несправностей, дефектів, пошкоджень, які зумовлені вібраційними процесами в ГТД.

Вібраційний стан ГТД визначається сукупністю параметрів, що характеризують вібрацію даного двигуна:

- для даної точки двигуна;
- для даної зони двигуна;
- для двигуна в цілому (для сімейства двигунів);
- для даного режиму функціонування двигуна;
- для множини режимів функціонування двигуна;
- для різних умов експлуатації двигуна.

Вбудований пристрій контролю вібрації ГТД, як складова частина БУК, повинен вимірювати та передавати інформацію про вібрації двигуна в реальному масштабі часу. Бортова система контролю вібрації призначена для неперервного контролю рівня вібрації для кожного ротора двигуна на всіх режимах його роботи [8].

Для вимірювання вібраційних параметрів у системах контролю вібрації ГТД використовуються датчики вібраційної швидкості та датчики вібраційного прискорення [25-27].

Контроль вібрації роторів виконується за допомогою вузькосмугових слідкуючих фільтрів [30, 34]:

- за амплітудою віброшвидкості з частотою першої роторної гармоніки вивідного валу редуктора;
- за амплітудою віброшвидкості з частотою першої роторної гармоніки ротора турбокомпресора (ТК);
- за амплітудою віброшвидкості з частотою першої роторної гармоніки силової турбіни (СТ).

До складу БСКВ входять [30,34]: датчики вібрації на задній опорі двигуна; датчики вібрації на редукторі несучого гвинта.

Контроль вібрації двигуна на ЛА зазвичай здійснюється одночасно від двох датчиків вібрації встановлених на двигуні [34, 35]. Від датчика вібрації, встановленого на редукторі:

- 1-й канал – контроль вібрації вивідного валу редуктора ( $V_{1ВВ}$ );
- 2-й канал – контроль вібрації ротора турбокомпресора ( $V_{1ТКРЕД}$ );
- 4-й канал – контроль вібрації ротора силової турбіни ( $V_{1СТРЕД}$ );

Від датчика вібрації, встановленого в площині заднього підвісу:

- 3-й канал – контроль вібрації ротора турбокомпресора ( $V_{ТКЗП}$ );
- 5-й канал – контроль вібрації ротора силової турбіни ( $V_{СТЗП}$ );

Діапазон вимірювання віброшвидкості для таких систем знаходиться в межах від 1 до 80 мм/с [35]. Вихідні сигнали віброшвидкості усереднюються, час усереднення результатів вимірювання приблизно 2,5-3 с.

Система сигналізації в кабіні екіпажу складається з наступних індикаторів: «Підвищена вібрація» (ПВ) та «Небезпечна вібрація» (НВ). При досягненні певного рівня значення віброшвидкості (від 40 мм/с до 50 мм/с) спрацьовує сигналізація або ПВ або НВ. Також передбачена можливість регулювання рівнів спрацьовування сигналізації за допомогою виносного технологічного терміналу (ПКН), забезпечена дискретність регулювань  $\pm 1\%$ .

Бортова система контролю вібрації розглядає один клас пошкоджень та сигналізує про критичні значення діагностичного показника вібрації, коли він відхиляється від допустимих. Для підвищення ефективності експлуатації ГТД необхідно удосконалювати існуючі та створювати нові БСКВ, як складові

частини загального БУК авіаційного двигуна, орієнтуючись на розширення класу діагностичних показників та розширення рівнів контролю.

Побудова сучасних вібраційних діагностичних систем включає важливий етап вибір методу обробки діагностичної інформації. Знаходження ефективних діагностичних ознак є центральною задачею діагностики, результат вирішення якої безпосередньо буде впливати на ефективність визначення ТС елементів і двигуна в цілому. Тому обробка діагностичної інформації з метою визначення інформативних діагностичних ознак є одним з найважливіших та найвідповідальніших етапів діагностичного процесу, зокрема в системах контролю вібрації ГТД.

## **1.2 Тенденції розвитку автоматичних систем керування і діагностики технічного стану газотурбінних двигунів**

Застосування перспективних систем контролю пов'язане з переходом на технічне обслуговування ГТД за станом, яке все більш широко використовується при експлуатації авіаційної техніки [23,36]. Експлуатація за станом ґрунтується на інформації про ТС конкретного двигуна, отриманій безперервно або періодично від систем діагностування, враховує індивідуальні особливості двигуна і практично дозволяє використовувати всі потенційні можливості двигуна для попередження відмов і несправностей.

Система автоматичного управління зазвичай включає систему датчиків, а також пристрої попередньої обробки, зберігання та передачі інформації, яка в разі виникнення несправності під час польоту може бути використана для попередження екіпажу. Але, як правило, більшість сучасних систем контролю ТС двигуна накопичують і зберігають інформацію для її подальшої оцінки на землі [37-38].

В даний час в світі широко використовуються повітряні судна, на яких встановлюються двигуни V покоління, обладнані новітніми САУ типу FADEC (Full Authority Digital Electronic Control) [15]. Такі САУ здатні не просто

контролювати велике число параметрів двигуна, але і відстежувати їх тенденції, управляти ними, тим самим, відповідно до встановлених програм, задавати двигуну відповідні режими роботи, взаємодіяти з системами літака для досягнення максимальної ефективності [29].

Для останніх десятиліть в області розробки, доведення і експлуатації систем діагностики і контролю ГТД характерним є побудова комплексних автоматизованих систем контролю і діагностики двигуна, які представляють собою інтелектуальні інформаційно-діагностичні комплекси (ІДК) [15,37,39-44]. Інформаційно-діагностичні комплекси будуються на основі комплексного використання сучасних методів і засобів неруйнівного контролю та технічної діагностики. Важливою особливістю ІДК є використання сучасних комп'ютерних і мережевих (Інтернет) технологій для автоматизації процесів контролю ТС, зберігання і обробки інформації, що реєструється під час польоту, автоматизації процесів прийняття рішення про ТС двигуна. Такі комплекси призначені вирішувати не тільки такі діагностичні завдання, як контроль правильності функціонування двигуна і САУ, пошук несправних вузлів (модулів) двигуна, але і завдання прогнозування технічного стану двигуна і САУ.

До різновиду таких систем можна віднести бортові системи безперервного контролю ТС на основі Structural Health Monitoring (SHM), які зараз активно розробляються і впроваджуються [29,45]. У 2007 році створено Міжнародне аерокосмічне об'єднання SHM-AISC (Aerospace Industry Steering Committee), яке займається координацією робіт з розробки та впровадження автоматизованих бортових систем контролю цілісності конструкцій літаків і багаторазових космічних апаратів з використанням мереж вбудованих датчиків-сенсорів. У міжнародну раду управління SHM-AISC входять такі компанії і організації як Airbus, Boeing, BAE Systems, Embraer, Honeywell, Авіаційні адміністрації США і Європи, наукові лабораторії збройних сил США, NASA, провідних університетів [46].

Функціонування систем SHM передбачає установку різних типів датчиків на елементи конструкції з метою визначення впливу фізичного (вологість і



температура навколишнього середовища) і силового (статичні і динамічні навантаження) впливів на їх міцність і довговічність [50-51]. Кінцевою метою цих розробок є створення системи, аналогічної нервовій системі людини, яка, окрім виявлення дефектів і несправностей, повинна адекватно реагувати на їх наявність і видавати відповідні рекомендації обслуговуючому персоналу [50-51].

Згідно зі статистичними даними по дефектності великого парку ЛА, більшість виробників авіаційної техніки та авіакомпаній віднесли втомне руйнування до найбільш істотного експлуатаційного пошкодження (31% від загального числа дефектів в металевих конструкціях літака) [46-49]. Тому при контролі ТС в експлуатації особливе місце займає проблема моніторингу вироблення втомного ресурсу найбільш відповідальних (критичних) елементів конструкції індивідуального зразка ЛА [50].

Часто недосконалість експлуатації авіаційних двигунів дуже складно виявити на початкових етапах зародження. Як було розглянуто вище, вони проявляються хаотично та мають стихійний характер, а їх виникнення несе часто нелокалізований характер, що в свою чергу дуже важко припинити під час польоту. З огляду на це постає задача підвищення чутливості виявлення несправностей авіаційних двигунів на початкових етапах їх розвитку.

Одним з напрямків розвитку діагностування ГТД є системи, що складаються з декількох рівнів обробки діагностичної інформації, яка поступає з бортової системи контролю двигуна. У [52] дослідниками розроблена дворівнева система контролю вібрації авіаційних ГТД, до складу якої входять: існуюча бортова СКВ для поточного контролю рівнів вібрації на роторних гармоніках двигуна і їх нормування (головний рівень); додатковий мікроконтролер з встановленим програмним забезпеченням для аналізу «нормальної» вібрації з метою виявлення початкових пошкоджень і дефектів роторних елементів конструкції двигуна.

На першому рівні отримані вібраційні сигнали (значення вібрації (віброшвидкості) на роторних гармоніках) розглядаються з точки зору граничнодопустимих значень вібрації, в результаті чого приймається рішення

про поточний ТС двигуна.

Додатковий рівень призначений для аналізу «нормальної» вібрації з метою виявлення або попередження появи початкових експлуатаційних пошкоджень елементів конструкції двигуна. Для цього в системі використовується додатковий спеціалізований мікроконтролер зі спеціальним програмним забезпеченням. В якості методів обробки сигналів на даному рівні системи пропонується використовувати попереднє Вейвлет - розкладання (ВР) сигналу, а для окремих рівнів ВР - спектральний і статистичний аналіз. Результати аналізу передаються в зовнішні інформаційні мережі та/або записуються в енергонезалежну пам'ять [53-54].

Не дивлячись на те, що для авіаційних ГТД було розроблено немало засобів та методів технічної діагностики, необхідно постійно розробляти нові та удосконалювати вже існуючі САУ ГТД, адже від її надійної, достовірної та безперебійної експлуатації залежить безпека польоту ЛА. Один із ключових етапів моніторингу ГТД є прогнозування характеру його поведінки безпосередньо в польоті та визначення недосконалостей роботи двигуна до настання передаварійного стану на всіх режимах експлуатації. Сучасні тенденції розвитку САУ двигуном потребують розробки таких систем, які б забезпечували діагностику пошкоджень різного характеру, ще більшого розгалуження класів та рівнів технічної діагностики. Тому вдосконалення існуючих бортових систем діагностики ГТД є важливою та актуальною науково-практичною задачею.

### **1.3 Аналіз попередніх робіт за темою дослідження**

Протягом останніх десятиріч активно розробляються методи, методики та технології діагностування як окремих елементів конструкції авіаційних ГТД, так і ГТД, як складних динамічних систем в цілому. Спостерігаються спроби науковців об'єднати різні підходи до діагностики авіаційних ГТД та їх окремих вузлів для створення комплексної діагностичної багаторівневої комп'ютерно - інтегрованої системи моніторингу, яка б за принципами побудови та

функціонування відповідала сучасній концепції Structural Health Monitoring (SHM) систем.

Загальна концепція та основні етапи SHM обґрунтовані в роботах закордонних дослідників [55-58,70-72]. В роботі [29] представлений огляд і аналіз проблеми контролю ТС авіаційних конструкцій в експлуатації. Показано, що провідні виробники і експлуатанти авіаційної техніки в світі інтенсивно проводять наукові та конструкторські розробки зі створення і впровадження автоматизованих систем SHM. Запропоновано принципи створення бортової автоматизованої SHM системи для літаків.

В [59] розглянуто основи синтезу нового класу діагностичних систем – комплексних інтелектуальних систем моніторингу технічного стану конструкцій в експлуатації. Також в роботі [59] представлена функціональна схема системи діагностики ГТД.

В роботах [39,15] запропоновано уніфіковану систему діагностування для забезпечення комплексного аналізу даних від різних засобів моніторингу й неруйнівного контролю авіадвигунів за допомогою впровадження мережного інформаційного обміну. Прийняття діагностичних рішень здійснюється на центральному сервері із застосуванням програмного забезпечення, створеного на базі математичних моделей двигунів і нейромережових алгоритмів. До складу системи входять: первинні засоби контролю (бортові системи діагностики, реєстратори польотних даних, віброапаратура, аналізатори часток в мастилi, ендоскопія, радіолокаційні датчики і т.і.); інтерфейси мережевого обміну між засобами контролю й діагностичним сервером.

В [60] пропонується широке використання Інтернету і бортової системи передачі повідомлень і звітів по радіоканалах (Aircraft Communication Addressing and Reporting System - ACARS) контрольованих на двигуні параметрів у віддалений діагностичний центр, де приймаються рішення про можливість подальшої експлуатації двигуна і його ремонту.

Проблема визначення ТС лопаток в процесі функціонування ГТД та діагностування тріщиноподібних пошкоджень описана в дисертаційній роботі



[9]. Проблему діагностування тріщиноподібних пошкоджень на ранній стадії в лопатках ГТД в умовах експлуатації на стаціонарних та нестаціонарних режимах пропонується вирішити на основі застосування вібраційних та віброакустичних методів діагностики. Для обробки діагностичної інформації у [9] застосовуються методи багатомірного спектрального аналізу, частотно-часових перетворень, вейвлет-перетворення та безрозмірних амплітудних характеристик віброакустичного сигналу. Визначені аналітичні залежності дозволяють оцінити параметр пошкодження на різних режимах експлуатації ГТД для визначення ТС тільки таких обертових елементів двигуна, як лопатки.

В роботі [61] розглянуті особливості синтезу системи віброакустичної системи діагностики тріщиноподібного пошкодження лопаток, як складової частини інтегрованої САУ моніторингу ГТД.

Робота [62] присвячена ефективності застосування нейронних мереж для розпізнавання технічного стану лопаток ГТД в процесі експлуатації на стаціонарному та нестаціонарному режимах. Розглянуто задачу класифікації стану роторних елементів газотурбінного двигуна у разі їх стаціонарного вібраційного збудження в процесі віброакустичної діагностики малої втомної тріщини одного з елементів. Як діагностичну інформацію використано результати біспектрального аналізу віброакустичних сигналів. Задачу класифікації розв'язано на підставі використання штучної нейронної мережі адаптивної резонансної теорії.

У роботі [63] наведено результати розробки нейротехнічного класифікатору стану для системи віброакустичного моніторингу та діагностики лопаток авіаційних двигунів в умовах експлуатації на стаціонарних та нестаціонарних режимах; показана можливість проводити багатокласову діагностику, але необхідно зауважити, що застосування нейронної мережі для забезпечення безпомилкової класифікації ТС лопаток, потребує обробку великої кількості навчальних образів, а також складних апаратних розрахунків.

У [64] для діагностики тріщини використано рівні нелінійності вібрації при субгармонічних резонансах порядку  $1/2$  і  $1/3$ . Показано, що рівні нелінійності



вібрації залежать від орієнтації перетину з тріщиною по відношенню до областей рогзину-стиску і орієнтації незбалансованої маси.

В роботі [26] пропонується кореляційний алгоритм, який дозволяє реалізувати вимірювання частот роторних гармонік вібрації в реальному масштабі часу на універсальному контролері в складі системи управління двигуна. Такий контроль дозволяє визначити поточний вібраційний стан двигуна та ідентифікувати грубі дефекти та пошкодження.

У [65-66] для аналізу отриманих вібраційних сигналів було застосовано біспектральні методи обробки діагностичної інформації; встановлено, що зародження та початковий розвиток пошкодження призводить до зростання амплітуди біспектра. Застосування такого методу обробки сигналів надало змогу виявляти діагностичні ознаки, які чутливі до малих тріщиноподібних пошкоджень та виявити приховані залежності у вібраційних процесах. Але застосування такого методу обробки вібраційних сигналів у САУ ГТД ускладнюється неможливістю інтерпретації отриманих спектрів, визначенням для них числового показника ТС ГТД.

Можливості застосування вібраційних методів для діагностування тріщин валів роторів ГТД на нестаціонарних режимах експлуатації показано у роботах [64-65,67]. Поперечна тріщина моделюється функцією «дихання», зміна жорсткості ротора залежить від взаємної орієнтації перерізу з тріщиною та областями рогзину-стиску валу.

У дисертаційній роботі [17] розроблено комплексну систему функціональної діагностики і локалізації пошкоджень валу ротора ГТД на стаціонарних та нестаціонарних режимах на основі використання та розвитку методів параметричної та вібраційної діагностики. Розглянутий підхід, передбачає використання декількох методів і засобів діагностування в складі бортових систем контролю і наземних систем автоматизованої обробки і аналізу польотної інформації.

У [34] розглянуто загальну функціональну схему САУ БУК-3000, вхідні і вихідні каскади якої побудовані за схемою одноразового резервування, а

мікроконтролерна схема центрального обчислювача - за схемою подвійного резервування. В роботі визначено вплив поперечної тріщини валу на вібраційні характеристики ротора на нестационарних режимах. Отримані діагностичні ознаки тріщини дозволяють встановити їх функціональну залежність від величини пошкодження, що в свою чергу може бути застосовано для САУ діагностики ГТД в цілому, але отримана діагностична інформація не дозволяє в повній мірі прийняти рішення про ТС ГТД. Також складно визначити появу тріщини на ранніх етапах її зародження. Така система потребує впровадження наступного рівня обробки діагностичної інформації для підвищення ефективності роботи САУ діагностики двигуна.

В роботах [68-69] запропоновано інформаційну модель багаторівневої системи контролю вібрацій авіаційного двигуна. для розширення функціональних можливостей бортових систем контролю. А в роботі [53] представлено модель-віртуальний прилад системи вібраційної обробки сигналів авіаційного двигуна, що розроблено із використанням середовища графічного програмування NI LabVIEW для діагностики таких конструктивних елементів двигуна як: вал ротора авіаційного двигуна та лопатки компресора силової установки ГТД.

Модель системи складається з двох рівнів функціонування. Перший рівень призначено для виявлення недопустимих значень вібрацій елементів конструкції авіаційного двигуна. Застосовано слідкуючий фільтр для відстежування рівня вібрації на всіх режимах функціонування. Другий рівень виконує діагностичні функції та виявляє дефекти на стадіях їх утворення. Для цього застосовується вейвлет-розкладання виміряного вібраційного сигналу.

У дисертаційній роботі [53] обґрунтовано концепцію функціонування багаторівневої системи контролю вібрації на основі об'єднання модернізованої підсистеми контролю вібрації на основних роторних гармоніках для стаціонарного режиму та двох нових підсистем для діагностики пошкоджень роторних елементів (лопаток робочих коліс та валів роторів) на стаціонарних і нестационарних режимах.

Запропонована система контролю вібрації враховує моделі вимірювальних каналів, блоків обробки інформації та прийняття рішення для контролю вібрації на роторних гармоніках та для діагностики пошкоджень роторних елементів на стаціонарних і нестационарних режимах експлуатації ГТД. Інформаційна модель складається з трьох рівнів функціонування: модернізований рівень для контролю та виявлення недопустимих значень вібрацій ГТД на роторних гармоніках, діагностичний рівень для виявлення пошкоджень лопаток робочих коліс на основі дворівневої обробки широкосмугової вібрації та діагностичний рівень для виявлення пошкоджень обертового валу на режимі розгону ГТД.

На основі проведеного аналізу літературних джерел можна зробити висновок про те, що в існуючих БУК ГТД обробка віброакустичних сигналів для прийняття рішення про вібраційний стан ГТД в експлуатації проводиться шляхом нормування вібрацій та визначення відповідності параметрів вимірної вібрації на роторних гармоніках встановленим нормам. Для виділення роторних гармонік з широкосмугового вібраційного сигналу застосовується синхронна слідкуюча фільтрація. Такий контроль дозволяє визначити поточний вібраційний стан двигуна та ідентифікувати грубі дефекти та пошкодження, але не дає змогу діагностувати пошкодження на ранніх стадіях розвитку та визначати їх клас.

Представлені результати попередніх досліджень хоч і спрямовані на підвищення надійності експлуатації ГТД, але є обмеженими, не забезпечують діагностику початкових пошкоджень та порушень експлуатаційних режимів ГТД, не відповідають концепції SHM та потребують подальших наукових розробок для їх практичного впровадження.

Запропоновані методи обробки інформації, які показали ефективність виділення складових вібрації низької енергетичної ємності при початковому розвитку тріщиноподібних пошкоджень, характеризуються неоднозначністю та складністю інтерпретації результатів для постановки діагнозу. Діагностування початкової тріщини валу вимагає реалізації складного алгоритму слідкуючого фільтру для виділення інформативної складової роторної вібрації, що в умовах



дії шумових завад знижує ефективність запропонованих раніше підходів. Підвищення ефективності обробки діагностичної інформації можна досягнути послідовним використанням декількох методів аналізу, але цей підхід все ще потребує обґрунтування та вибору таких методів аналізу для кожного з можливих проявів пошкодження чи порушення штатних режимів експлуатації. Таким чином, аналіз показав необхідність дослідження і розробки методичного, алгоритмічного і програмного забезпечення, для обґрунтування та розробки підсистеми багатокласової діагностики ГТД. Для цього необхідно:

- впроваджувати в бортову систему діагностики і управління двигуном такі методи обробки вібраційних сигналів, які забезпечують діагностику пошкоджень на етапах зародження та початкового розвитку;
- розширювати види діагностичних ознак, що дають змогу виявляти та розрізняти недосконалості роботи конструктивних елементів різної природи;
- створювати алгоритми для прийняття рішень про наявність одного або декількох пошкоджень конструктивних елементів двигуна.

Вдосконалення бортової системи управління та контролю шляхом впровадження підсистеми багатокласової діагностики сприятиме підвищенню надійності експлуатації ГТД на стаціонарних та нестаціонарних режимах.

#### **1.4. Мета і завдання даних напрямів дослідження**

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є розробка підсистеми багатокласової діагностики для бортової системи контролю вібрації у складі БСУК ГТД на основі багаторівневої обробки діагностичної інформації.

Для досягнення поставленої мети в дисертації вирішуються наступні завдання:

1. Проаналізувати сучасний стан та тенденції розвитку бортових систем управління та контролю авіаційних газотурбінних двигунів та обґрунтувати шляхи їх вдосконалення для забезпечення багатокласової



діагностики ГТД.

2. Обґрунтувати та розробити загальну структуру підсистеми багатокласової діагностики у складі вдосконаленої бортової системи управління і контролю ГТД на основі вже існуючої бортової системи контролю вібрацій двигуна.
3. Обґрунтувати вибір методів аналізу діагностичної інформації для реалізації підсистеми багатокласової діагностики.
4. Провести моделювання пошкодженого валу ротора двигуна і розробити методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для діагностики тріщини валу ротора.
5. Розробити методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для діагностики початкового тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса двигуна на основі фізичного моделювання робочого колеса з пошкодженням.
6. Провести фізичне моделювання складної обертової системи та імітаційне моделювання різних видів її експлуатаційних порушень, розробити методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування авіаційного газотурбінного двигуна.
7. Впровадити результати дослідження.

## РОЗДІЛ 2

### СТРУКТУРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ СИНТЕЗ ПІДСИСТЕМИ БАГАТОКЛАСОВОЇ ДІАГНОСТИКИ

#### 2.1 Опис і функціональна схема вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна

Найбільш ефективним напрямком підвищення функціональної надійності САУ ГТД зараз є вдосконалення структурних рішень і функціональних схем побудови блоку управління і контролю двигуном та вдосконалення алгоритмічного програмного забезпечення. Розвиток багатоканальних систем резервування до недавнього часу було обмежено інформаційними каналами обміну між паралельно працюючими системами. Якщо в якості внутрішньосистемної магістралі та обміну використовувалась паралельна шина [34], вона вимагала прокладення великої кількості дротів в піддоні, мультикомплексорів та демультикомплексорів, застосування двопортових оперативних запам'ятовуючих пристроїв, складної розв'язки внутрішньої та зовнішньої шин обміну, синхронізації роботи взаємодіючих пристроїв. Все це обмежувало апаратну побудову багатоканальних систем і ускладнювало досягнення сумарного ефекту підвищення надійності від функціональної та апаратної надлишковості системи [34].

Вдосконалення бортової системи управління і контролю ГТД шляхом розширення функціональних можливостей БСКВ для забезпечення багатокласової діагностики ГТД реалізуємо на основі вже існуючої бортової системи контролю вібрацій двигуна за допомогою включення до її складу підсистеми багатокласової діагностики.

Розглянемо детально призначення та функції, які виконує штатна бортова система контролю вібрації двигуна.

Бортова система контролю вібрації повинна забезпечує наступні

функції [17]:

1. Неперервне визначення рівнів вібрації повітряного гвинта (ПГ), ротора турбокомпресора (ТК), ротора силової турбіни (СТ) та формування інтегральних ознак –«Підвищена вібрація» (ПВ) та «Небезпечна вібрація» (НП);
2. Контроль справності лінії зв'язку з двоканальним пристроєм перетворення заряду і справності перетворювача на пристрої контролю вібрації (функція самоконтролю);
3. Вимірювання величини обертів роторів двигуна, без виконання контролю цілісності ліній зв'язку з датчиками та справності датчиків, забезпечуючи тільки допусковий контроль результатів вимірювання;
4. Видачу вимірянних значень вібрації, значень обертів роторів двигуна, інтегральних ознак і результатів самоконтролю з пристрою контролю вібрації (ПКВ) в пристрій центрального обчислювача БУК, по основному (1) та резервному (2) (рис 2.1) каналах послідовного цифрового зв'язку (ПЦЗ) внутрішньооблочного обміну.

До складу БСКВ входять такі пристрої (рис 2.1): перетворювач заряду двоканальний (ПЗД); пристрій контролю вібрації; пристрій центрального обчислювача БСКВ, який являє собою мікроконтроллер (МК 2); система сигналізації об'єкта (сигналізація «ПВ» і «НП» в кабіні екіпажу) [34, 17].

На вхід системи надходять аналогові сигнали від датчиків вібрації, пропорційні величині віброшвидкості, посилені в модулі ПЗД. Також на вхід подаються сигнали від датчиків обертів ротора силової турбіни, обертів ротора турбокомпресора і обертів ротора повітряного гвинта, які перетворені на пристрої центрального обчислювача (ПЦО) БУК (на рис. 2.1 позначено МК 2). Сигнали обертів мають форму меандрів. Система забезпечує виконання зазначених вище функцій для таких характеристик двигуна [8,30,34]: частота обертання ротора ТК  $n_{TK} = 2600 \dots 48400$  об/хв; частота обертання ротора СТ  $n_{СТ} = 1700 \dots 39150$  об/хв; частота обертання ротора ПГ  $n_{ГВ} = 300 \dots 6200$  Гц.

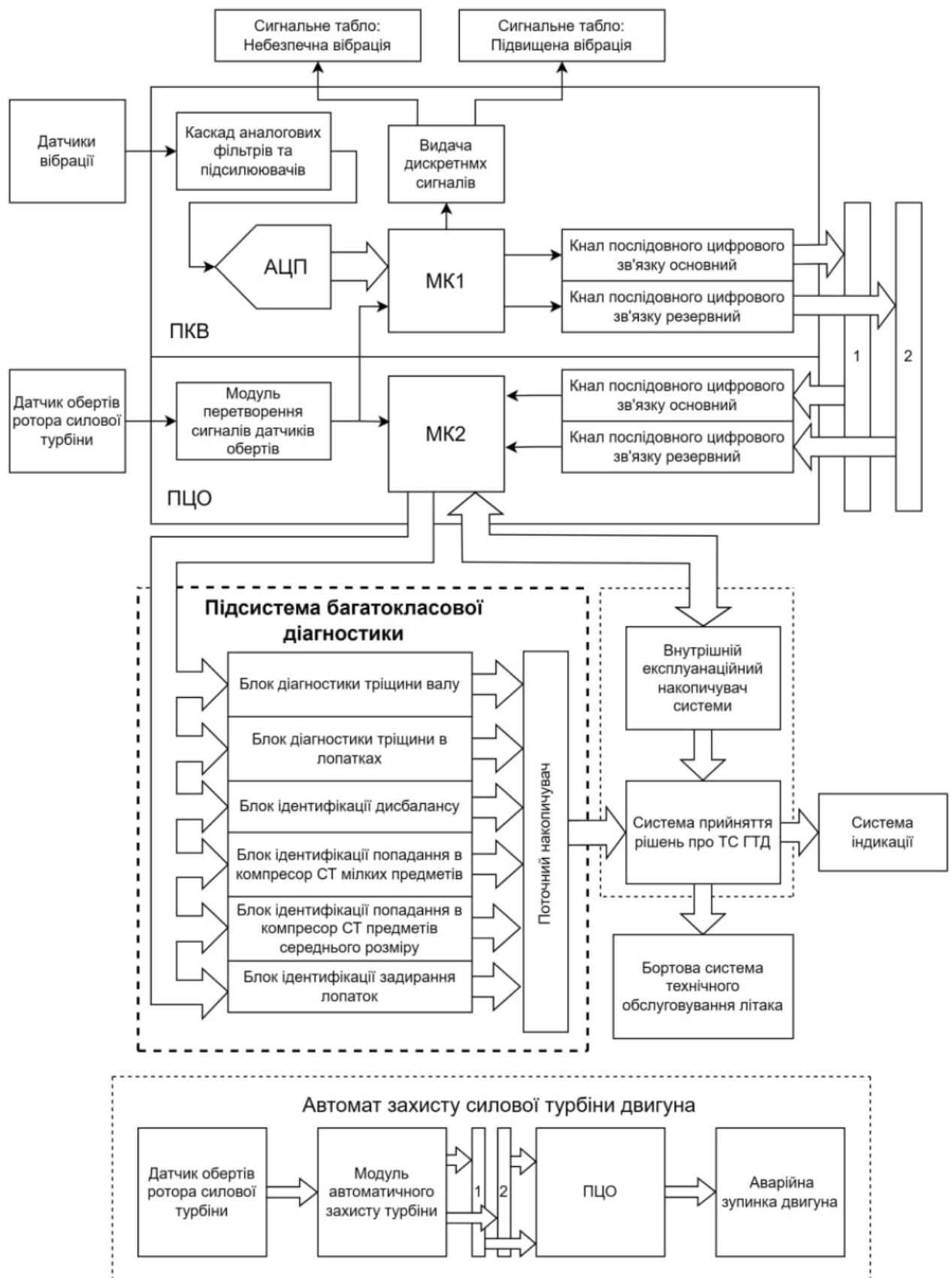


Рисунок 2.1 – Функціональна схема вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна



На виході БСКВ видається інформація про рівні вібрації, інформація на сигнальне табло про небезпечний та підвищений рівні вібрації. Для забезпечення роботи БСКВ використовується стандартний мікроконтролер з наступними характеристиками [34, 17]:

- тактова частота зовнішнього кварцового генератора - 10 МГц;
- внутрішня тактова частота ядра мікроконтролера - 40 МГц;
- високоефективний 16-розрядний центральний обчислювач з 4х ступінчатим конвеєром;
- внутрішня оперативна пам'ять для змінних, реєстрових банків, системного стека і програм 2 Kbyte;
- внутрішня маскована оперативна або Флеш-пам'ять 64 Kbyte.
- 8-розрядна або 16-розрядна шина даних;

Використовується 16 - канальний 10-бітний аналого-цифровий перетворювач (АЦП), з функцією програмного переналаштування вимірюваного каналу (мінімальними час перебудови каналу  $9,7 \mu s$ ), режимом автосканування, режимом канальної вкладеності. Після скидання МК, програмне забезпечення (ПЗ) повинно ініціювати внутрішні ресурси МК. Об'єм ініційованих ресурсів МК визначає розробник ПЗ, виходячи з обсягу вирішуваних задач, при цьому повинна забезпечуватись програмна установка вихідних портів МК в початковий стан.

Для забезпечення управління високоточним аналоговим фільтром нижніх частот мікроконтролер повинен генерувати на виході порту постійну частоту. Вихідна тактова частота для роботи смугового фільтру  $f = 14,5 \text{ кГц}$ .

Пристрій центрального обчислювача виконує вимірюванням частоти обертів ротора силової турбіни на своїх вхідних портах, а перетворення сигналів від двох датчиків вібрації із синусоїдальної форми в меандр відбувається на пристрої ПКВ.

Вимірювання віброзміщення і віброшвидкості проводиться із розрахунку: віброприскоренню в 30g - відповідає 10 В амплітудного або 7,07116 В ефективного значення напруги на вході АЦП.

Параметри вібрації розраховуються за виразами [73]:

- Вібраційна швидкість  $V$  розраховується за формулою:

$$V = \frac{2\pi af}{9806,65} = \frac{af}{1560,77},$$

де  $a$  - це амплітуда вібрації (мм),  $f$  - це частота вібрації (Гц).

- Вібраційне прискорення  $G$  розраховується за формулою:

$$G = \frac{a(2\pi f)^2}{9806,65} = \frac{af^2}{124,2} = \frac{af}{1560,27}$$

- Вібросміщення  $A$  розраховується за формулою [76]:

$$A = \frac{Gf^2}{124,2}$$

Контроль вібрації роторів виконується за допомогою вузькосмугових слідкуючих фільтрів [17,30,34] за амплітудою віброшвидкості з частотою першої роторної гармоніки вивідного валу редуктора, з частотою першої роторної гармоніки турбокомпресора та з частотою першої роторної гармоніки силової турбіни.

Окремо в БСКВ входить модуль автоматичного захисту силової турбіни у разі обриву валу ротора турбіни – надсистемний пристрій, робота якого базується на аналоговому перетворенні сигналу від датчика частоти обертання ротора СТ в напругу постійного струму, пропорційне цим оборотам, і порівнянні величини отриманої напруги з високостабільною і високоточною еталонною напругою (напругою спрацювання).

Для забезпечення багатокласової діагностики до складу БСКВ пропонується внести додаткову підсистему, яка в процесі функціонування ГТД забезпечувала б виявлення тріщиноподібних пошкоджень роторних елементів та несправностей функціонування двигуна через потрапляння в силову турбіну мілких та середнього розміру предметів, виникнення дисбалансу ротора, задирання робочих коліс сторонніми предметами.

Ця підсистема реалізується на апаратних можливостях ПЦО. Діагностичні

сигнали з МК2, що входить до складу ПЦО БСКВ, надходять до підсистеми багатокласової діагностики (ПБКД), в залежності від ідентифікованого пошкодження чи несправності сигнали розгалужуються на окремі блоки, кожен з яких має свій алгоритм діагностування, який складається з декількох рівнів обробки діагностичних сигналів. Вхідними сигналами в підсистему багатокласової діагностики є сигнали з МК2, що входить до складу пристрою центрального обчислювача. Обробка інформації виконується спеціальним алгоритмічним та програмним забезпеченням (ПЗ).

Підсистема багатокласової діагностики включає в себе декілька блоків обробки сигналів для ідентифікації різного виду пошкоджень вузлів та порушення штатних режимів функціонування ГТД:

- блок діагностики тріщини валу;
- блок діагностики тріщини в лопатках;
- блок ідентифікації дисбалансу;
- блок попадання в компресор СТ мілких предметів;
- блок попадання в компресор СТ середніх предметів;
- блок ідентифікації задирання лопаток компресора СТ.

Результати обробки сигналів з ПБКД поступають в поточний накопичувач даних та в блок системи прийняття рішень про ТС ГТД. Цей блок проводить аналіз сигналів та формує діагностичну інформацію, яка надходить у блок Бортової системи технічного обслуговування літака, а у випадку перевищення порогових значень аналізованих параметрів у систему індикації (табло в кабіні пілота).

Для реалізації такої ПБКД центральними є питання розробки та обґрунтування методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення для ефективного діагностування зазначених недосконалостей чи порушень функціонування двигуна.

## 2.2 Обґрунтування методів аналізу інформації

Важливим напрямком розвитку та вдосконалення систем контролю вібрації ГТД є не тільки вдосконалення апаратної частини БСКВ, а й розробка методичного та алгоритмічного забезпечення для аналізу вібраційних сигналів.

В загальному випадку [74,8] вібрація ГТД - це випадковий широкосмуговий процес (від 0,1 Гц до понад 10 кГц), з великою кількістю складових, що генеруються його елементами чи вузлами.

В таких БСКВ, як показано в [30, 34], для поточного вібраційного контролю ГТД та виявлення пошкоджень елементів ГТД використовуються такі методи обробки інформації, які дозволяють грубо ідентифікувати дефекти та недосконалості ГТД, вони визначають такі стани двигуна, за яких параметри наближаються до граничнодопустимих значень. В такому випадку застосовуються методи обробки сигналів, які спрямовані на виділення характерних складових збудження контрольованих елементів ГТД, щоб попередити передаварійні стани авіаційного двигуна.

Традиційно для визначення ТС двигуна під час експлуатації використовують метод нормування вібрацій та встановлення відповідності параметрів вимірюваної вібрації на роторних гармоніках загально прийнятим нормам [8]. Шляхом синхронної слідкуючої фільтрації виділяють роторні складові з вібросигналу. Покращити виділення окремих частотних складових чи періодичних складових вимушених коливань контрольованого елементу на фоні власних та вимушених коливань решти вузлів та елементів ГТД можна методами кліпування спектру, синхронної гребінчастої фільтрації, кореляційного аналізу, кепстрального аналізу [16,17].

Вимірювані діагностичні сигнали в більшості випадків являються локально чи суттєво нестаціонарними процесами [10]. Їх хаотична природа дозволяє віднести їх до класу фрактальних процесів, це ускладнює застосування для них класичних методів обробки, таких як спектрально-кореляційний аналіз [8].



Складові вібраційного сигналу, що містять інформацію про початкові пошкодження роторних елементів ГТД мають низьку енергетичну ємність. Пошкодження на початкових етапах його зародження практично не призводить до збільшення загального рівня випромінюваного вібраційного чи акустичного шуму, або його окремих спектральних компонент, але при цьому змінюється структура сигналу, тобто змінюються співвідношення між його окремими складовими, або ж з'являються нові складові [9,73].

Тому розробка методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення обробки інформації для вібраційної та віброакустичної діагностики для забезпечення її ефективності та багатокласовості має ґрунтуватись на таких методах, які б дозволили дослідити більш тонку структуру вібраційного чи віброакустичного сигналу, проявити приховані залежності та визначити тренд процесу [8, 74]. Не менш важливо вибирати такі методи, які забезпечують однозначний зв'язок отриманих діагностичних ознак з параметрами ТС ГТД та їх інваріантність до впливу множини побічних факторів, що мають місце в умовах експлуатації двигуна на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації ГТД [8].

Одними із методів обробки віброакустичних сигналів, що дозволяє раннє виявлення пошкоджень роторних елементів ГТД, які обумовлюють появу низько енергетичних складових у вимірюваному сигналі, є частотно-часовий аналіз та багато спектральний (зокрема, біспектральний) аналіз [59,60,72,75-76].

Спектральні характеристики вищих порядків (біспектри, триспектри) мають властивості подавляти шумові, зокрема, гаусівські, складові вимірюваних сигналів, дозволяють визначити статистично пов'язані ділянки спектра, виявити наявність комбінаційних чи модуляційних частот [9,59,60,67-68].

Частотно-часові перетворення сигналів дають можливість не тільки отримати інформацію про наявність в сигналі різних частотних складових, але й визначити, як ці складові змінюються у часі [3,6,8-9,15].

Масштабно-часові перетворення (наприклад, Вейвлет-перетворення) є ефективними методами аналізу нестаціонарних процесів та, на відміну від

інших, характеризуються багатороздільною здатністю [8,67,71,73]. Таким чином, вони дозволяють ідентифікувати локальну нестационарність у вимірюваному сигналі, яка зумовлена появою та розвитком пошкодження роторного елемента ГТД, а також є прийнятними для обробки суттєво нестационарних сигналів на перехідних режимах експлуатації ГТД.

Дуже зашумлені та хаотичні сигнали проявляють фрактальні властивості та можуть бути аналізовані за допомогою методів Фрактального аналізу [77-82]. Цей метод відрізняється відносною простотою, лаконічністю та дає змогу інтерпретувати часто складні результати багатоспектрального аналізу, поглибити аналіз Вейвлет-перетворень та отримати числовий показник, для опису характеру вібраційного процесу в ГТД.

Розглянемо характерні особливості зазначених методів обробки для обґрунтування їх використання в ПБКД.

### **2.2.1 Частотно-часовий аналіз**

В обробці сигналів частотно-часовий аналіз включає ті методи, які вивчають сигнал одночасно в часовій і частотній областях, використовуючи різні частотно-часові подання (Спектрограма, Вігнера-Вілля, Чої-Вільямса, Габора, тощо) [8,75].

В задачах діагностики початкових пошкоджень обробка діагностичної інформації повинна бути спрямована не тільки на отримання знань про наявність у сигналі тих чи інших частотних складових, але й на визначення, як ці частотні складові змінюються у часі [9].

Тобто, методи обробки повинні бути прийнятними для ідентифікації можливої локальної нестационарності у вимірюваному сигналі, яка може бути зумовлена наявністю пошкодження контрольованого об'єкту, а також для обробки суттєво нестационарних сигналів на нестационарних режимах експлуатації ГТД. Для вирішення таких задач доцільно використати методи частотно-часового аналізу, які ґрунтуються на розподілі Вігнера-Вілля (Wigner-

Ville Distribution) [8,75-76,83].

Для даного розподілу характерною є залежність автокореляційної функції (АКФ) сигналу  $x(t)$  від часу [8,83]:

$$R_{xx}(t, \tau) = x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right),$$

де  $*$  - знак комплексного спряження,  $\tau$  - зсув у часі.

Тоді розподіл Вігнера-Вілля є залежним від часу спектром, який визначається шляхом перетворення Фур'є (ПФ) залежної від часу АКФ [8,83]:

$$W_x^{B-B}(t, \omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) \exp(-j\omega\tau) d\tau. \quad (2.1)$$

Як видно з (2.1), частотно-часове перетворення (ЧЧП) Вігнера-Вілля є непрактичним для аналізу обмежених за кількістю точок вибірок сигналів. На практиці в підінтегральний вираз вноситься функція вікна  $h(\tau)$ , тим самим формується так званий псевдо розподіл Вігнера – Вілля [8,83]:

$$W_x^{P-B-B}(t, \omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(\tau) x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) \exp(-j\omega\tau) d\tau. \quad (2.2)$$

Виділення частини сигналу для подальшого аналізу за допомогою функції вікна відповідає частотному згладжуванню ЧЧП.

Частотно-часові перетворення (2.1) та (2.2) є квадратичними перетвореннями сигналу. Якщо сигнал, що аналізується, є адитивною сукупністю корисних складових та довільного виду завад і шумів, то результат перетворення буде містити в собі складові, що являють собою взаємні ЧЧП усіх наявних у сигналі складових. Для пригнічення таких складових найчастіше використовується ще одна функція вікна.

Якщо в якості вагової функції ковзного вікна (функції ядра, відповідно до [8]) використати функцію Гауса, то можна отримати ЧЧП Чої-Вільямса, яке має подання у вигляді [8,83]:

$$W_x^{C-B}(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \phi(\vartheta, \tau) F(\vartheta, \tau) \exp(-j2\pi\vartheta t) \exp(-j2\pi f\tau) d\tau d\vartheta, \quad (2.3)$$

де  $\phi(\vartheta, \tau) = \exp(-\vartheta^2 \tau^2 / \sigma^2)$ ;  $F(\vartheta, \tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} x^* \left( t - \frac{\tau}{2} \right) x \left( t + \frac{\tau}{2} \right) \exp(j2\pi\vartheta t) dt$ ;  $\sigma$  -

параметр, що визначає величину ослаблення взаємно-спектральних складових ЧЧП.

Результатом Частотно-часового перетворення є двовірне контурне зображення, яке визначає залежність спектральних оцінок вибірки аналізованого сигналу від частоти  $f$  (або нормованої частоти  $\Delta f = f/f_\delta$ , де  $f_\delta$  - частота дискретизації) та часу (у відліках). Контурне зображення подається ізолініями у визначеній кількості рівнів інтенсивності отриманих оцінок. Порівняльний аналіз геометрії ізоліній, значень інтенсивності для однакових рівнів подання, координат екстремумів та їх площ для різних станів контрольованого об'єкту дозволяє виділити діагностичні ознаки пошкодження.

Спектрограмою (spectrogram) сигналу називається його миттєвий спектр, який залежить від часу. Для обчислення спектрограм вектор сигналу розбивається на сегменти (в загальному випадку з перекриттям)[117,118]. Для кожного сегмента обчислюється спектр за допомогою функції `fft`. Набір спектрів всіх сегментів утворює спектрограму. Для обчислення спектрограми в програмі Matlab служить функція `spectrogram`[119]. Синтаксис виклику функції: `[S, F, T] = spectrogram(x, window, noverlap, nfft, Fs)`, де  $x$  - вектор сигналу; `window` - вектор вагової функції (якщо замість вектора використовується ціле число, то використовується вагова функція за умовчанням - функція Хеммінгу відповідної довжини); `noverlap` - величина перекриття сусідніх сегментів сигналу; `nfft` - кількість точок перетворення Фур'є;  $F_s$  - частота дискретизації. Вихідні параметри функції:  $S$  - матриця, кожна колонка якої містить  $(nfft/2+1)$  відліків спектра для даного моменту часу (якщо `nfft` - непарне число, кількість відліків дорівнює  $(nfft+1)/2$ ). Число колонок  $k = \lfloor (n_x - \text{noverlap}) / (\text{length}(\text{window}) - \text{noverlap}) \rfloor$ , де  $n_x$  - довжина вектора сигналу. Параметр  $F$  - вектор частот,  $T$  - вектор моментів часу, його довжина дорівнює  $k$ .

Якщо вихідні параметри функції не зазначаються (`spectrogram(x, window, noverlap, nfft, Fs)`), то будується тримірний графік спектральної щільності



потужності координатах: час (Time(sec)), частота (Frequency (kHz)), рівень спектральної щільності потужності (power/frequency db/hz).

Частотно-часовий аналіз показав себе ефективним методом для обробки вібраційних та віброакустичних сигналів, для визначення ТС ГТД на всіх режимах його експлуатації [8,83].

### 2.2.2 Біспектральний аналіз

Для вивчення властивостей випадкових процесів та вирішення численних прикладних задач обробки сигналів існує підхід, заснований на використанні кумулянтних функцій – моментних функцій вищих порядків і спектрів вищих порядків - поліспектрів [9,84]. Біспектральний аналіз (bispectrum) один із методів спектрального аналізу вищого порядку (Higher-order spectral analysis). Аналіз спектрів вищих порядків дає можливість отримання принципово нової інформації про фазові властивості досліджуваних процесів і доповнює можливості некогерентного спектрально-кореляційного аналізу процесів.

Даний підхід має ряд цінних і необхідних переваг у порівнянні зі звичайним спектральним аналізом для вібраційної діагностики. Ці переваги, полягають, по-перше, в пригнічуванні шумової (гаусівської) складової, по-друге, спектри вищих порядків містять інформацію про фазові зв'язки спектральних компонент в спостережуваному процесі і, по-третє, кумулянтні функції дозволяють вивчати нелінійні властивості процесу та оцінювати нелінійні характеристики [72,85].

Кумулянтю першого порядку в дискретному у часі поданні стаціонарного процесу  $x(n)$  є його середнє значення (СЗ) [9,84]:

$$C_{1x} = E\{x(n)\},$$

де  $E\{\bullet\}$  означає осереднення за ансамблем.

Кумулянти вищих порядків є інваріантними до змінювання СЗ, тому зазвичай вони визначаються у припущенні  $C_{1x} = 0$ , або ж для центрованих процесів, у відповідності до виразів [9]:

$$C_{2x}(k) = E\{x^*(n)x(n+k)\}; \quad (2.4)$$

$$C_{3x}(k,l) = E\{x^*(n)x(n+k)x(n+l)\}; \quad (2.5)$$

$$C_{4x}(k,l,m) = E\{x^*(n)x(n+k)x(n+l)x^*(n+m)\} - C_{2x}(k)C_{2x}(l-m) - C_{2x}(l)C_{2x}(k-m) - M_{2x}^*(m)M_{2x}(k-l), \quad (2.6)$$

де  $*$  - знак спряження, а  $M_{2x}(m) = E\{x(n)x(n+m)\} = C_{2x}(m)$  - для дійсних процесів.

Як видно з (2.4), кумулянтю другого порядку є АКФ процесу. Кумулянти без зсуву відомі як дисперсія ( $C_{2x}(0) = \sigma_x^2$ ), асиметрія ( $C_{3x}(0,0) = \gamma_{3x}$  чи з нормуванням  $\gamma_{3x}/\sigma_x^3$ ) та ексцес ( $C_{4x}(0,0,0) = \gamma_{4x}$  чи з нормуванням  $\gamma_{4x}/\sigma_x^4$ ). Асиметрія та ексцес визначають відхилення значень процесу, що аналізується, відповідно від симетричного та нормального розподілу, що часто використовується в неруйнівному контролі та діагностиці [9].

Спектральні характеристики вищих порядків визначаються шляхом ПФ послідовностей відповідних кумулянтів [9,84]:

$$S_{2x}(f) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} C_{2x}(k) \exp(-j2\pi f k); \quad (2.7)$$

$$S_{3x}(f_1, f_2) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \sum_{l=-\infty}^{\infty} C_{3x}(k,l) \exp(-j2\pi f_1 k) \exp(-j2\pi f_2 l); \quad (2.8)$$

$$S_{4x}(f_1, f_2, f_3) = \sum_{k,l,m=-\infty}^{\infty} C_{4x}(k,l,m) \exp(-j2\pi f_1 k) \exp(-j2\pi f_2 l) \exp(-j2\pi f_3 m). \quad (2.9)$$

Вираз (2.7) визначає спектральну щільність процесу. Функція двох частот  $f_1$  та  $f_2$  (2.8) являє собою біспектр (БС), а функція трьох частот (2.9) – триспектр, причому ці спектральні характеристики є комплексними величинами.

У відповідності до виразу (2.8), БС визначає рівень зв'язку між частотними складовими, який визначається на двовимірній площині з відповідними частотними координатами  $(f_1, f_2)$  та має на ній симетричні області. Основна область, що дає повне уявлення про БС, визначається такими частотними співвідношеннями [89-90]:

$$f_2 \leq f_1; \quad f_1 < f_d/2; \quad f_2 < f_d/2; \quad f_1 + f_2 < f_d/2,$$

де  $f_d$  - частота дискретизації сигналу.

Якщо обробці підлягає сигнал, що містить періодичні складові, то при визначенні БС обов'язково проводиться синхронна дискретизація по відношенню до основної (базової) частоти.

Враховуючи зазначені вище властивості кумулянта третього порядку та вираз (2.8), основними властивостями БС є такі [8]:

- для дійсних процесів симетричні властивості кумулянтів обумовлюють симетричні властивості БС:

$$\begin{aligned} S_{3x}(f_1, f_2) &= S_{3x}(f_2, f_1) = S_{3x}^*(-f_2, -f_1) = S_{3x}^*(-f_1, -f_2) = S_{3x}^*(-f_1 - f_2, f_2) = \\ &= S_{3x}^*(f_1, -f_1 - f_2) = S_{3x}^*(-f_1 - f_2, f_1) = S_{3x}^*(f_2, -f_1 - f_2) \end{aligned}$$

- подвійна за частотою періодичність:

$$S_{3x}(f_1, f_2) = S_{3x}(f_1 + 2\pi, f_2 + 2\pi);$$

- БС є комплексною величиною і несе інформацію про модуль та фазу;
- характеризує асиметрію розподілу функції щільності ймовірності сигналу.

Для розрахунку та графічної візуалізації модулів біспектра в програмі Matlab використовується функція `bispecd`, яка входить до бібліотеки функцій спектрального аналізу вищих порядків (Higher-order spectral analysis toolbox)[120]. Розрахунок модулів біспектрів отримується за допомогою прямого методу (на основі швидкого перетворення Фур'є (FFT)).

Алгоритм виконання функції отримання біспектру прямим методом наступний: вхідний сигнал  $y$  сегментується на фрагменти, які, можливо перекрити; середнє значення видаляється з кожного фрагменту, та обчислюється FFT; біспектр  $k$ -го фрагменту обчислюється як:  $B_k(m, n) = X_k(m) X_k(n) X_k^*(m+n)$ , де  $X_k$  позначає FFT  $k$ -го фрагменту, де позначає FFT  $k$ -го фрагменту. Біспектральні оцінки усереднюються по фрагментах, і застосовано додаткове згладжування частотної області (зазначене параметром `wind`).

Синтаксис виклику функції: `[bspec, waxis] = bispecd(y, nfft, wind, samp_seg,`

overlap), де:

- $y$  - вектор сигналу;
- $nfft$  - кількість точок перетворення Фур'є;
- $wind$  – визначає вікно згладжування в частотній області (якщо замість вектора використовується ціле число, то за умовчанням використовується вікно Рао-Габра [118]. Це вікно визначається наступним виразом:

$$W(m,n) = \frac{\sqrt{3}}{\pi^3} \left[ 1 - \frac{m^2 + n^2 + mn}{N^2} \right], (m,n) \in G,$$

де  $N$  це половина довжини FFT,  $nfft$  та  $G$  — множина точок  $(m,n)$ , задовольняє наступному виразу:

$$m^2 + n^2 + mn \leq \frac{wind^2}{(nfft / 2)^2}$$

Одиничне значення для  $wind$  використовується для відсутності застосування вікна. Якщо значення  $wind \leq 0$ , буде використано значення за замовчуванням 5. Якщо  $wind$  є вектором, припускається, що він визначає 1-D вікно, з якого обчислюється 2-D вікно як:  $W(m,n) = w(m)w(n)w(m + n)$ . Якщо  $wind$  є двовірною матрицею, передбачається, що 2-D згладжувач вказується безпосередньо. Оцінка біспектру, усереднена по записах, згладжується шляхом згортання з функцією двовимірного вікна. Функція вікна повинна бути дійсною і невід'ємною;

- $samp\_seg$  – визначає кількість відліків на сегмент. Стандартне значення встановлюється таким чином, щоб отримати вісім фрагментів (щоб було можливо їх перекрити);
- $overlap$  – визначає відсоток перекриття між сегментами. Значення за умовчанням 50. Дозволений діапазон [0,99].

Результатом виконання функції є такі масиви значення:

- $bspec$  – оцінений біспектр, представлений у вигляді масива значень  $nfft$ -на- $nfft$  з початком у центрі та осями, спрямованими вниз і праворуч.
- $waxis$  — це набір частот, пов'язаних із біспектром у  $bspec$ . Таким чином, і-



й рядок (або стовпець)  $bspec$  відповідає частоті  $waxis(i)$ ,  $i=1, \dots, nfft$ . Частоти нормалізуються; тобто частота дискретизації приймається одиничною.

Результатом виконання функції є графічне контурне подання величини оціненого біспектру.

Застосування багатомірного спектрального аналізу ефективно для обробки вібраційних сигналів, малі коливальні складові яких обумовлені наявністю нелінійності та не можуть бути виділені на фоні значних рівнів завад традиційними спектрально-кореляційними методами аналізу, наприклад для пошуку малих тріщиноподібних пошкоджень обертових елементів [8, 68].

### 2.2.3 Вейвлет перетворення

Для виявлення локальних особливостей часових рядів, необхідних для виявлення передумов аварій і катастроф, одночасно в частотній та часовій області може використовуватися, зокрема Вейвлет-перетворення (ВП) або масштабно-часовий аналіз [86,87-91], яке є альтернативою перетворенню Фур'є при аналізі нестационарних сигналів [8].

До вейвлетів (wavelet англ. «маленька хвиля») відносять базисні функції, які повинні мати наступні властивості [87]: мати вигляд коротких, локалізованих у часі функцій з нульовим значенням інтеграла на всій часовій осі; мати можливість зсуву за часом і здатність до масштабування (стиснення/розтягування); мати обмежений (локальний) спектр. Вейвлет-перетворення доцільно застосовувати в тих випадках, коли результат аналізу деякого часового сигналу повинен містити не тільки простий перелік його характерних частот (масштабів), але і відомості про певні локальні координати, при яких ці частоти проявляють себе.

Саме за рахунок зміни масштабу вейвлети здатні виявляти відмінність в характеристиках на різних шкалах, а шляхом зсуву - аналізувати властивості сигналу в різних точках на всьому досліджуваному інтервалі. При аналізі нестационарних сигналів за рахунок властивості локальності (на відміну від

синусоїд, визначених на всій часовій осі) вейвлети отримують істотну перевагу перед ПФ, яке дає нам тільки глобальні відомості про частоти (масштаби) досліджуваного сигналу, оскільки використовувані при цьому функції визначені на нескінченному інтервалі [87].

Локальність вейвлетів дозволяє аналізувати локальні властивості сигналу (розриви, зміни знаків першої і другої похідних і ін.), в той час як ПФ не дає інформації, наприклад, про те в який момент часу частота сигналу змінилася [8,88].

Неперервне ВП визначається як згортка сигналу  $x(t)$ , що аналізується, та деякої вейвлет-функції  $\Psi_{a,b}$ , яку отримують шляхом розтягу-стиску (масштабування) та часового зсуву базової хвильової функції [8]:

$$W_{\Psi}x(a,b) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \frac{1}{\sqrt{a}} \Psi^* \left( \frac{t-b}{a} \right) dt, \quad (2.10)$$

де  $a$  – показник масштабу, зменшення якого визначає стиснення вейвлет-функції, а збільшення – розтяг вейвлет-функції;  $b$  – показник зсуву базової вейвлет-функції за часовою віссю;  $*$  – знак комплексного спряження.

Параметри  $a$  та  $b$  визначають відповідно масштаб та положення вейвлета на часовій осі, причому за малих значень  $a$  проводиться аналіз високочастотних складових сигналу  $x(t)$ , а за великих значень – низькочастотних складових. В результаті перетворення (2.10) зі змінними  $a$  та  $b$  визначаються вейвлет – коефіцієнти, які є функціями параметрів масштабу та положення, так як вони характеризуються різними масштабами на різних частинах сигналу  $x(t)$ .

Дискретне ВП визначається для параметрів масштабу та зсуву з основою 2, тобто для  $a = 2^j$  та  $b = n2^j$ , за наступним виразом [8,88]:

$$W(2^j, n2^j) = \frac{1}{\sqrt{2^j}} \sum_k \Psi^* \left( \frac{k}{2^j} - n \right) x(k), \quad (2.11)$$

де  $j$  – номер рівня розкладання, який визначає протяжність базового вейвлету на часовій осі.

Сигнал розкладається в ієрархічний набір апроксимацій  $A$ , які отримані

для великих значень параметру масштабу та характеризують повільні змінювання сигналу, та деталей  $D$ , що отримані для малих значень параметру масштабу та характеризують високочастотні складові сигналу [8].

Для практичного використання ВП для вібраційних сигналів необхідно вибрати порядок використаного вейвлету та число рівнів розкладання. Необхідно також враховувати, що зі збільшенням порядку вейвлету збільшується протяжність вейвлету у часі і погіршується часове розділення сигналів, а зменшення порядку вейвлету призводить до скорочення довжини імпульсних характеристик дзеркальних квадратурних фільтрів і погіршення якості ВП складних сигналів [92].

Багатороздільна здатність ВП полягає у забезпеченні більш тонкого частотного розділення і більш грубого часового розділення для випадку збільшення параметру масштабу (тобто, для більш низьких частот), а для малих значень параметру масштабу (для високих частот) ВП забезпечує більш тонке часове розділення за більш грубого частотного [8].

Переваги ВП перед іншими методами обробки вібраційних сигналів з метою виділення локальних змін ТС у процесі функціонування ГТД, а саме його багатороздільні властивості обґрунтовують ефективність його використання для обробки вібраційних сигналів з метою забезпечення аналізу діагностичної інформації на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації авіаційних двигунів.

#### **2.2.4. Фрактальний аналіз**

Складна природа вібраційних сигналів їх хаотичність та нерегулярність, створює передумови для пошуку нових методів обробки діагностичної інформації. Необхідно вибрати такі методи, які б дозволили виявити локальні особливості сигналу, що створюють передумови для виникнення аварійної ситуації на початкових етапах зародження. Одним із таких методів є обробка часових рядів на основі теорії фракталів - Фрактальний аналіз (ФА) [77-83,93-

97]. Він дозволяє виявляти приховані закономірності в динаміці систем на фоні випадковостей, робити обґрунтовані висновки і прогнози, давати оцінки ймовірностей виконання або невиконання прогнозів.

Термін «фрактал» був введений Б. Мандельбротом, від латинського «frangere» - «ламати» і «fractus» - «дробовий». Визначення фрактала Мандельброта звучить наступним чином: фракталом називається множина, розмірність Хаусдорфа-Безиковича ( $D$ ) якої строго більше його топологічної розмірності ( $D_t$ ) [96]. Фрактал - структура, що складається з частин, які в якомусь сенсі подібні цілому. Це легко уявити на прикладі природних фракталів, таких як дерева, хмари чи легені людини. Основна властивість фракталів – самоподібність, тобто вони зберігають інваріантність щодо масштабу [97].

Для таких діагностичних задач, в яких необхідно виявити корисну складову складного сильно зашумленого сигналу, якими є вібраційні сигнали, спрогнозувати зміни чи класифікувати його, ФА зарекомендував себе як ефективний метод аналізу таких часових реалізацій процесів [80, 95]. Це обумовлено його здатністю аналізувати сигнали, які з точки зору кореляційної або спектральної теорії являються не більше, ніж просто білим шумом чи броунівським рухом [93].

Основна задача ФА для вібраційної діагностики, полягає у пошуку діагностичного показника - фрактальної розмірності (ФР) вібраційного чи віброакустичного сигналу [94].

Фрактальна розмірність - є кількісною мірою визначення самих фракталів. Це число, яке кількісно описує те, як об'єкт заповнює простір. Існує багато способів розрахунку ФР в залежності від об'єкта дослідження та методу: клітинна розмірність (Box-counting, розмірність Мінковського), кореляційна розмірність, розмірність Хаусдорфа-Безиковича, розрахунок ФР за допомогою, пов'язаної з нею величини, показника Херста, тощо [98-100]. Всі вони полягають в підрахунку об'єму або площі фрактальної форми в тому просторі, в якому ця форма знаходиться. Застосування ФА дозволяє отримати прості кількісні характеристики складних шумоподібних сигналів, для задач вібродіагностики



[83,105]. В [98] наведено аналіз різних видів ФР, які застосовуються для визначення та характеристики фрактальної структури сигналів і зображень.

**2.2.4.1. Метод нормованого розмаху або R/S – аналіз.** Для часових послідовностей основним методом визначення фрактальної структури є R/S - аналіз, або метод нормованого розмаху, розроблений англійським гідрологом Гарольдом Е. Херстом [101-107].

Розрахунок показника Херста  $H$  в загальному випадку проводиться за алгоритмом наведеним у роботі [102]. Покроковий алгоритм розрахунку розмірності Херста, наведений у [104,106], представлений нижче:

1. Часову послідовність довжиною  $L$  необхідно поділити на  $d$  діапазонів  $Z_{i,m}$  довжини  $N$ , для кожного діапазону  $i = 1, \dots, N$ ;  $m = 1, \dots, d$ .
2. Для кожного діапазону  $Z_{i,m}$  необхідно визначити середнє значення  $E_m$  та стандартне відхилення  $S_m$ .
3. Дані з діапазонів  $Z_{i,m}$  потрібно центрувати шляхом віднімання середнього значення вибірки  $X_{i,m} = Z_{i,m} - E_m$  для  $i = 1, \dots, N$ .
4. За отриманими даними створити кумулятивний часовий ряд 
$$Y_{i,m} = \sum_{j=1}^i X_{j,m}.$$
5. Розрахувати розмах в межах кожного діапазону 
$$R_m = \max\{Y_{1,m}, \dots, Y_{n,m}\} - \min\{Y_{1,m}, \dots, Y_{n,m}\}.$$
6. Нормувати розмах  $R_m / S_m$ .
7. Розрахувати середнє значення нормованого розмаху  $(R/S)_N$  всіх діапазонів довжини  $N$ .

Отримані дані подаються у вигляді графіка в подвійних логарифмічних масштабах залежності функції  $\log(R/S)$  від  $\log(N)$ . Тангенс кута нахилу лінійної апроксимації отриманого графіка є показником Херста.

Показник Херста трактується як відношення «сили» тренду до рівня

шуму, при цьому сила тренду оцінюється в залежності від того, на скільки величина  $H$  перевищує значення 0,5 [106]. Він дозволяє оцінити трендостійкість процесу, тобто чи впливають довгострокові події на силу тренда. Розглядають три інтервали значень  $H$ :  $0 < H < 0,5$ ;  $H = 0,5$  та  $0,5 < H < 1$ , однак з досвіду аналізу реальних рядів в прикладних дослідженнях [97,106-107] доцільно виділити випадки коли показник Херста набуває значення 0 та 1. В табл. 2.1 [106] наведено характеристику процесу в залежності від значення  $H$ .

Таблиця 2.1 – Градація та інтерпретація показника Херста

Значення показника Херста	Характеристика досліджуваного процесу
$H = 0$	Ідеальний переміжний або періодичний процес, в загальному випадку не дуже складна повторювана конфігурація .
$0 < H < 0,5$	Антиперсистентність (будь-яка тенденція прагне змінитись на протилежну, ймовірність зміни тим вища, чим менше значення $H$ ), кореляція від'ємна.
$H = 0,5$	Білий шум, гаусівська послідовність незалежних нормально розподілених величин; кореляція відсутня, процес з нульовою пам'яттю.
$0,5 < H < 1$	Персистентність (стійкість тенденції, наявність довготривалих кореляцій), є стійкий тренд (властивості підсилюються при наближенні $H$ до 1 і слабшають, якщо $H$ наближається до 0,5), це процеси з довготривалою пам'яттю, тенденція може бути прогнозована.
$H = 1$	Ідеальна стійкість тенденції, лінійні залежності, гладкі функції, які мають хоча б одну похідну.
$H > 1$	Степеневий закон розподілу часового ряду (розподіл з «важкими» хвостами), сильні тренди, часові точки розриву похідної.

Точність визначення показника Херста залежить від довжини часового ряду ( $N$  – кількість відліків), ряд повинен бути досить довгим, в роботах [104-105] досліджено залежність середньоквадратичної похибки оцінки показника  $H$  від довжини розглянутої вибірки та побудовано довірчі інтервали для  $H$ , що значно підвищує об'єктивність аналізу даного показника.

$$H \geq 0,5 + \frac{1,96}{\sqrt{N}}, \quad (2.18)$$

$$H \leq 0,5 - \frac{1,96}{\sqrt{N}}, \quad (2.19)$$

Як видно з виразу (2.18), можна з надійністю 97% вважати розглянутий ряд персистентним, відповідно з виразу (2.19) з надійністю 97,5% розглянутий ряд можна вважати антиперсистентним.

З показником Херста пов'язана Фрактальна розмірність Хаусдорфа-Безиковича  $D$  яка є основною інтегральною характеристикою процесу, вона також дає оцінку ступеня зламаності ряду і визначається за виразом [77-78,93,106]:

$$D = 2 - H, \quad (2.16)$$

де  $H$  - показник Херста.

Розмірність Хаусдорфа-Безиковича та показник Херста визначають міру стійкості статистичного явища, їх називають мірою тривалості довгострокової залежності стохастичного процесу.

Також з показником Херста  $H$  пов'язана ФР Мандельброта  $A$ , вона є оберненою величиною до показника Херста ( $A = 1/H$ ), її також називають розмірністю простору ймовірностей, вона дозволяє оцінити товщину хвостів у функції щільності ймовірності [106,108].

**2.2.4.2. Розмірність Мінковського.** Якщо результати вібраційного процесу можуть бути надані у вигляді двомірних (ЧЧС, БС) чи тримірних зображень, то для розрахунку їх ФР доцільно застосовувати Клітинну розмірність (box-counting dimension [109,110]) або розмірність Мінковського (PM) [77,82,94,98].

Розрахунок розмірності Мінковського виконується наступним чином [86,106]:

1. Об'єкт  $A$  (геометричний елемент, зображення) покривається квадратною сіткою з деяким відомим розміром комірки (довжиною сторони)  $\varepsilon$ .
2. Підраховується кількість комірок  $N(A, \varepsilon)$ , які містять фрагмент досліджуваного об'єкта  $A$ , зберігається пара значень  $\varepsilon$  та  $N(A, \varepsilon)$ .
3. Сітка деталізується, тобто розмір комірки  $\varepsilon$  зменшується, тоді кількість підрахованих комірок  $N(A, \varepsilon)$  з фрагментами об'єкта збільшується, в результаті зберігається нова пара значень  $\varepsilon$  та  $N(A, \varepsilon)$ .
4. Процедура деталізації повторюється багаторазово, за отриманими результатами будується графік у подвійних логарифмічних координатах.
5. Якщо зображення, що аналізується, має властивості масштабної інваріантності (скейлінгу), то отриманий для послідовності точок графік є лінійним (з вірогідністю апроксимації за Пірсоном  $R^2 \geq 0,9$ ), в протилежному випадку для отриманого графіку проводиться лінійна апроксимація, значення РМ визначається як кутовий коефіцієнт (тангенс кута нахилу) побудованої лінії регресії.

Математичний вираз для РМ має вигляд [82]:

$$D_M = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{\ln N(A, \varepsilon)}{\ln \left( \frac{1}{\varepsilon} \right)}, \quad (2.17)$$

де  $A$  – це об'єкт що аналізується (наприклад двомірне зображення),  $\varepsilon$  – розмір комірки (довжина сторони), якою покривається об'єкт.

Розмірність Мінковського буде завжди мати дробове значення. Практично РМ можна розрахувати для будь-якого повнокольорового зображення, але спочатку необхідно провести його бінаризацію (перетворити зображення у чорно-біле). Визначення границі відповідно до виразу (2.17) в алгоритмі імітується ітераціями, в яких відбувається зменшення розміру комірок. Значення



РМ буде наближатись до 2 у випадку більшої наповненості зображення, а при меншій наповненості - буде зменшуватись, наближаючись до 1 [83].

Фрактальний аналіз для застосування його в контексті вібраційної діагностики авіаційних двигунів потребує подальшого дослідження та має величезні перспективи для автоматизації та створення інтелектуальних діагностичних систем для ГТД. Відносна простота його втілення, висока інформативність отриманих діагностичних показників та різноманітність способів процедури отримання ФР мають велику перевагу порівняно з іншими методами аналізу [83].

Застосування ФА для вібродіагностики та інтерпретація вібраційних сигналів за його допомогою на практиці пов'язані з певними методичними та алгоритмічними аспектами для створення програмного забезпечення діагностичних систем, на які варто звернути особливу увагу.

### **2.3 Інтерпретація вібраційних сигналів на основі Фрактального аналізу**

Застосування фрактального аналізу, а саме, розрахунок показника Херста (R/S аналіз) безпосередньо для вібраційних сигналів, які надходять з датчиків на вхід блоку підсистеми багатокласової діагностики у вигляді числової послідовності, супроводжується певними методичними аспектами, такими як довжина вибірки часового ряду (кількість відліків), частота дискретизації, рівень розбіжності власних частот лопаток, вплив рівня адитивного завади (шум) та ін.

Для дослідження цих методичних аспектів та інтерпретації вібраційних сигналів за допомогою ФА було проведено моделювання вібраційних сигналів відповідно до методики та схеми моделювання робочого колеса ГТД, наведених в роботі [8,106]. Розглядається моделювання робочого колеса, яке містить 21 лопатку на стаціонарному режимі експлуатації авіаційного ГТД. Формування віброакустичних сигналів проведено відповідно до схеми чисельного моделювання, наведеної на рис.2.2 [8,106].

В якості моделі лопаток розглядалися коливальні системи з одним

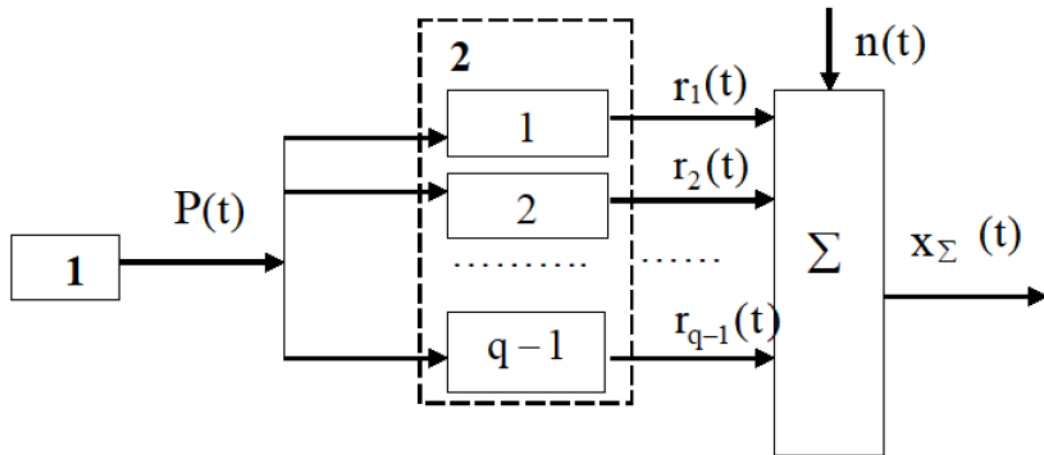


Рисунок 2.2 – Схема моделювання вібраційних сигналів: 1- блок формування вібраційного збурення  $P(t)$ ; 2- моделі лопаток,  $n(t)$  – адитивний білий шум

ступенем вільності, які в схемі моделювання задавались їх імпульсними характеристиками [8]:

$$g_*(t) = \frac{1}{\omega_{1*}} e^{-ht} \sin \omega_{1*} t, \quad (2.18)$$

де  $\omega_{1*}^2 = \omega_*^2 - h^2$ ,  $\omega_*$  - власна частота моделі лопатки,  $h$  - коефіцієнт демпфування. Власна частота для всіх лопаток була прийнята однаковою  $\omega_* = 628 \text{ c}^{-1}$  ( $f_* = 100 \text{ Гц}$ ).

На стаціонарному режимі експлуатації вібраційне збурення  $P(t)$  задавалось моделлю полігармонічного сигналу, описане виразом (1.1), основною складовою якого є перша роторна гармоніка (складова на частоті обертання ротора  $\omega_p$ ) [8,106].

Вібраційне збурення формувалось для таких даних: частота обертання ротора  $\omega_p = 1570 \text{ c}^{-1}$ ; відношення амплітуд складових вібрації для режиму 1 складає  $P_1 : P_2 : P_3 = 1 : 10^{-2} : 10^{-3}$ , для режиму 2 –  $P_1 : P_{1/2} : P_{1/3} = 1 : 10^{-2} : 10^{-3}$ .

На перехідному режимі в моделі вібраційного збурення враховано лінійне змінювання частоти обертання ротору. Миттєве значення частоти обертання

визначали відповідно до [8], як  $\omega_p(t) = \omega_{p0} + \beta t$ , де  $\omega_{p0}$  - початкове значення частоти обертання, а  $\beta$  - швидкість змінювання частоти обертання ротора. Вібраційне збурення формувалось для таких даних:  $\omega_{p0} = 220 \text{ c}^{-1}$ ;  $\beta = 110 \text{ c}^{-2}$ ; відношення амплітуд складових вібрації обрано як і для режимів стаціонарного збурення [105].

Формування вібраційних сигналів на виході моделі робочого колеса проведено шляхом згортки імпульсних характеристик лопаток та відповідного вхідного вібраційного збурення.

Для дослідження впливу методичних факторів на визначення показника Херста та можливості його інтерпретації було розглянуто 4 режими роботи :

- режим 1 – режим стаціонарного вібраційного збурення з додатковими супергармонічними складовими на частотах, кратних частоті основної роторної гармоніки  $\omega_{pi} = i \cdot \omega_p$ , ( $i=2;3$ );
- режим 2 – режим стаціонарного вібраційного збурення з додатковими субгармонічними складовими ( $i=1/2;1/3$ );
- режим 3 - режими перехідного вібраційного збурення з додатковими супергармонічними складовими;
- режим 4 - режими перехідного вібраційного збурення з додатковими субгармонічними складовими;

Отримані вібраційні сигнали використовувались для подальшого аналізу без урахування та з урахуванням адитивної завади (стаціонарного гаусівського шуму) з нульовим середнім значенням. Величина дисперсії шуму задавалась так, щоб забезпечити такі значення відношення сигнал/шум  $\rho = 16$  та  $\rho = 16 \cdot 10^2$ .

Моделювання вібраційних сигналів проведено на часовому інтервалі  $t = 5$  с, період дискретизації - с (частота дискретизації кГц), реалізації містять  $N = 5 \cdot 10^4$  точок. Для прикладу на рис. 2.3 показано частини змодельованих сигналів ( $N=5000$  точок) (режим 1) з різним відношенням сигнал/шум.

Параметри моделі робочого колеса та нестаціонарного вібраційного

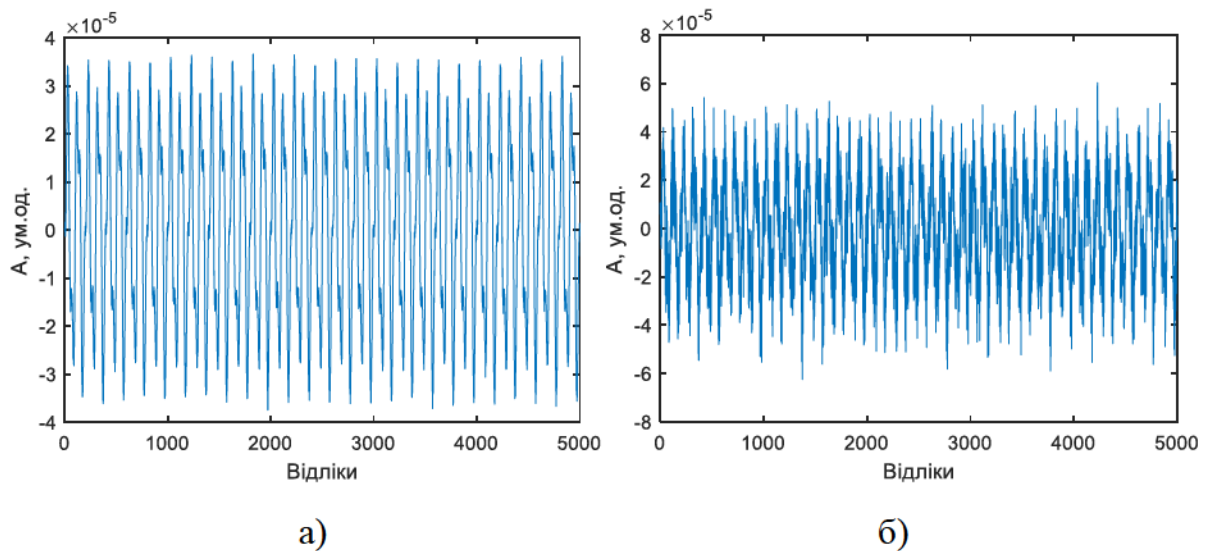


Рисунок 2.3 – Реалізація змодельованих вібраційних сигналів з різним відношенням сигнал/шум а)  $\rho = 16 \cdot 10^2$  ; б)  $\rho = 16$

збурення підібрані таким чином, щоб в отриманій реалізації вібраційного сигналу відобразити момент збудження власних коливань лопаток при швидкій зміні частоти обертання ротора в діапазоні значень власних частот лопаток. На рис. 2.3 а) показано частину змодельованого вібраційного сигналу з додаванням стаціонарного гаусівського шуму з нульовим середнім значенням, де відношення сигнал/шум  $\rho = 16 \cdot 10^2$ , а на рис. 2.3 б) показано частину змодельованого вібраційного сигналу з додаванням стаціонарного гаусівського шуму з нульовим середнім значенням, де відношення сигнал/шум  $\rho = 16$ .

Сигнали представлені без врахування розбіжностей частот у значеннях власних частот лопаток. На графіках за віссю ординат відкладено значення амплітуди в умовних одиницях, а за віссю абсцис – час у відліках. Для повних реалізацій вібраційних сигналів, отриманих на виході моделі робочого колеса для кожного із зазначених вище режимів вібраційного збурення з урахуванням та без урахування адитивного шуму різної інтенсивності, виконано R/S аналіз та визначено значення показника Херста. Отримані результати наведено в табл. 2.2 [106].



Таблиця 2.2 –Значення показника Херста вібраційних сигналів на виході моделі робочого колеса

Режим вібраційного збурення	Без шуму	З адитивним шумом	
		$\rho = 16 \cdot 10^2$	$\rho = 16$
Режим 1	0,1416	0,2540	0,6752
Режим 2	0,1189	0,2456	0,6698
Режим 3	0,1088	0,1746	0,4977
Режим 4	0,1061	0,1711	0,4963

Результати ілюструють, що показник Херста для змодельованих сигналів на всіх режимах вібраційного збурення без урахування адитивного шуму знаходиться межах від 0 до 0.5, відповідно до таблиці 2.1. такі часові ряди можна вважати антиперсистентними, за об'єму вибірки  $N = 5 \cdot 10^4$  з надійністю 97,5% при  $H \leq 0,14026$  [104,106].

На нестационарних режимах вібраційного збурення значення є меншим, тобто для значень сигналів, що відповідають режиму 3 і режиму 4 вібраційного збурення, більш ймовірною є зміна тенденції на протилежну, такі процеси найбільш характерні для ефектів турбулентності [106].

Зростання показника Херста (режим 1 та 2) зі зменшенням відношення сигнал/шум, свідчить про появу тренду в цих часових рядах. Для сигналів, отриманих при нестационарному вібраційному збуренні (режим 3 та режим 4), показник Херста наближається до значення 0,5, яке характеризує реалізацію, як білий шум. Таке значення показника та інтерпретація за ним вібраційного сигналу не є коректним для нестационарних процесів, в яких протягом встановленого часового інтервалу спостереження відбувається значне (майже в 5 разів) збільшення амплітудних значень [106]. Наведені вище значення відношення сигнал/шум визначені по відношенню до частини сигналу до резонансного збудження (перші 30000 точок), тому врахування адитивного шуму практично не впливає на значення вібраційних сигналів після збудження

резонансних коливань лопаток.

Таблиця 2.3 – Значення показника Херста для окремих частин нестационарного вібраційного сигналу (режим 3)

Вибірка	Без шуму	З адитивним шумом	
		$\rho = 16 \cdot 10^2$	$\rho = 16$
Вибірка 1 (0...30000)	0,1027	0,2038	0,6230
Вибірка2 (38000...50000)	0,1005	0,1005	0,1036

Це підтверджується додатковими дослідженнями нестационарних сигналів, для яких визначався показник Херста окремо для різних частин часового ряду: вибірка 1 містить перші 30000 точок (до резонансного збудження); вибірка 2 містить останні 12000 точок реалізації (резонансне збудження). Результати для сигналу, що відповідає режиму 3 вібраційного збурення, наведено в табл. 2.3 [106]. За допомогою показника Херста  $H$  отримано відповідні значення фрактальної розмірності розмірності Хаусдорфа-Безиковича  $D$  за виразом (2.16), результати наведено в табл. 2.4 [106].

Отримані фрактальні розмірності  $D$  для змодельованих сигналів на перехідному режимі показують, що зі зменшенням відношення сигнал/шум збільшуються ФР. Коли  $\rho = 16$ , що є найбільш наближеним до реальних вібраційних процесів, то за значенням фрактальної розмірності  $D$  можна

Таблиця 2.4 – Значення значення розмірності Хаусдорфа-Безиковича для окремих частин нестационарного вібраційного сигналу на режимі 3

Вибірка	Без шуму	З адитивним шумом	
		$\rho = 16 \cdot 10^2$	$\rho = 16$
Вибірка 1 (0...30000)	1,8973	1,7962	1,3770
Вибірка 2 (38000...50000)	1,8995	1,8995	1,8964

ідентифікувати збудження резонансних (в даному випадку) коливань в системі. В загальному випадку, за зміною значення  $H$  чи  $D$  впродовж протікання та аналізу вібраційного процесу можна прогнозувати потенційно нестійкі режими чи стани об'єктів [106].

Для поглиблення ФА було запропоновано додатковий рівень обробки вібраційних сигналів - використання вейвлет-розкладання в ієрархічний набір апроксимацій  $A_i$  та деталей  $D_i$  ( $i$  – кількість рівнів розкладання) [106]. Для методичного прикладу було обрано вейвлет-розкладання вібраційного сигналу, отриманого при стаціонарному вібраційному збуренні (режим 1). Для розкладання було вибрано вейвлет Добеші db10, розкладання проводилось на 6 рівнів [106].

На рис.2.4 представлені елементи вейвлет - розкладання вібраційного сигналу на режимі 1 вібраційного збурення без врахування адитивного шуму (фрагмент довжиною  $N=1500$  точок). За віссю ординат відкладено значення амплітуди в умовних одиницях, а за віссю абсцис – час у відліках. Отримані результати визначення показника  $H$  наведено в табл. 2.5 [106].

Як видно з наведених результатів, в результаті попереднього ВП складного вібраційного сигналу має місце його деталізація як за частотою (маштабом) і часом так і за фрактальними характеристиками.

Врахування адитивного шуму неоднозначно впливає на значення  $H$  для окремих елементів вейвлет-розкладання. Найбільшим є вплив адитивного шуму на деталі D1, D2 та D6, для яких тенденція змінювання  $H$  співпадає з тенденцією його змінювання для повного сигналу, хоча значення показника відрізняються [105,106].

Для дослідження впливу на значення показника Херста таких методичних факторів, як: розбіжність у значеннях власних частот лопаток, обумовлених технологічними особливостями їх конструкції [8,73]; довжина вибірок вібраційних сигналів; частота дискретизації було використано такі змодельовані вібраційні сигнали на режимі стаціонарного збурення [106]:

- сигнал 1 - сигнал без додавання адитивної завади;

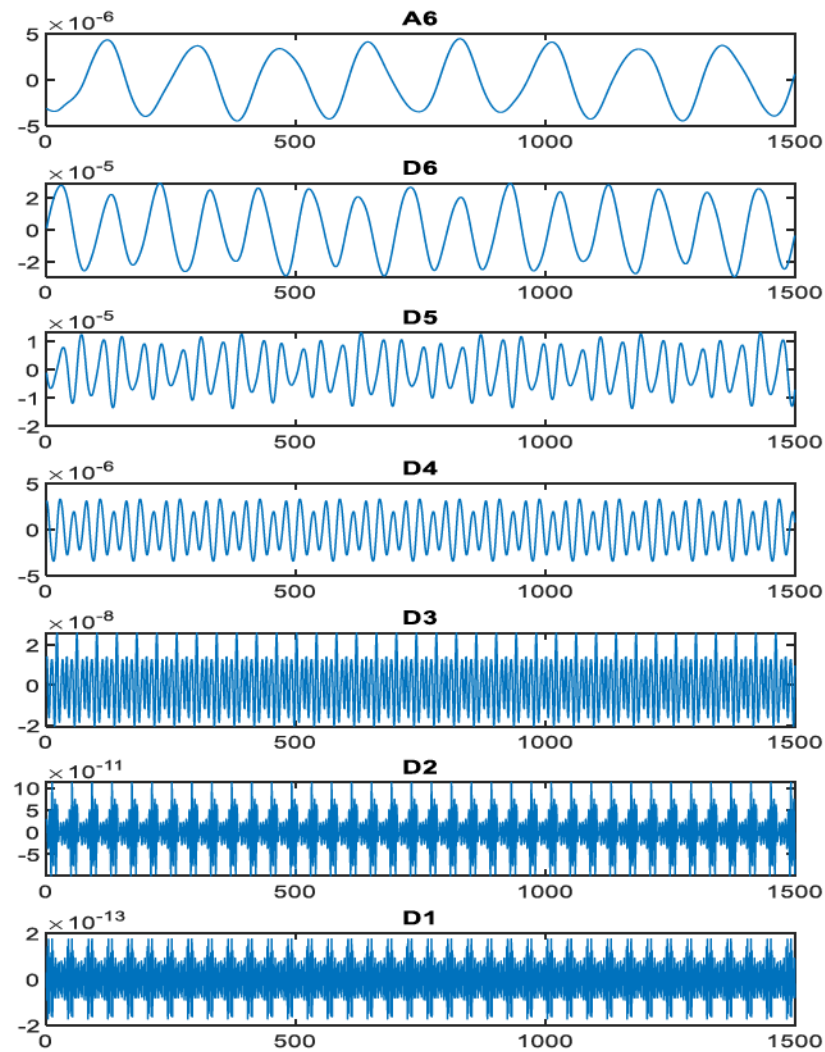


Рисунок 2.4 – Елементи вейвлет - розкладання вібраційного сигналу на режимі 1 вібраційного збурення без врахування адитивного шуму (фрагмент довжиною  $N=1500$  точок)

- сигнал 2 - з додаванням стаціонарного гаусівського шуму з нульовим середнім значенням (відношення сигнал/шум  $\rho = 16 \cdot 10^2$ );
- сигнал 3 - з додаванням стаціонарного гаусівського шуму з нульовим середнім значенням (відношення сигнал/шум  $\rho = 16$ ).

Моделювання вібраційних сигналів проведено без урахування та з урахуванням розбіжностей у значеннях власних частот моделей лопато на рівні  $\pm 3 \dots 10$  % від  $f^*$ . На рис. 2.5 представлені реалізації повного вібраційного сигналу  $N=50000$  точок) з додаванням розбіжності власних частот лопаток на



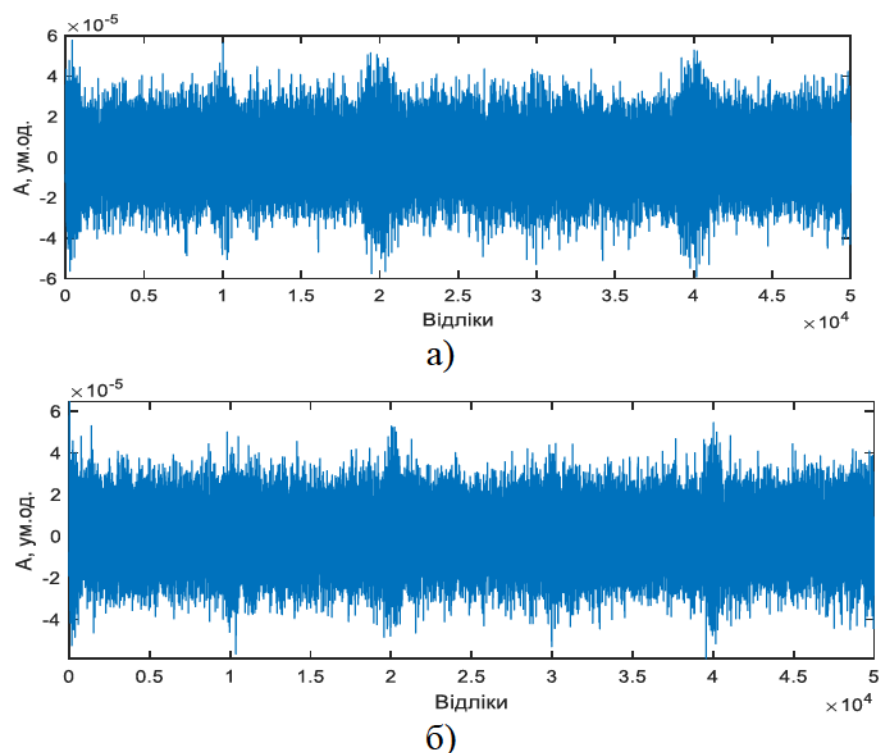


Рисунок 2.5 – Реалізація вібраційних сигналів з врахуванням розбіжностей значень власних частот лопаток сигналу 3: а) 3 %; б)  $\pm 5$  %;

Таблиця 2.5 – Значення показника Херста для окремих елементів вейвлет – розкладання вібраційного сигналу

Елемент вейвлет - розкладання	Без шуму	З адитивним шумом	
		$\rho = 16 \cdot 10^2$	$\rho = 16$
Апроксимація A6	0,1190	0,1104	0,1276
Деталь D6	0,1018	0,1145	0,1541
Деталь D5	0,1384	0,1218	0,1022
Деталь D4	0,1202	0,1045	0,2137
Деталь D3	0,1713	0,2523	0,1442
Деталь D2	0,1821	0,2541	0,3471
Деталь D1	0,1660	0,2513	0,2716

рівні  $\pm 3$  % та  $\pm 5$  % від  $f_*$  (відношення сигнал/шум стаціонарного гаусівського шуму з нульовим середнім значенням  $\rho = 16$ ).

Довжини вибірок змодельованих сигналів розглянуто в межах від 50000 до 5000 точок. У таблицях табл. 2.6-табл. 2.7 наведено результати R/S аналізу для отриманих значень показника Херста  $H$  [105].

Таблиця 2.6 – Значення показника Херста повних реалізацій вібраційних сигналів без та з врахуванням розбіжностей власних частот лопаток

Рівень розбіжності власних частот лопаток	0 %	$\pm 3$ %	$\pm 5$ %	$\pm 6$ %	$\pm 10$ %
Сигнал 1	0,1416	0,18302	0,19719	0,21857	0,18951
Сигнал 2	0,25265	0,29719	0,30384	0,32172	0,299
Сигнал 3	0,67114	0,6771	0,67759	0,6952	0,67744

Таблиця 2.7 – Значення показника Херста для вибірок різної довжини вібраційних сигналів без врахування розбіжності власних частот лопаток

Довжина вибірки $N$ в точках	50000	30000	10000	5000	2000	1000
Сигнал 1	0,1416	0,14056	0,14048	0,14131	0,15479	0,1508
Сигнал 2	0,25339	0,25283	0,25425	0,25821	0,27834	0,28174
Сигнал 3	0,67059	0,67134	0,67182	0,67521	0,69439	0,70168

Також було розглянуто вплив частоти дискретизації при моделюванні вібраційних сигналів в межах 5 кГц – 20 кГц. Отримані значення показника Херста часових реалізацій при різних значеннях частоти дискретизації наведені у таб.2.8. Отримані реалізації мають шумоподібну структуру, також видно амплітудні піки, зумовлені коливаннями лопаток, але серед загального шуму вони губляться. При різних рівнях розбіжності частот візуально сигнали майже не відрізняються.

З отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

Таблиця 2.8 – Значення показника Херста часових реалізацій при різних значеннях частоти дискретизації

Частота дискретизації $f_s$ в кГц	5	10	15	20
Сигнал 1	0,14056	0,1416	0,14367	0,14367
Сигнал 2	0,25496	0,25365	0,25243	0,25311
Сигнал 3	0,67522	0,67134	0,67307	0,67296

- R/S - аналіз дозволяє зробити висновок про характер процесу незалежно від рівня розбіжності власних частот лопаток. Коли показник Херста лежить в межах  $0 \leq H \leq 0,5$ , це свідчить про антиперсистентність аналізованих процесів. Значення показника Херста, визначеного для вібраційних сигналів без та з урахуванням розбіжності власних частот у лопатках збільшується зі зменшенням відношення сигнал/шум, це говорить про появу тренду. Зі збільшенням рівня розбіжностей власних частот лопаток в межах від 0 до 6 %, значення показника Херста теж збільшується, але при більших значеннях рівня розбіжності власних частот лопаток показник Херста змінюється неоднозначно, але також лежить в межах значень, які свідчать про антиперсистентний процес. Значення показника Херста для сигналів зберігає свою тенденцію, але при надто великій різниці частот лопаток ( $\pm 10\%$ ) показник Херста зменшується, що свідчить хаотичність процесу;
- Отримані реалізації мають шумоподібну структуру, також видно амплітудні піки, зумовлені коливаннями лопаток, але серед загального шуму вони губляться. При різних рівнях розбіжності частот візуально сигнали майже не відрізняються;
- Для кожного з сигналів для вибірок від 50000 до 5000 точок показник Херста майже не змінюється та зберігає свою тенденцію. Зі зменшенням об'єму вибірки часової реалізації, значення показника Херста збільшується і при цьому лежить в межах відповідного інтервалу, що дозволяє зробити

висновок про характер досліджуваного процесу; згідно виразу (2.19) за об'ємом вибірки  $N \sim 100$ , розглянуті часові ряди (сигнал 1 та сигнал 2) є антиперсистентними з надійністю 97.5 %, коли  $H \leq 0,29$ . Сигнал 3 є персистентним з надійністю 97 %, коли  $H \geq 0,7$ . Таким чином, дослідним шляхом виявлено, що в даному випадку для оцінки стану системи необхідно розглядати вибірку  $N \geq 2000$ ;

- R/S - аналіз інваріантний щодо зміни частоти дискретизації, значення показника Херста зберігають свою тенденцію.

Загалом інтерпретація та аналіз змодельованих вібраційних сигналів робочого колеса ГТД на різних режимах експлуатації не відрізняється складністю та дозволяє отримати числовий показник, еквівалентний протікаючому в системі процесу.

Застосування R/S аналізу на стаціонарному режимі експлуатації ГТД при різних відношеннях сигнал/шум, різного рівня розбіжностей у значеннях власних частот лопаток, різних довжин вибірок вібраційних сигналів та різних частот дискретизації, для визначення ТС ГТД показав свою ефективність.

Таким чином, для вдосконалення бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна будуть використовуватись такі методи аналізу: ЧЧА, Біспектральний аналіз, Вейвлет аналіз, Фрактальний аналіз.

Специфіку та ефективність їх застосування в кожному із запропонованих функціональних блоків на рис.2.1 необхідно проаналізувати шляхом моделювання процесу діагностики конкретного пошкодження чи порушення штатного режиму функціонування двигуна.

## Висновки до розділу 2

1. Проведено аналіз призначення, складових та функцій, які виконує штатна бортова система контролю вібрації двигуна, який показав, що в основному сучасні штатні бортові системи контролю вібрацій формують інтегральні



ознаки безпосередньо перед аварійним станом двигуна, та не забезпечують багатокласової діагностики ТС ГТД. На основі проведеного аналізу запропоновано вдосконалення бортової системи контролю вібрації двигуна шляхом розширення її функціональних можливостей.

2. Для вдосконалення системи керування та контролю авіаційного газотурбінного двигуна запропоновано та обґрунтовано підсистему багатокласової діагностики у складі штатної бортової системи контролю вібрації на основі багаторівневої обробки віброакустичних сигналів у процесі експлуатації, що розширює функціональні можливості системи і забезпечує виявлення пошкоджень роторних елементів та порушення штатних режимів функціонування через потрапляння сторонніх предметів, дисбаланс ротора і задирання робочих коліс сторонніми предметами.
3. Обґрунтовано необхідність розробки та вдосконалення методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення для реалізації підсистеми багатокласової діагностики у складі штатних бортових систем контролю вібрації ГТД для підвищення ефективності діагностування недосконалостей чи порушень функціонування двигуна.
4. Запропоновано та обґрунтовано використання таких методів обробки віброакустичних сигналів, які дозволяють раннє виявлення пошкоджень роторних елементів ГТД, що обумовлюють появу низько енергетичних складових у вимірюваному сигналі: частотно-часовий аналіз; багатоспектральний аналіз, Вейвлет-перетворення. Проаналізовано характерні особливості зазначених методів обробки інформації, встановлено їх здатність до раннього виявлення пошкоджень роторних систем.
5. Розглянуто основні принципи та методи Фрактального аналізу та обґрунтовано його використання для діагностичних задач, в яких необхідно виявити корисну складову нестационарних сигналів, спрогнозувати зміни чи класифікувати. Обґрунтовано практичне застосування та відповідні алгоритми розрахунку таких фрактальних

методів, як Метод нормованого розмаху або R/S – аналіз, в результаті якого отримаємо показник Херста; клітинний метод, який дозволяє отримати розмірність Мінковського.

6. За результатами дослідження вібраційних сигналів, змодельованих для стаціонарних і нестаціонарних режимів збурення робочого колеса ГТД встановлено такі методичні особливості інтерпретації показника Херту для вібраційних сигналів:

- Застосування методу нормованого розмаху дозволяє зробити висновок про характер протікаючого в ГТД процесу. Незалежно від рівня розбіжності власних частот лопаток робочого колеса двигуна та зміни частоти дискретизації значення показника Херста зберігають свою тенденцію. Значення показника Херста в межах від 0 до 0,5 говорить про антиперсистентність аналізованих процесів;
- Наявність тренду у процесі підтверджують значення показника Херста, визначеного для вібраційних сигналів без та з урахуванням розбіжності власних частот у лопатках, показник Херста збільшується зі зменшенням відношення сигнал/шум;
- Збільшення рівня розбіжностей власних частот лопаток в межах від 0 до 6 %, призводить до збільшення значення показника Херста. Подальше збільшення розбіжності власних частот лопаток призводить до неоднозначної зміни показника Херста, не дивлячись на це його значення також підтверджують антиперсистентний характер процесу;
- R/S - аналіз інваріантний щодо зміни частоти дискретизації, значення показника Херста зберігають свою тенденцію;
- Для кожного зі змодельованих сигналів довжиною від 5000 до 50000 точок показник Херста майже не змінюється та зберігає свою тенденцію. Зі зменшенням об'єму вибірки часової реалізації, значення показника Херста збільшується і при цьому лежить в межах відповідного інтервалу, що дозволяє зробити висновок про характер досліджуваного процесу;

- Довжина вибірки сигналу, оптимальна для R/S – аналізу, визначена дослідним шляхом і становить від 2000 точок.

## **РОЗДІЛ 3**

### **ДІАГНОСТИКА ТРІЩИНОПОДІБНИХ ПОШКОДЖЕНЬ РОТОРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ**

Тріщиноподібні пошкодження роторних елементів газотурбінного авіаційного двигуна є серйозною загрозою для безпеки польотів. Особливо вразливими до таких пошкоджень є лопатки турбіни та вал двигуна, оскільки вони піддаються найбільшому навантаженню. Ці пошкодження можуть виникати внаслідок різних факторів, таких як зношування, зміна температури, корозія та інші.

У розділі досліджується ефективність застосування дворівневої обробки вібраційних та віброакустичних сигналів для діагностики тріщиноподібних пошкоджень роторних елементів двигуна на початкових етапах їх розвитку, розроблюється методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для Підсистеми багатокласової діагностики. Обґрунтування підходів до діагностики зроблено на основі комп'ютерного моделювання вібраційних процесів та їх аналізу на стаціонарних та нестаціонарних режимах роботи ГТД.

#### **3.1 Розробка методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення для обробки інформації та діагностики початкового пошкодження валу ротора двигуна**

##### **3.1.1 Моделювання пошкодженого валу**

Для формування вібраційного каналу, який характеризує вплив пошкодження валу на характеристики його вібраційного руху при обертанні, розроблено спрощену модель бездефектного валу та модель валу з пошкодженням [8,17,64,67].



Спрощена модель гнучкого ротору складається з невагомго валу, симетрично встановленого в опорах, та посередині посадженого незбалансованого диску [8, 17]. Бездефектний вал має симетричну жорсткість в перерізі (у площині ZOY), демпфування прийнято пропорційним швидкості переміщення [8,67].

Обертання валу навколо осі X можна представити як суму двох гармонічних коливань, що відбуваються у двох взаємно перпендикулярних площинах та мають однакову амплітуду (переміщення Z та Y). Проекції будь-якої точки валу (наприклад, точки  $O_1$ ) на дві взаємно перпендикулярні осі за один повний оберт валу виконують одне повне коливання. Тому рух проекції точки обертового валу на площині розглядається як переміщення, яке можна отримати при поперечних згінних коливаннях необертового валу. В такому випадку кругова частота вільних згінних коливань валу (без врахування моменту інерції диску) буде відповідати критичній швидкості обертання [8,17,64,67].

У якості пошкодження розглядається поперечна тріщина безпосередньо біля диску. Використано модель тріщини, що «дихає» - періодичне закриття та відкриття тріщини внаслідок періодичного змінювання жорсткості валу. З лінією, що з'єднує центри опор, зв'яжемо нерухому систему координат (XYZ), а з валом – рухому ( $\xi\eta\zeta$ ), що обертається разом з ним (рис. 3.1). Остання пов'язана з валом так, щоб у кожний момент часу вісь  $\xi$  була перпендикулярною до площини тріщини. Для моделювання стаціонарного чи нестаціонарного режиму використовується змінювання миттєвого значення кута повороту системи  $\xi\eta\zeta$  відносно системи XYZ відповідно по закону  $\Phi(t) = \omega_0 t$  чи  $\Phi(t) = \omega_0 t + 0,5at^2$  де  $\omega_0$  – початкова швидкість обертання валу;  $a$  – сталие прискорення [8,17].

На рис. 3.1 позначено:  $\beta$  – кут орієнтації незбалансованої маси (ексцентриситет  $\epsilon$ ) по відношенню до серединної лінії тріщини;  $\theta$  – кут орієнтації незбалансованої маси відносно осі Z;  $\psi$  – кут, що визначає положення тріщини відносно вектора вібрацій (лінії  $OO_1$ ), який змінюється зі швидкістю обертання ротора і використовується для врахування «дихання» тріщини;  $\vartheta_r$  - кут

повороту лінії  $OO_1$  навколо кривої статичного прогину.

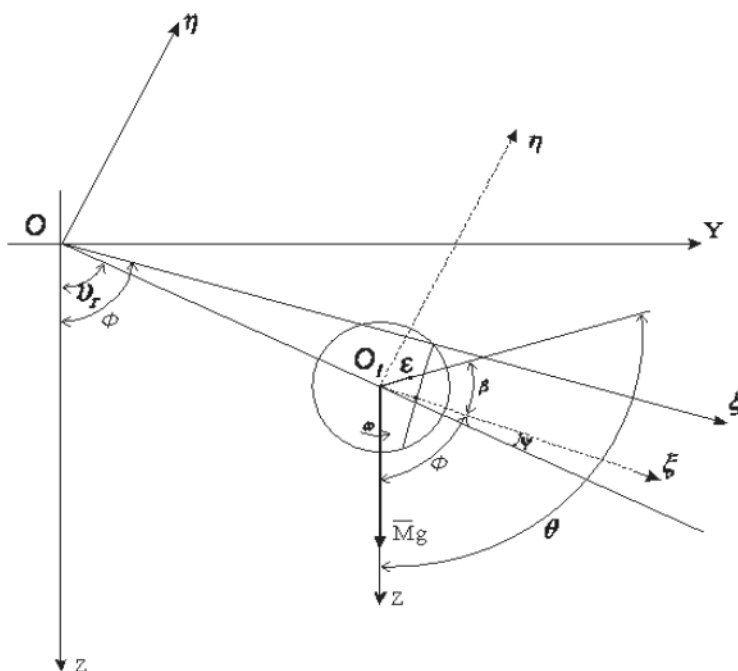


Рисунок 3.1 – Положення валу і тріщини в нерухомій та обертовій системах координат [8, 17]

Жорсткість валу з тріщиною в площині обертання змінюється як [8,17]:

$$K_{\xi} = K - f(\psi)\Delta K_{\xi}; \quad K_{\eta} = K - f(\psi)\Delta K_{\eta},$$

де  $K$  – жорсткість бездефектного валу;  $\Delta K_{\xi}$  і  $\Delta K_{\eta}$  – змінювання жорсткості відповідно в напрямках  $\xi$  і  $\eta$ .

Функцію  $f(\psi)$  введено для врахування впливу тріщини на жорсткість валу у відповідності до її кутового положення відносно вектору вібрації. Припускається, що при обертанні валу тріщина змінює жорсткість при переході від закритого стану ( $f(\psi)=0$  при  $\xi < 0$ ) до повного розкриття ( $f(\psi)=1$  при  $\xi > 0$ ). Функція  $f(\psi)$  є ступінчатою і має подання у вигляді розкладання в ряд Фур'є:

$$f(\psi) = \frac{1}{2} + \frac{2}{\pi} \cos \psi - \frac{2}{3\pi} \cos 3\psi + \dots$$

Рівняння руху ротора, що в загальному випадку обертається з прискоренням, з урахуванням гравітаційних сил, незбалансованої маси та

пошкодження в нерухомій системі координат мають вигляд [8,17,64,67]:

$$\begin{pmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} F & 0 \\ 0 & F \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{21} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Mg \\ 0 \end{Bmatrix} + M\epsilon \begin{Bmatrix} \dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta \\ \dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta \end{Bmatrix}, \quad (3.1)$$

де  $\mathbf{M}$  та  $\mathbf{F}$  – відповідно матриці мас та демпфування;  $\mathbf{K}$  – матриця жорсткостей, значення яких залежить від положення валу на орбіті;  $g$  – прискорення земного тяжіння.

Перетворення координат в площині нерухомої та рухомої разом з ротором систем координат відбувається відповідно до виразу [8,17,64,67]:

$$\begin{pmatrix} z \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \Phi & -\sin \Phi \\ \sin \Phi & \cos \Phi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \xi \\ \eta \end{pmatrix},$$

що дає змогу отримати рівняння руху в обертовій системі координат (для випадку початкової не глибокої тріщини прийнято  $\Delta K_\eta = 0$ ) [8,17,64,67]:

$$\begin{pmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\eta} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} F & -2M\omega(t) \\ 2M\omega(t) & F \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\xi} \\ \dot{\eta} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} K - f(\psi)\Delta K_\xi - M\omega^2(t) & -F\omega(t) \\ F\omega(t) & K - M\omega^2(t) \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \xi \\ \eta \end{Bmatrix} =$$

$$= Mg \begin{Bmatrix} \cos \Phi \\ -\sin \Phi \end{Bmatrix} + M\epsilon \omega^2(t) \begin{Bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{Bmatrix} + M\epsilon a \begin{Bmatrix} \sin \beta \\ -\cos \beta \end{Bmatrix}, \quad (3.2)$$

де  $\omega(t)$  – миттєве значення частоти обертання ротору.

Програмна реалізація моделювання вібраційних сигналів та розрахунки здійснювалась за допомогою програмного забезпечення MatLab Simulink. На рис.3.2 показано модель пошкодженого валу.

Комп'ютерна модель реалізовує рівняння (3.1) та (3.2), які пов'язують відносні амплітуди вібрації в напрямках  $Z$  та  $\xi$  на різних режимах експлуатації двигуна (в залежності від миттєвого значення частоти обертання) з параметрами, що характеризують технічний функціональний стан валу ротора відносним змінюванням жорсткості при наявності тріщини  $\Delta K = \Delta K_\xi / K$ , яке в подальшому дослідженні будемо розглядати як параметр тріщини; кутом орієнтації незбалансованої маси  $\beta$ ; кутом, що визначає положення тріщини. Чисельне моделювання рівнянь дозволяє отримати залежності відносних

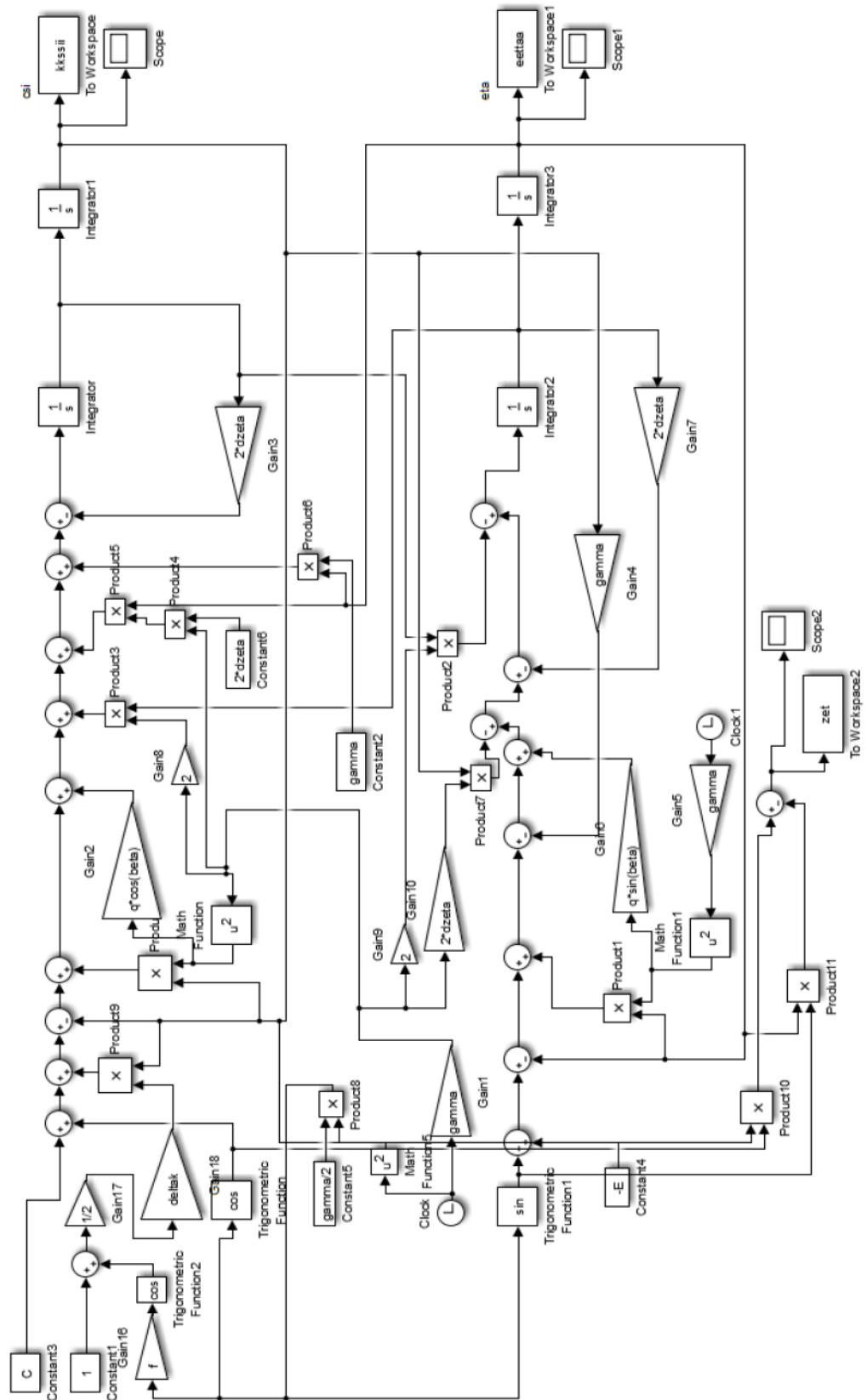


Рисунок 3.2 – Схема моделювання вібрації двигуна з пошкодженням валу



амплітуд вібрації від часу для подальшого аналізу з метою діагностики початкового тріщино подібного пошкодження валу ротора [8,17,64,67].

За допомогою m-файлу задавались вхідні параметри для моделювання. Отримані в результаті моделювання вихідні значення відносних амплітуд вібрації в напрямках  $Z$  (zet) та  $\xi$  (kksii) за допомогою блоків To Workspace передавались у робочу область Matlab та були записані у файл для подальшого аналізу.

Приклади отриманих реалізацій для нестационарного режиму, які показують змінювання відносної амплітуди вібрації  $z_0 = z / \eta_{\text{ст}}$ , де  $\eta_{\text{ст}}$  - статичний прогин бездефектного валу, впродовж безрозмірного часу, пов'язаного з критичним значенням частоти обертання  $\tau = \omega_{\text{кр}} t$ , для бездефектного та дефектного валу показані на рис. 3.3 та рис. 3.4 [8,17].

Кут  $\psi$ , що визначає положення тріщини відносно лінії  $OO_1$ , має найбільший вплив на характер вібрації при обертанні ротору з прискоренням. Менший вплив має кут  $\beta$ , що визначає положення незбалансованої маси. Найбільше розкриття тріщини має місце при  $\psi = 30^\circ$  та  $\psi = 45^\circ$  [8,17]. Особливості вібрації (коливання типу биття) для наведених вище значень кута орієнтації пошкодження показані на рис. 3.5.

Пошкодження валу ротора на нестационарному режимі роботи ГТД при обертанні ротору з прискоренням (рис. 3.3 – рис. 3.5) призводить до появи нелінійних нестационарних коливань валу. Головною особливістю вібрацій пошкодженого валу є наявність нелінійних ефектів, а саме нелінійних резонансів (субгармонічних резонансів) при відношенні миттєвої та критичної частот обертання ротору 1:2; 1:3 та ін. [8,64].

Вібраційний процес на нестационарному режимі роботи ГТД при обертанні ротору з прискоренням можна характеризувати, таким, що містить стійкий тренд. В свою чергу, поява тріщиноподібного пошкодження валу ротора ГТД ще більше посилює стійкість тренду у сигналі.

Для діагностики початкових тріщиноподібних пошкоджень валу ротора ГТД пропонується проводити R/S-аналіз вібраційних сигналів на

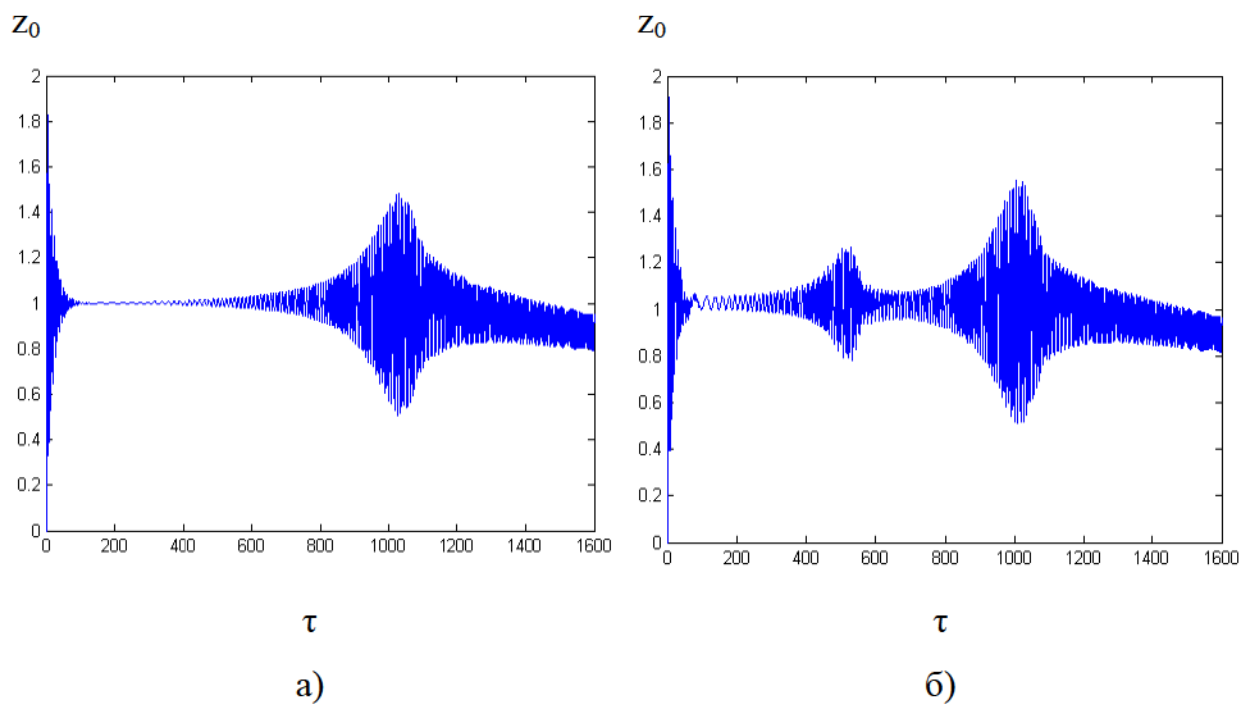


Рисунок 3.3 – Відносна амплітуда вібрації при обертанні ротора з прискоренням при  $\psi=0$  та  $\beta=0$ : а) без дефекту ( $\Delta K=0$ ); б) з дефектом ( $\Delta K=0,05$ )

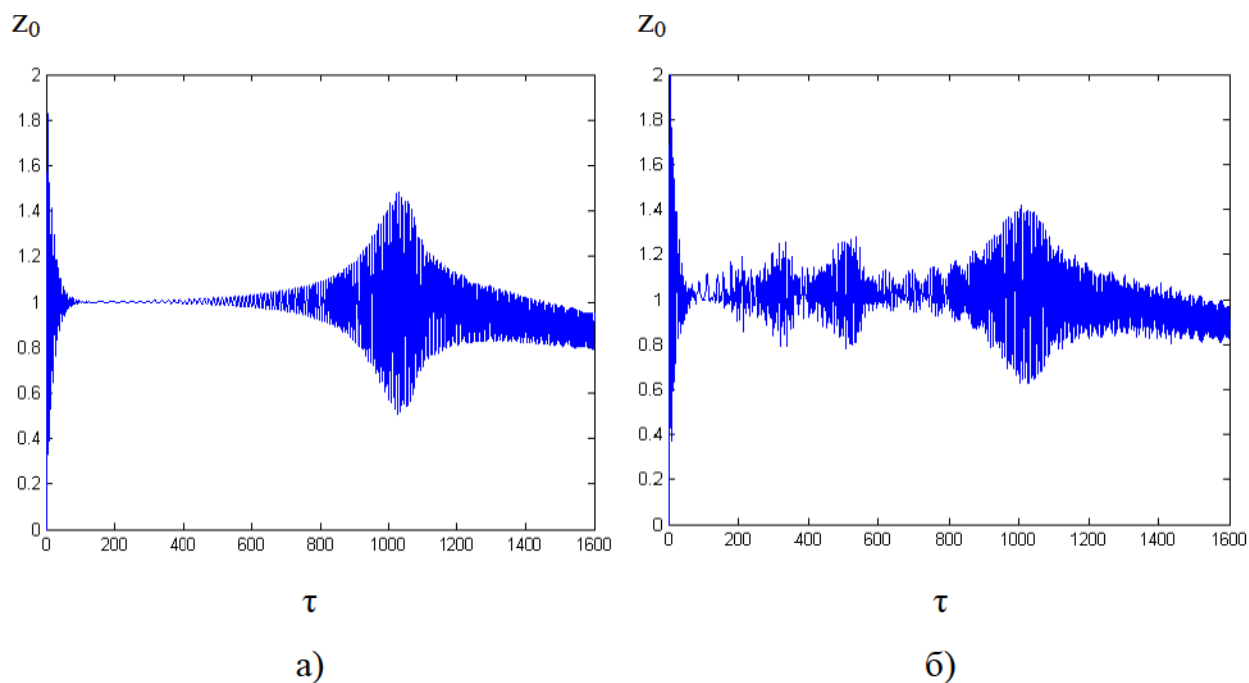


Рисунок 3.4 – Відносна амплітуда вібрації при обертанні ротора з прискоренням при  $\psi=180^\circ$  та  $\beta=135^\circ$ : а) без дефекту ( $\Delta K=0$ ); б) з дефектом ( $\Delta K=0,1$ )

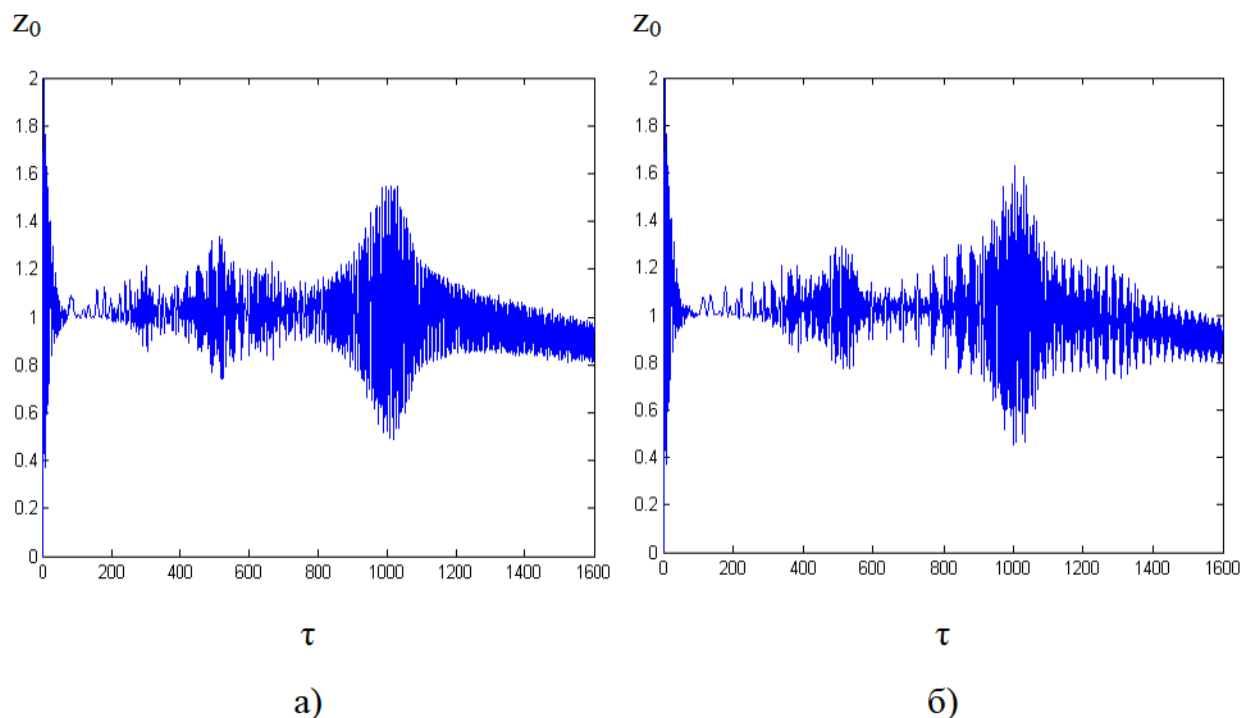


Рисунок 3.5 – Відносна амплітуда вібрації при обертанні пошкодженого валу ( $\Delta K=0,1$ ) з прискоренням при  $\beta=0^\circ$  та кутах орієнтації: а)  $\psi=30^\circ$ ; б)  $\psi=45^\circ$

нестационарному режимі роботи двигуна. Адже він дозволяє отримати числовий показник Херста, на підставі значень якого можна зробити висновок про ТС валу ротора ГТД. Тому пропонується визначати та аналізувати значення показника Херста для сигналів в околицях основного та субгармонічного резонансу.

### 3.1.2 Визначення показника Херста

Для попередньо змодельованих вібраційних сигналів бездефектного стану валу та з початковим тріщиноподібним пошкодженням на нестационарному режимі роботи ГТД було проведено R/S – аналіз, відповідно до описаної в п.2.2 процедури, в результаті якого отримано значення показників Херста.

Розрахунок показника Херста реалізовано за допомогою програмного забезпечення MatLab Simulink, Методом нормованого розмаху (R/S – аналіз) за допомогою програми «Програма визначення фрактальної характеристики

нестационарного процесу» [111] (Додаток В).

Для діагностики початкового тріщиноподібного пошкодження валу ротора двигуна було розроблено таку методику на основі  $R/S$  – аналізу:

1. Визначити значення показників Херста для отриманих вібраційних сигналів повної довжини, кількість точок яких складає  $N = 1600$  з такими параметрами моделювання тріщини: а)  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,05$ ; б)  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$ ; значення відносного змінювання жорсткості  $\Delta K$  змінювати від 0 до 0.1, з кроком 0.001. Значення  $\Delta K = 0$  відповідає бездефектному стану валу ротора, а  $\Delta K > 0$  – наявності тріщини.
2. Побудувати графіки залежності отриманих для повних сигналів показників Херста від значення відносного змінювання жорсткості  $\Delta K$ . Проаналізувати отримані результати.
3. Розділити змодельовані вібраційні сигнали повної довжини на вибірки по  $N = 500$  точок, які охоплюють окремо субгармонічний та основний резонанс. Розрахувати значення показника Херста для отриманих вибірок.
4. Побудувати графіки залежності значень показника Херста  $H$  від значень параметра тріщини  $\Delta K$  в областях субгармонічного та основного резонансу. Проаналізувати отримані результати.
5. Провести  $R/S$  - аналіз вибірок (по 500 точок кожна), з доданим попередньо білим шумом (значення стандартного відхилення шуму обрати  $10^{-2}$ ) в діапазоні субгармонічного резонансу.
6. Побудувати графіки залежності показників Херста  $H$  від значення відносного змінювання жорсткості  $\Delta K$  (0,005, ..., 0,1) для сигналів з доданим шумом в області субгармонічного резонансу. Проаналізувати отримані результати.

Згідно першого етапу розробленої методики проведення, спочатку було застосовано  $R/S$  – аналіз для змодельованих сигналів повної довжини ( $N=1600$  точок) з такими параметрами: а)  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,05$ ; б)  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$ ;  $\Delta K$  змінювалось в межах від 0 до 0.1, з кроком



0.001. Числові результати обробки сигналів (значення показників Херста) наведено в табл.Г.1 та табл.Г.2 в Додатку Г.

На рис. 3.6 та рис. 3.7 наведено приклади реалізації змодельованих сигналів зі значеннями параметра тріщини  $\Delta K(0; 0,01; 0,05; 0,1)$  для різних параметрів а)  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,05$ ; б)  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$ ; та значення показників Херста для кожного змодельованого сигналу, отриманого в результаті  $R/S$  – аналізу.

На рис. 3.8. наведено графік залежності розрахованого для повних сигналів ( $N=1600$  точок) показника Херста від значення відносного змінювання жорсткості  $\Delta K$  для таких параметрів моделювання:  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,05$  та  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$ .

З отриманих результатів  $R/S$ -аналізу сигналів повної довжини, можна зробити наступні висновки:

1. Бездефектному стану валу ротора двигуна, не залежно від значення кутів орієнтації, відповідає значення показника Херста (еталонне значення)  $H = 0,67 \pm 10\%$ ;
2. Для параметрів кутів орієнтації тріщини  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,05$  на різних стадіях розвитку тріщини, залежно від параметру відносної жорсткості  $\Delta K$ , визначені такі значення показника Херста відповідно:  $\Delta K=0,01, H = 0,75 \pm 10\%$ ;  $\Delta K=0,05, H = 0,7 \pm 10\%$ ;  $\Delta K=0,1, H = 0,58 \pm 10\%$ ;
3. Для параметрів кутів орієнтації тріщини  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,05$  показник Херста імпульсно підвищується в середньому на 8 % в момент утворення тріщини (значення  $\Delta K$  знаходиться в межах 0,01-0,05) з подальшим плавним зменшенням його в межі еталонного значення. При зростанні геометричних розмірів тріщини (значення  $\Delta K$  наближається до 0,1), значення показника Херста знижується на 13%, порівняно зі значенням показника Херста для бездефектного стану валу ( $\Delta K=0$ ).
4. Для параметрів кутів орієнтації тріщини  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$  на різних стадіях розвитку тріщини, залежно від параметру відносної жорсткості  $\Delta K$ ,

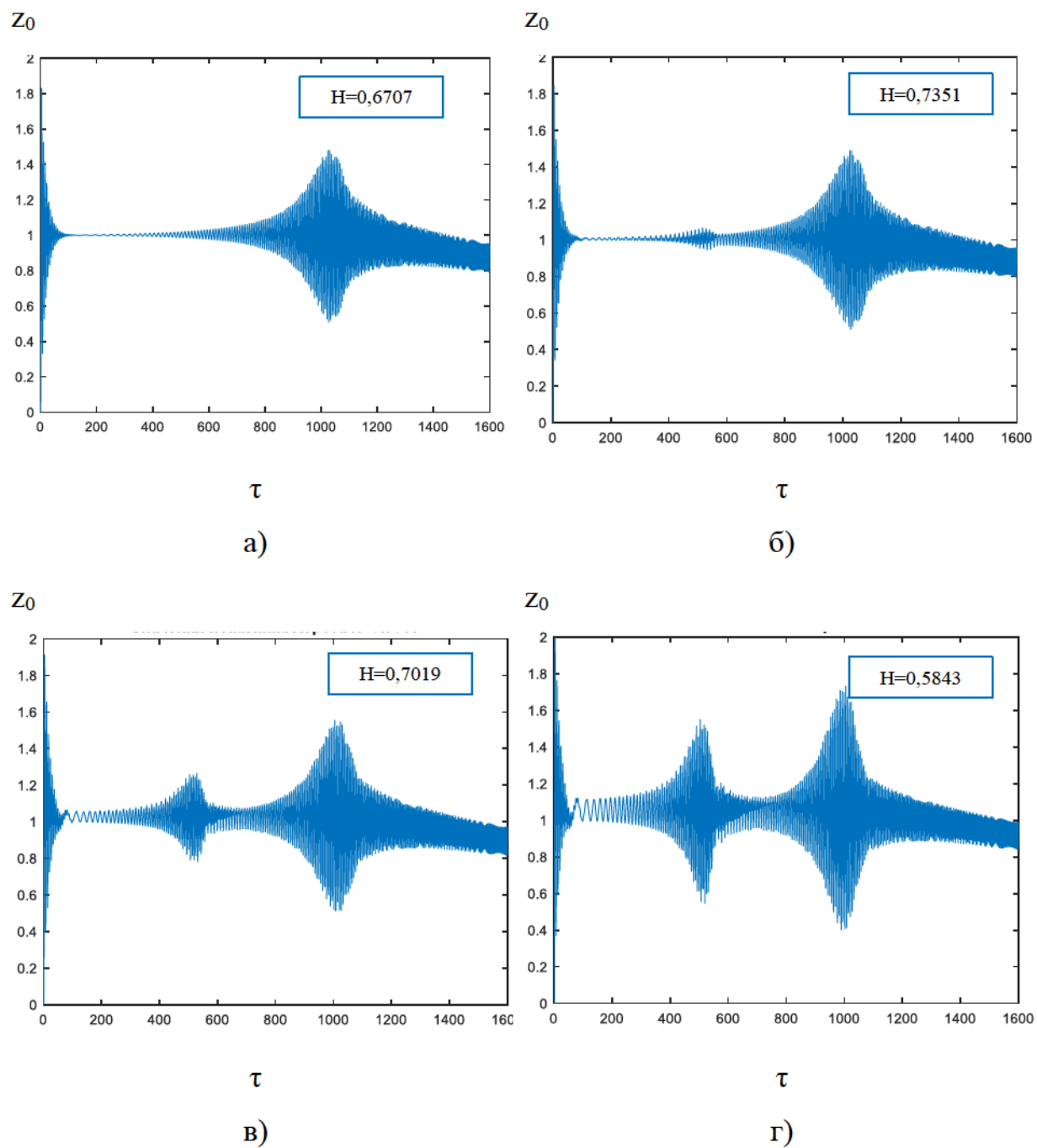


Рисунок 3.6 – Реалізація змодельованих вібраційних сигналів з такими параметрами:  $\psi = 0$ ;  $\beta = 0$ ;  $q = 0,5$  а)  $\Delta K = 0$ ; б)  $\Delta K = 0,01$ ; в)  $\Delta K = 0,05$ ; г)  $\Delta K = 0,1$

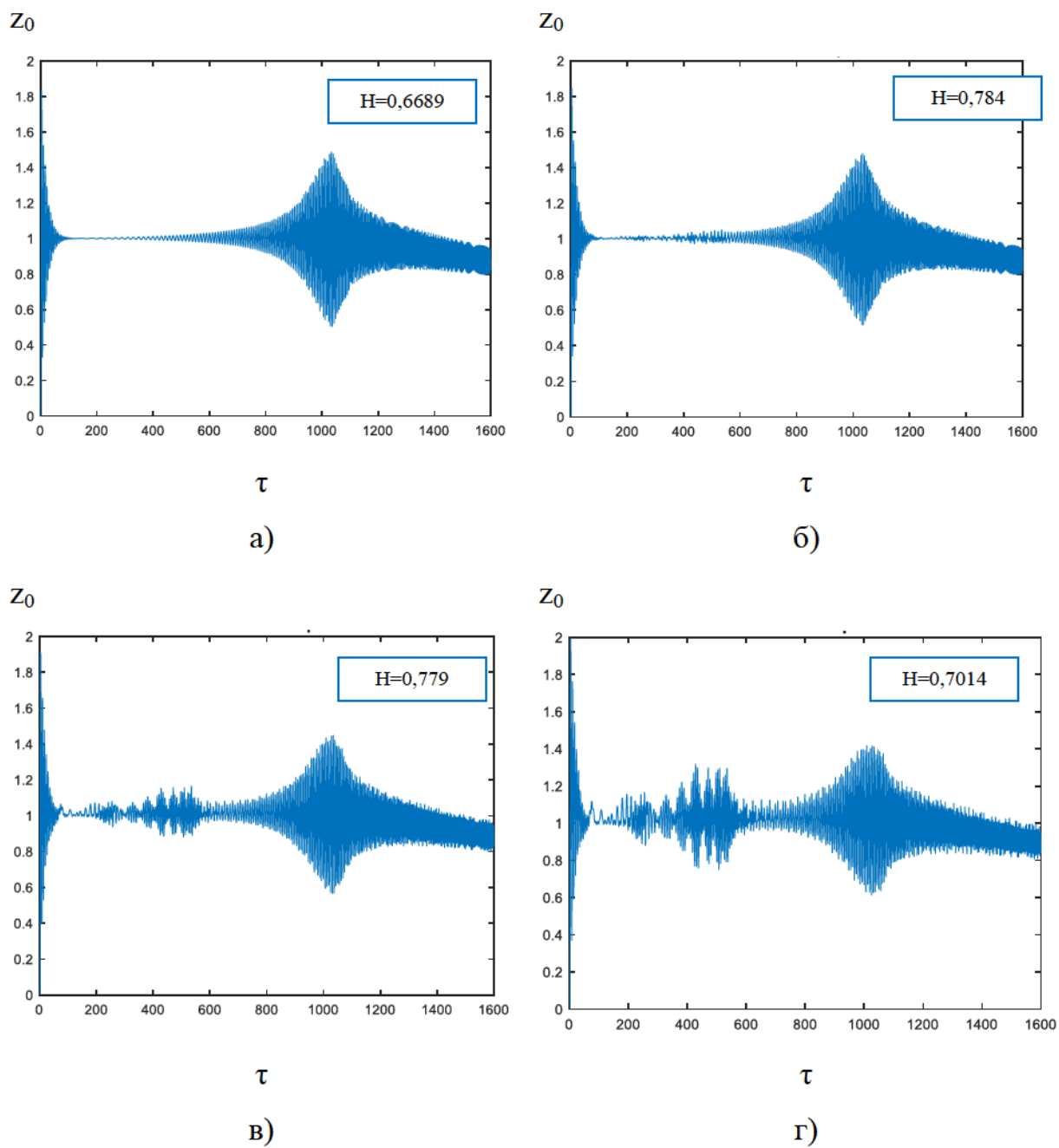


Рисунок 3.7 – Реалізація змодельованих вібраційних сигналів з такими параметрами:  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$  а)  $\Delta K = 0$ ; б)  $\Delta K = 0,01$ ; в)  $\Delta K = 0,05$ ; г)  $\Delta K = 0,1$

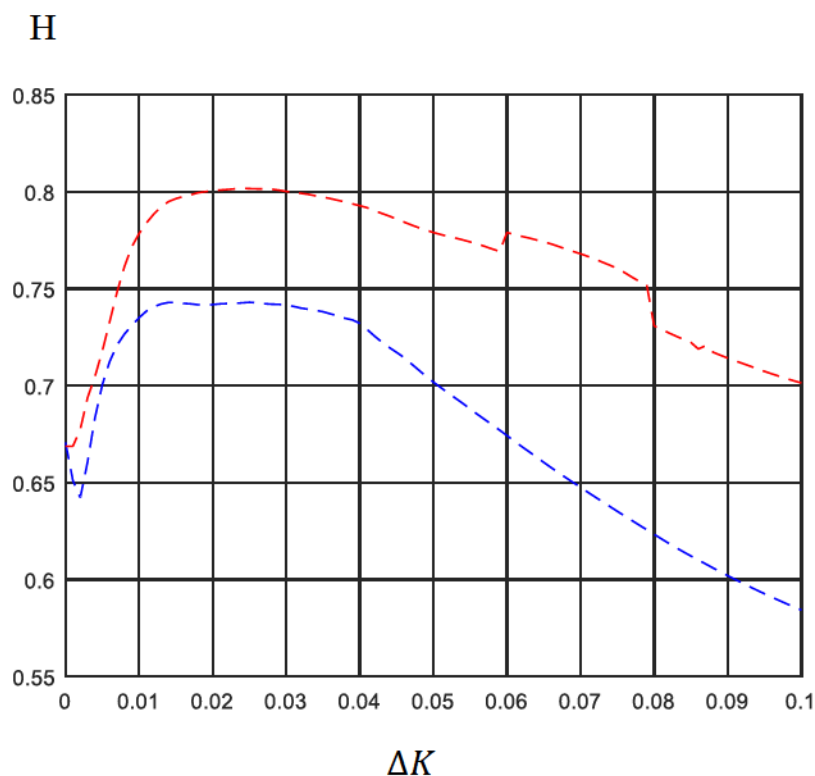


Рисунок 3.8 – Залежність показника Херста  $H$  (Herst) від параметра тріщини ( $\Delta K$ ) для повного сигналу (1600 точок)  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,05$  (позначено синім);  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$  (позначено червоним)

визначені такі значення показника Херста:  $\Delta K = 0,01$   $H = 0,78 \pm 10\%$ ;

$\Delta K = 0,05$   $H = 0,77 \pm 10\%$ ;  $\Delta K = 0,1$   $H = 0,7 \pm 10\%$  відповідно;

5. Для параметрів кутів орієнтації тріщини  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$  на різних стадіях розвитку тріщини, залежно від параметру відносної жорсткості  $\Delta K$ , визначені такі значення показника Херста:  $\Delta K = 0,01$   $H = 0,78 \pm 10\%$ ;  $\Delta K = 0,05$   $H = 0,77 \pm 10\%$ ;  $\Delta K = 0,1$   $H = 0,7 \pm 10\%$  відповідно;
6. Для параметрів кутів орієнтації тріщини  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$  показник Херста імпульсно підвищується в середньому на 15 % в момент утворення тріщини (значення  $\Delta K$  знаходиться в межах 0,01-0,05) з подальшим плавним зменшенням його в межі еталонного значення. При зростанні геометричних розмірів тріщини (значення  $\Delta K$  наближається до 0,1),



значення показника Херста знижується на 5%, порівняно зі значенням показника Херста для бездефектного стану валу ( $\Delta K=0$ ).

7. Значення показника Херста знаходиться в межах діапазону  $0,5 < H < 1$ , що відповідає характеру процесу з наявним стійким трендом.

Наступний етап обробки вібраційних сигналів згідно розробленої методики, полягав у проведенні R/S – аналізу частин сигналів, для дослідження можливості підвищити діагностичну цінність показника Херста. Отримані повні сигнали для різних параметрів моделювання а)  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,05$ ; б)  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$ ; було розділено на вибірки ( $N = 500$ ), що охоплюють окремо субгармонічний та основний резонанс. Значення відносного змінювання жорсткості  $\Delta K$  змінювалось в діапазоні від 0,005 до 0,1, з кроком 0,001. Числові результати наведено у табл.Г.1 та табл.Г.2. в Додатку Г.

На рис.3.9 наведено графіки залежності показника Херста  $H$  від параметра тріщини  $\Delta K$  в областях субгармонічного та основного резонансу для наступних параметрів моделювання  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,050$ . На рис. 3.10 – залежність показника Херста від параметра тріщини  $\Delta K$  для частини вібраційного сигналу в околицях субгармонічного резонансу для таких параметрів моделювання  $\psi = 135; \beta = 135; q = 0,05$ .

Представлені графіки добре ілюструють характер зміни показника Херста: спочатку різке підвищення, а потім зниження. З отриманих результатів R/S-аналізу частин сигналу, які охоплюють окремо субгармонічний та основний резонанси можна зробити наступні висновки:

1. Значення показника Херста при відсутності тріщини ( $\Delta K=0$ ), незалежно від кутів орієнтації тріщини складають  $H_c = 0,46 \pm 5\%$ ;  $H_o = 0,58 \pm 5\%$  відповідно;
2. Значення показника Херста отримані для частин сигналу, які охоплюють тільки субгармонічний резонанс для параметрів кутів орієнтації тріщини  $\psi = 0; \beta = 0; q = 0,05$  при наступних значеннях параметру відносної

жорсткості  $\Delta K = 0,01$   $H = 0,49 \pm 5\%$ ;  $\Delta K = 0,05$   $H = 0,17 \pm 5\%$ ;  $\Delta K = 0,1$   $H = 0,39 \pm 5\%$  відповідно;

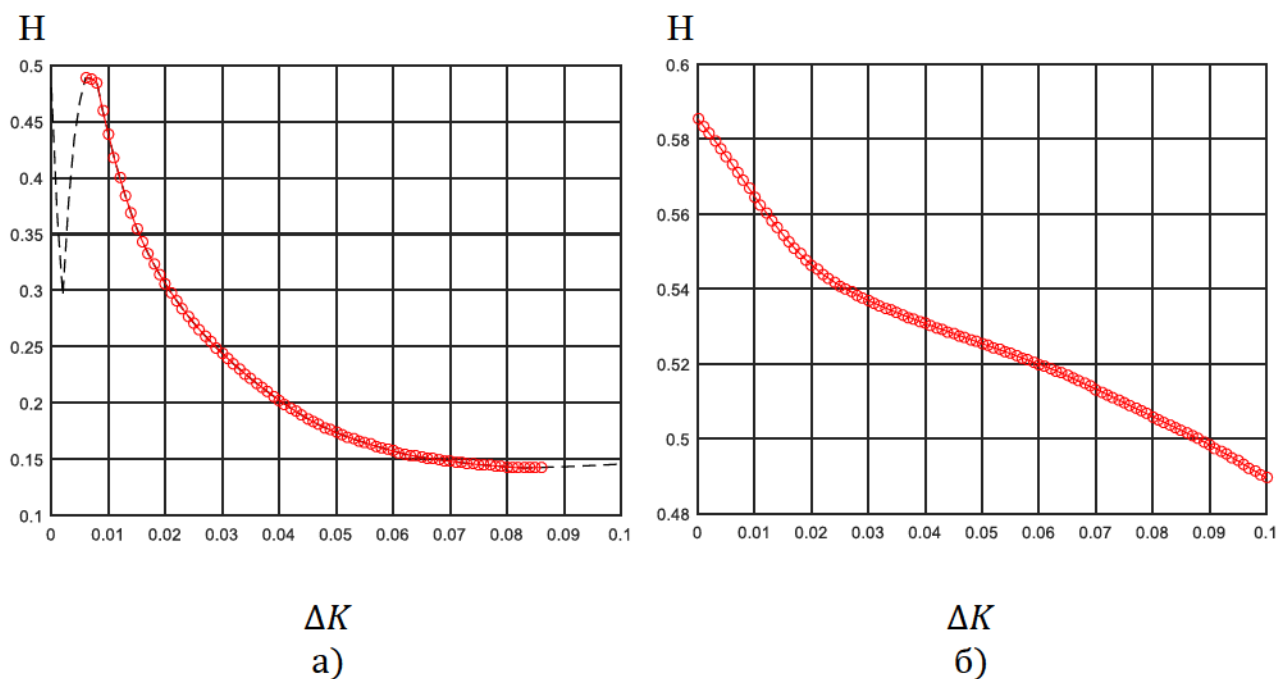


Рисунок 3.9 – Залежність показника Херста  $H$  від параметра тріщини  $\Delta K$  для  $\psi = 0$ ;  $\beta = 0$ ;  $q = 0,050$  для частин сигналу а) в околицях субгармонічного резонансу; б) в околицях основного резонансу

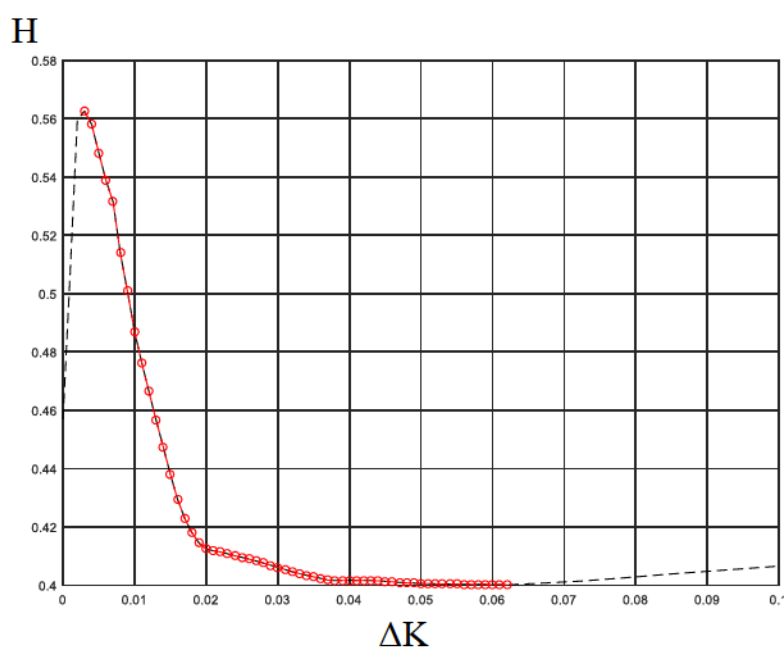


Рисунок 3.10 – Залежність показника Херста від параметра тріщини  $\Delta K$  для  $\psi = 135$ ;  $\beta = 135$ ;  $q = 0,05$  в околицях субгармонічного резонансу

3. Значення показника Херста при відсутності тріщини ( $\Delta K=0$ ), незалежно від кутів орієнтації тріщини складають  $H_c = 0,46 \pm 5\%$ ;  $H_o = 0,58 \pm 5\%$  відповідно;
4. Значення показника Херста отримані для частин сигналу, які охоплюють тільки субгармонічний резонанс для параметрів кутів орієнтації тріщини  $\psi=0; \beta=0; q=0,05$  при наступних значеннях параметру відносної жорсткості  $\Delta K=0,01$   $H = 0,49 \pm 5\%$ ;  $\Delta K=0,05$   $H = 0,17 \pm 5\%$ ;  $\Delta K=0,1$   $H = 0,15 \pm 5\%$  відповідно; для параметрів кутів орієнтації тріщини  $\psi=135; \beta=135; q=0,05$  при наступних значеннях параметру відносної жорсткості  $\Delta K=0,01$   $H = 0,48 \pm 5\%$ ;  $\Delta K=0,05$   $H = 0,41 \pm 5\%$ ;  $\Delta K=0,1$   $H = 0,39 \pm 5\%$  відповідно;
5. Збільшення розміру тріщини призводить до зменшення значення показника Херста для частин сигналу, які охоплюють окремо основний та субгармонічний резонанси. Значення показника Херста зменшується майже в 3 рази в околицях субгармонічного резонансу для усіх розглянутих кутів орієнтації тріщини;
6. Значення показників Херста для частин сигналу, які охоплюють окремо субгармонічний та основний резонанси знаходяться в діапазоні  $0 < H < 0,5$  та наближується до 0, що визначає процес як атиперсистентний.

Наступна частина розробленої методики проведення R/S-аналізу вібраційних сигналів з метою діагностики тріщиноподібного пошкодження валу ротора двигуна полягала в оцінюванні впливу адитивної складової (гауссівського шуму) на визначення показника Херста. Для цього вібраційні сигнали аналізувались з адитивним білим шумом (значення стандартного відхилення шуму обрано  $10^{-2}$ , в цьому випадку значення відношення сигнал-шум відрізняється для кожного фрагменту модельованого сигналу).

Для отримання масиву значень показника Херста було проведено R/S-аналіз вибірок (по 500 точок кожна), які містили шумові амплітуди коливань  $z_n$  в області субгармонічного резонансу. На рис.3.11 наведено приклади реалізації зашумлених вібраційних сигналів для вибірок, отриманих для параметрів  $\Delta K =$

0 та  $\Delta K = 0,05$  змодельованих для параметрів  $\psi = 0$ ;  $\beta = 0$ ;  $q = 0,050$ .

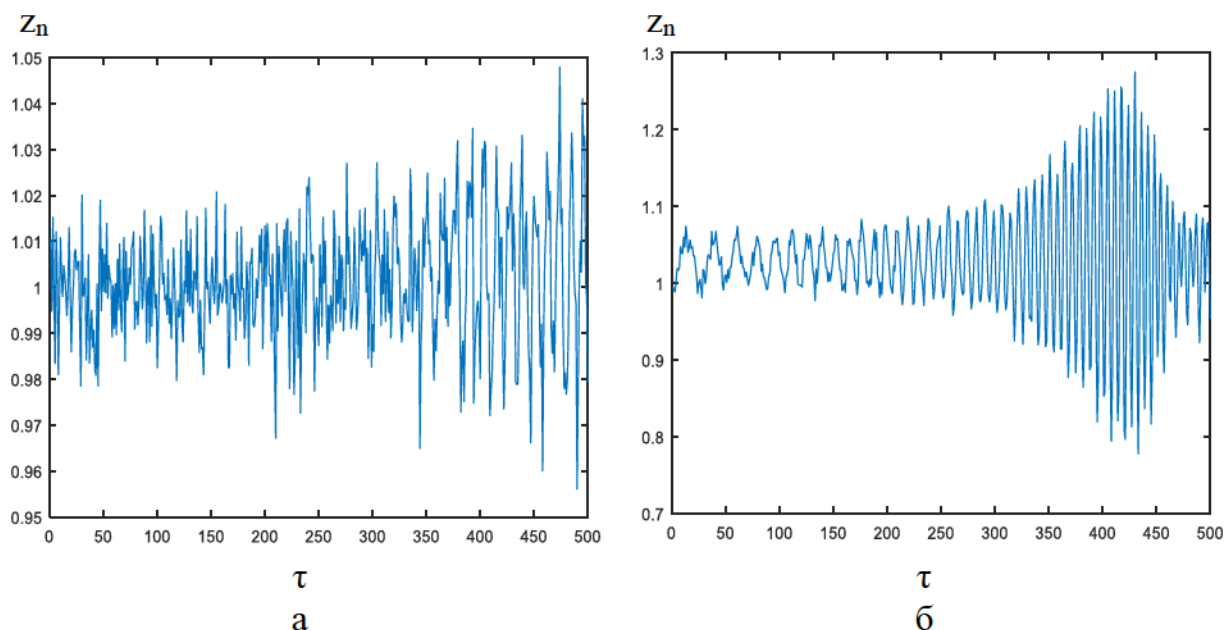


Рисунок 3.11 – Вибірки зашумлених вібраційних сигналів в області субгармонічного резонансу а)  $\Delta K=0$  (а); б)  $\Delta K=0,05$

На рис. 3.12 показано графік залежності розрахованих показників Херста  $H$  від значення відносного змінювання жорсткості  $\Delta K$ , яке знаходиться в межах від 0 до 0,1.

Представлені результати показують, що при наявності адитивного шуму значення показника Херста зберігають свою тенденцію: зменшуються при збільшенні параметра тріщини  $\Delta K$ . З представленого на рис.3.12 графіку видно, що показник Херста змінюється більше ніж в 3 рази в даному інтервалі значень  $\Delta K$ .

Необхідно зазначити, що при зовсім невеликих розмірах тріщини валу ( $\Delta K < 0,005$ ) присутність адитивного гауссівського шуму дозволяє побачити більш чітко визначений тренд зміни показника Херста, але при цьому зробити однозначний висновок про ТС валу все ще складно. В такому випадку необхідно отримати довший сигнал, з більшою кількістю точок та розрахувати для нього показник Херста [105]. За наявним трендом зміни показника Херста можна



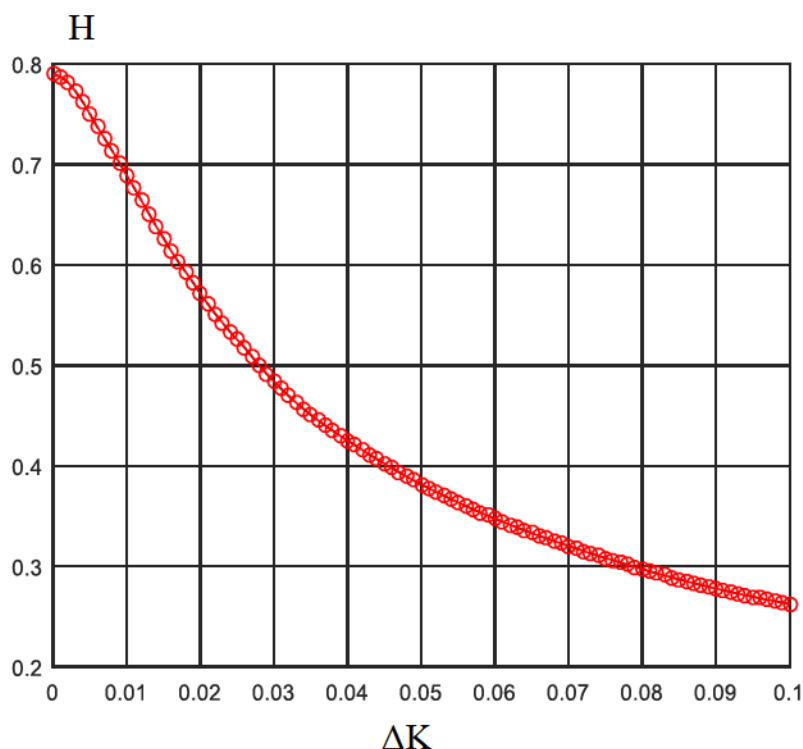


Рисунок 3.12 – Залежність показника Херста від  $\Delta K$  для вибірки в околицях субгармонічного резонансу з урахуванням адитивного шуму

буде зробити висновок про ТС валу при дуже незначних розмірах тріщини.

Потрібно також зауважити, що практичне застосування R/S - аналізу для діагностики початкового тріщиноподібного пошкодження потребує очищення вхідних сигналів від артефактів, для більш точного розрахунку  $H$ .

Загалом, представлені результати R/S-аналізу вібраційних сигналів дуже добре відображують зміну показника Херста в залежності від відносного розміру тріщиноподібного пошкодження валу ротора двигуна на етапі їх зародження та початкового розвитку. R/S-аналіз виявився чутливим навіть до невеликих значень відносного змінювання жорсткості валу при появі та початковому розвитку втомної тріщини.

Діагностична цінність показника Херста полягає в тому, що він зберігає свою тенденцію незалежно від значень кутів орієнтації тріщини. Спочатку спостерігається імпульсне підвищення значення показника Херста на 8-15% (в залежності від кутів орієнтації тріщини) з подальшим плавним зменшенням його

в межі еталонного значення. Але зі збільшенням геометричних розмірів тріщини ( $\Delta K > 0,005$ ) значення показника Херста продовжить зменшуватись.

Точність R/S-аналізу можна підвищити, якщо аналізувати окремо сигнали, виміряні в околицях основного та субгармонічного резонансів. В такому випадку значення показника Херста в діапазоні субгармонічного резонансу зменшується з появою тріщини в значній мірі, більш ніж в 3 рази порівняно з його еталонним значенням в діапазоні значень  $\Delta K = 0,005, \dots, 0,1$ .

Таким чином, можна зробити висновок, що застосування R/S-аналізу для діагностики ТС початкових тріщиноподібних пошкоджень валу ротора двигуна є ефективним та може бути використано для реалізації в підсистемі багатокласової діагностики ГТД у складі вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна.

### **3.1.3 Алгоритм діагностики тріщини валу на перехідному режимі двигуна**

У вдосконаленій бортовій системі контролю вібрації двигуна (рис.2.1) застосовується декілька рівнів обробки вібраційних сигналів, отриманих з аналогових датчиків вібрації ротора турбіни двигуна.

На першому етапі у блок Пристрою контролю вібрації (ПКВ) надходять аналогові сигнали з датчиків вібрації. Після чого вони проходять попередню фільтрацію пасивними аналоговими фільтрами та надходять до модуля АЦП. Отримані цифрові сигнали накопичуються у вибірку з  $2^n$  елементів до буфера МК1. Після заповнення буферу застосовується швидке перетворення Фур'є і на виході отримується розрахований частотний спектр вібрації. А з модуля перетворення сигналів датчиків обертів ротора СТ до МК1 надходять дані про власні частоти обертання двигуна. Відбувається порівняння цих двох спектрів в блоці ПКВ.

У випадку визначення критичних параметрів вібрації чи їх перевищення МК1 насилає сигнали в систему сигналізації об'єкта в кабіну екіпажу на табло

«Підвищена вібрація» та «Небезпечна вібрація». Якщо отримані значення віброшвидкості знаходяться в межах нормальної вібрації, сигнали надходять у Блок діагностики тріщини валу (БДТВ) для проведення наступного рівня обробки.

**Блок діагностики тріщини валу** входить в Підсистему багатокласової діагностики у вдосконаленій бортовій системі контролю вібрації двигуна (рис 2.1) як частина програмного забезпечення МК2. На вхід БДТВ подаються вже попередньо оброблені сигнали. На виході з блоку будуть отримані сигнали діагностичних ознак, обчислені у блоці діагностики тріщини валу сигнали надходять в поточний накопичувач та систему прийняття рішень про ТС ГТД, звідки сигнали надходять у Бортову систему технічного обслуговування літака чи систему індикації (у випадку перевищення порогових значень).

Для реалізації програми діагностики тріщини валу пропонується наступний алгоритм (графічне представлення алгоритму зображено на рис.3.13):

1. Спочатку визначається поточний режим роботи ГТД за допомогою порівняння номінальної частоти обертів валу ротора СТ  $\omega_p$  з поточною  $\omega_{pi}$  (графічне представлення алгоритму зображено на рис.3.14).
2. Далі формується вибірка точок сигналу, яка містить кількість дискретних відліків сигналу, в залежності від частоти дискретизації АЦП, яка відображає роботу ГТД на перехідному режимі, для її подальшої обробки (графічне представлення алгоритму зображено на рис.3.15).
3. Для отриманої вибірки точок розраховується показник Херста  $H$ .
4. Наступний крок виконання програми – визначення чи лежить показник Херста  $H$  в допустимих межах значень, що відповідають бездефектному стану валу ротора ( $H_{\min} \leq H \leq H_{\max}$ ). Значення  $H_{\min} = 0.58 - \Delta H$ ,  $H_{\max} = 0.66 + \Delta H$ , де  $N$ - кількість точок вибірки,  $\Delta H = 10\% \cdot \frac{1.96}{\sqrt{N}}$  методична похибка розрахована в залежності від довжини вибірки відповідно до виразу (2.18). Якщо значення показника Херста виходить за межі цих значень, то відповідний сигнал надходить у систему індикації об'єкта

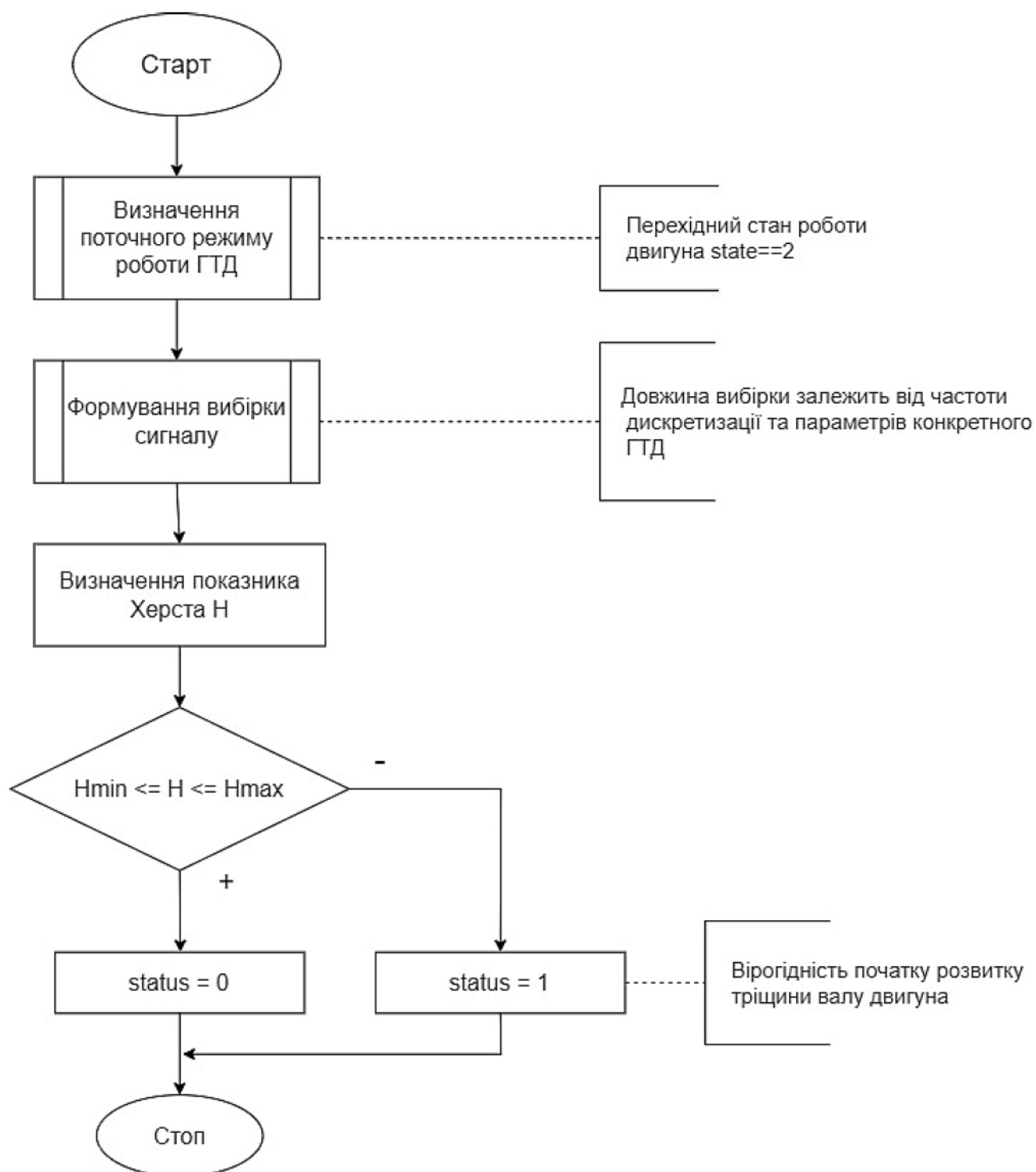


Рисунок 3.13 – Програмний алгоритм діагностування тріщини валу на перехідному режимі двигуна



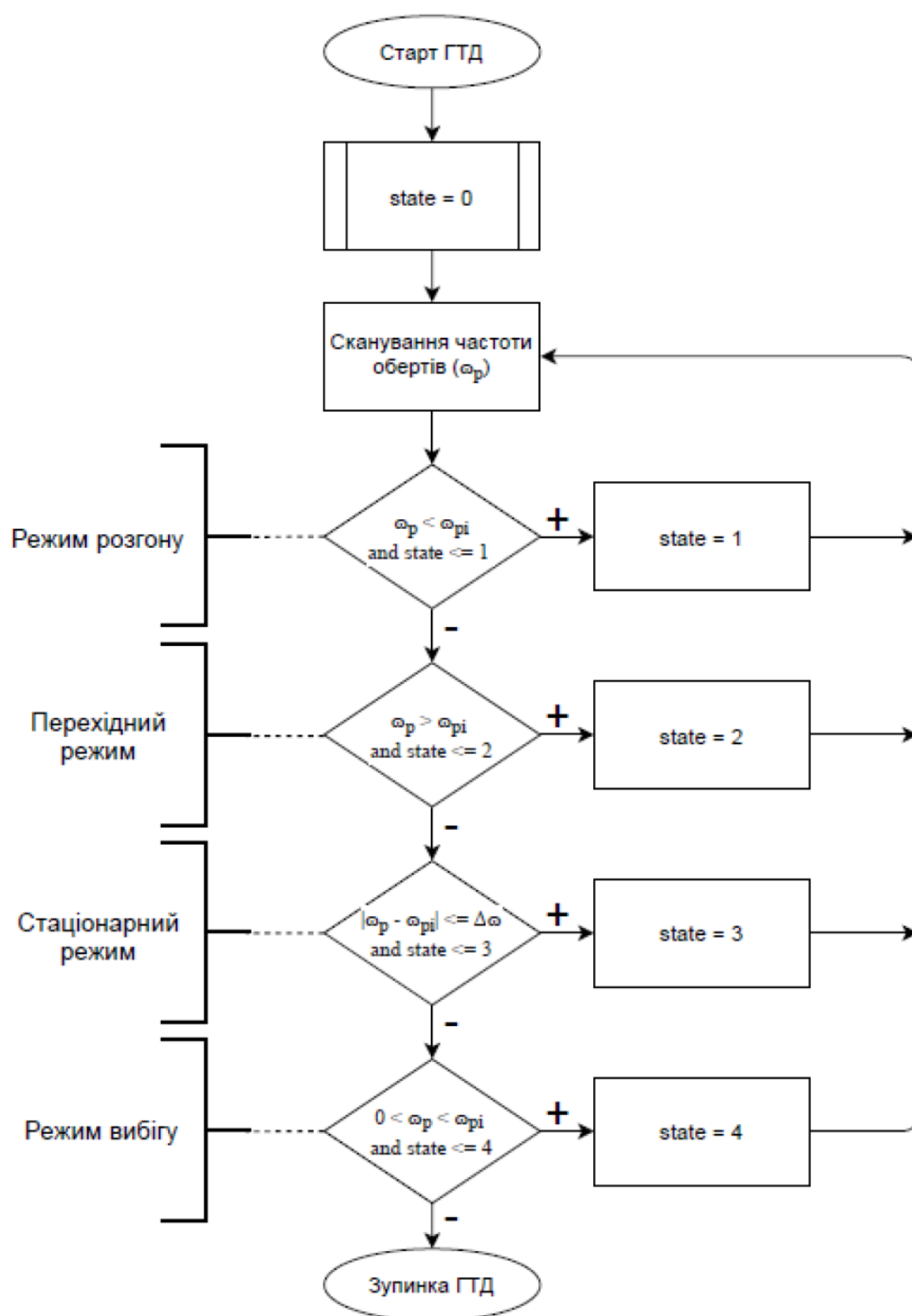


Рисунок 3.14 – Програмний алгоритм визначення поточного режиму роботи ГТД

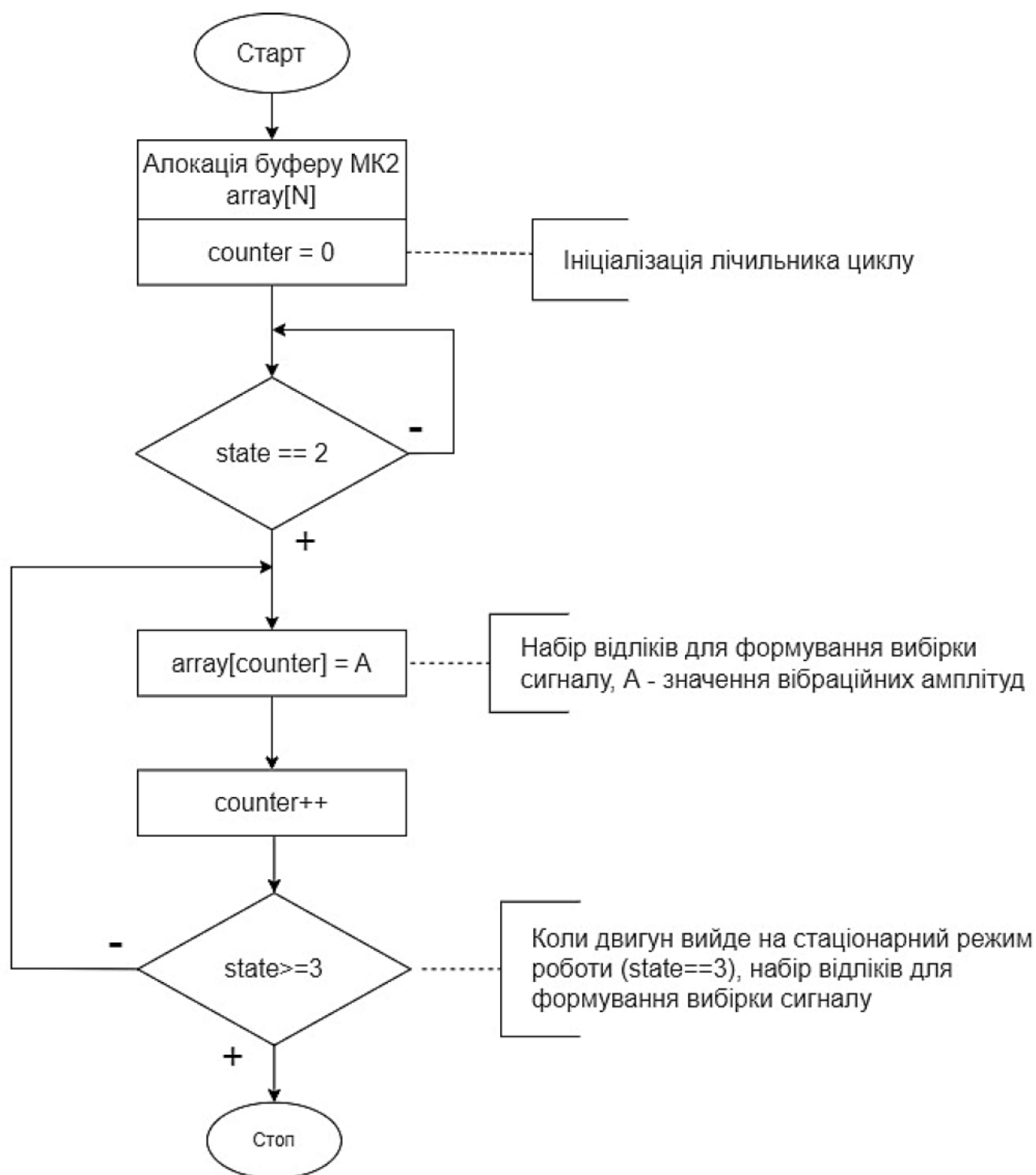


Рисунок 3.15 – Програмний алгоритм формування вибірки сигналу для визначення показника Херста

(status = 1). При значенні показника Херста в допустимих межах, можна зробити висновок про бездефектний стан валу ротора СТ (status = 0).

Важливими зауваженням для реалізації даного програмного алгоритму буде те, що він являється узагальненням для будь-якого ГТД. Оскільки кожен двигун має свої конструктивні особливості та свої власні параметри частот, для досягнення точності визначення ТС валу, спочатку рекомендується провести аналіз еталонних сигналів та визначити діапазон значень показника Херста, який буде відповідати бездефектному стану валу ротора двигуна. В деяких випадках діагностування ТС валу двигуна можна зберігати дані про отримані показники Херста для попередніх запусків в поточному експлуатаційному накопичувачі для порівняння їх між собою та побудови тренду. Якщо показник Херста в «нормі» але загальний тренд змінюється, це може свідчити про приховані процеси в двигуні, що вимагає детальної перевірки.

Таким чином, для діагностики пошкодження валу ротора обґрунтовано застосування фрактального аналізу вібраційних сигналів на нестационарному режимі роботи двигуна та встановлено функціональні залежності показника Херста від параметру пошкодження.

### **3.2 Розробка методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення для діагностики початкового пошкодження лопатки робочого колеса двигуна**

#### **3.2.1 Фізичне моделювання робочого колеса**

Для дослідження впливу та діагностики початкового тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса ГТД використано результати фізичного моделювання робочого колеса двигуна, наведені в [8]. Фізичне моделювання віброакустичних процесів та їх аналіз було проведено шляхом експериментальних дослідження вимушених коливань фізичної моделі робочого колеса при стаціонарних та нестационарних вібраційних збуреннях [8,83].

У якості фізичної моделі (імітатора) робочого колеса використано

контрольований зразок з алюмінієвого сплаву Д16, який має такі геометричні характеристики: діаметр зразка  $d=0,184$  м; імітатор робочого колеса складається з 8 лопаток; довжина лопатки  $l=0,064$  м; хорда в середній частині лопатки  $s=0,05$  м; товщина зразка  $h=0,0008$  м [8, 83]. Схема фізичної моделі показана на рис. 3.16 [8].

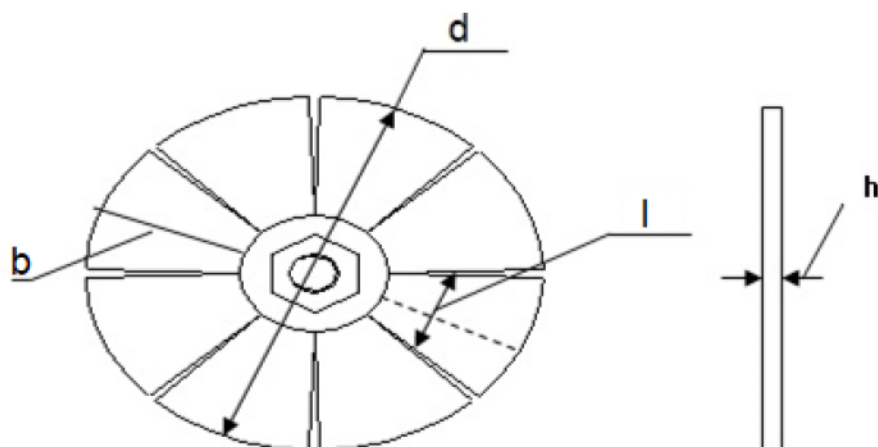


Рисунок 3.16 – Фізична модель робочого колеса

Для фізичного моделювання використано два технічних стани імітатора робочого колеса: бездефектний стан; пошкодження однієї з лопаток у вигляді надрізу на боковій кромці лопатки в середній частині лопатки по хорді (відносний розмір пошкодження 0,1) [8,83].

Власні частоти лопаток імітатора, визначені в результаті спектральної обробки їх вільних коливань, знаходяться в межах від 91 Гц до 101 Гц, відношення власних частот лопатки з пошкодженням та без пошкодження дорівнює 0,987 [8,83].

Для проведення експериментальних досліджень вимушених коливань фізичної моделі робочого колеса використано вимірювальну систему, схематичне зображення якої наведено в роботі [8].

Зразок було закріплено на валу механізму, що приводився в обертання двигуном, частота обертання валу в стаціонарному режимі складала 2800 об/хв, що відповідає частоті вібраційного збурення  $f_p = 46,7$  Гц, швидкість змінювання частоти обертання валу при запуску привідного механізму  $\beta = 4000$  с<sup>-2</sup>.



Для вимірювання акустичних сигналів, що випромінюються лопатками імітатора при обертанні, використано вимірювальну систему, яка складалась з мікрофону МД-52Б, звукової карти SB Creative PCI128 PSI CT4750 CT5880 OEM FrontOutRear з розробленим програмним забезпеченням для зчитування даних та їх запису у персональний комп'ютер (ПК). Програмне забезпечення для зчитування даних зі звукової карти розроблено в середовищі MatLab та Simulink і містить два блоки, один з яких забезпечує зчитування вимірюваних даних в буфер ПК в реальному часі протягом випробувань, а інший блок здійснює запис даних з буферу ПК в робочу область середовища MatLab [8].

Часовий інтервал вимірюваних сигналів складав 10. Вмикання та вимикання привідного механізму проводилось так, що на зазначеному часовому інтервалі імітуються режими розгону, перехідного процесу, стаціонарного вібраційного збурення зі сталою частотою обертання та вибігу.

Випромінюваний віброакустичний шум вимірювався на фоні шуму експериментальної установки з частотою дискретизації  $f_d = 5 \text{ кГц}$  так, що кожна вибірка містить  $N = 5 \cdot 10^4$  точок [8, 83].

На рис. 3.17 [8] показано одну з реалізацій вимірюного сигналу для бездефектного зразка, та окремі частини сигналу, що відповідають режиму розгону з лінійною зміною частоти обертання ротору (частина 1), перехідному режиму в лопатках після їхнього вібраційного збурення (частина 2), стаціонарному режиму обертання з постійною частотою (частина 3) та режиму вибігу після вимикання експериментальної установки (частина 4). За віссю ординат відкладено значення амплітуди вимірюного віброакустичного сигналу в умовних одиницях напрути  $[B \times k_{\text{пер}}]$ , де коефіцієнт перетворення вимірювального каналу  $k_{\text{пер}}=7,06$  [83]. Отримані віброакустичні сигнали за формою співпадають зі змодельованими [106].

Подібні реалізації було отримано і для випадку пошкодження однієї лопатки імітатора робочого колеса. Розділення вимірюного сигналу на окремі вибірки різної довжини дозволяє провести обробку діагностичної інформації окремо для кожного режиму вібраційного збурення та порівняти отримані

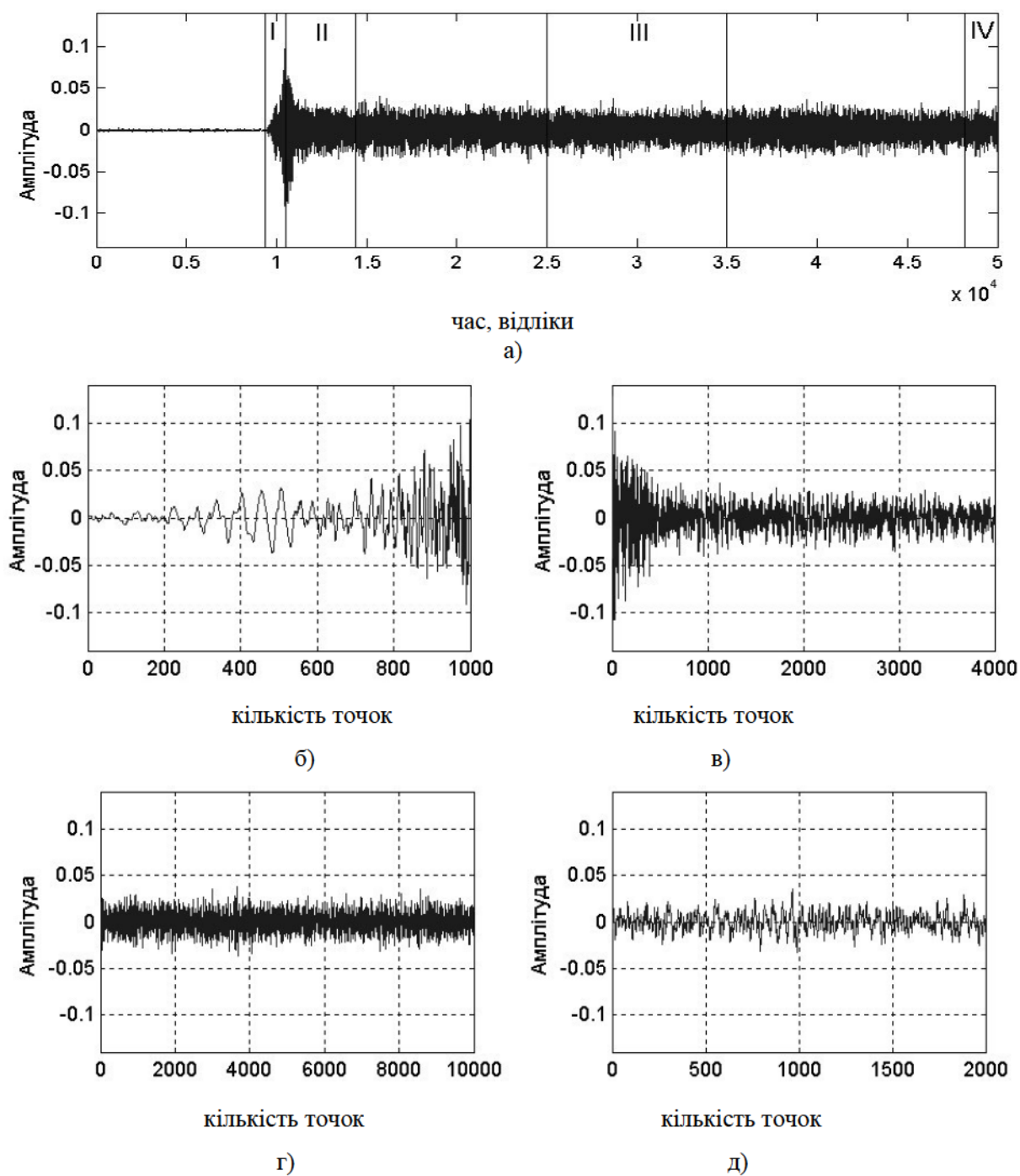


Рисунок 3.17 – Реалізація акустичного сигналу, що випромінюється бездефектним імітатором робочого колеса (а) та його окремі частини: частина 1 – режим розгону (б); частина 2 – перехідний режим (в); частина 3 – стаціонарний режим (г); частина 4 – режим вибігу (д)

результати для бездефектного та дефектного станів імітатора [8,83,85].

Для діагностики тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса двигуна пропонується застосувати дворівневий аналіз віброакустичних сигналів. На першому рівні застосовуються методи частотно-часового аналізу (за розподілами Вігнера-Вілля та Чої –Вільямса), на другому рівні для частотно-часових спектрів виконується Фрактальний аналіз. Результатом дворівневої обробки є отримання кількісної інтегральної оцінки - розмірності Мінковського.

### **3.2.2 Фрактальний аналіз Частотно-часових спектрів за розподілом Вігнера-Вілля**

На першому рівні дворівневого аналізу віброакустичних сигналів було використано методи частотно-часового аналізу, які ґрунтуються на розподілі Вігнера-Вілля [8,75,76,83]. Обробку вимірних сигналів проведено з використанням псевдорозподілу за виразом (2.2.) для прямокутної віконної функції, для кожної з частин 1-4 віброакустичних сигналів використано вибірки довжиною 512 точок [83].

Результати обробки наведено на рис. 3.18 для бездефектного імітатора робочого колеса та з пошкодженням однієї з лопаток. Результати мають подання у вигляді двовимірних частотно-часових контурних зображень, якими позначаються спектральні енергетичні оцінки в залежності від часу у відліках та нормованої частоти ( $f/f_d$ ). Кожне контурне зображення представлено ізолініями у 10 рівнях інтенсивності, причому внутрішні ізолінії мають більш високу інтенсивність отриманих частотно-часових спектрів [8,83].

З представлених контурних зображень видно, що інтенсивність спектральних енергетичних оцінок не постійна в межах кількості відліків, що аналізуються. Це означає, що процеси, які аналізуються, є нестационарними незалежно від типу вібраційного збурення. Вплив нестационарного вібраційного збурення є найбільш помітним в результатах обробки для режиму розгону (розміщення екстремальних значень інтенсивності близьке до діагонального),



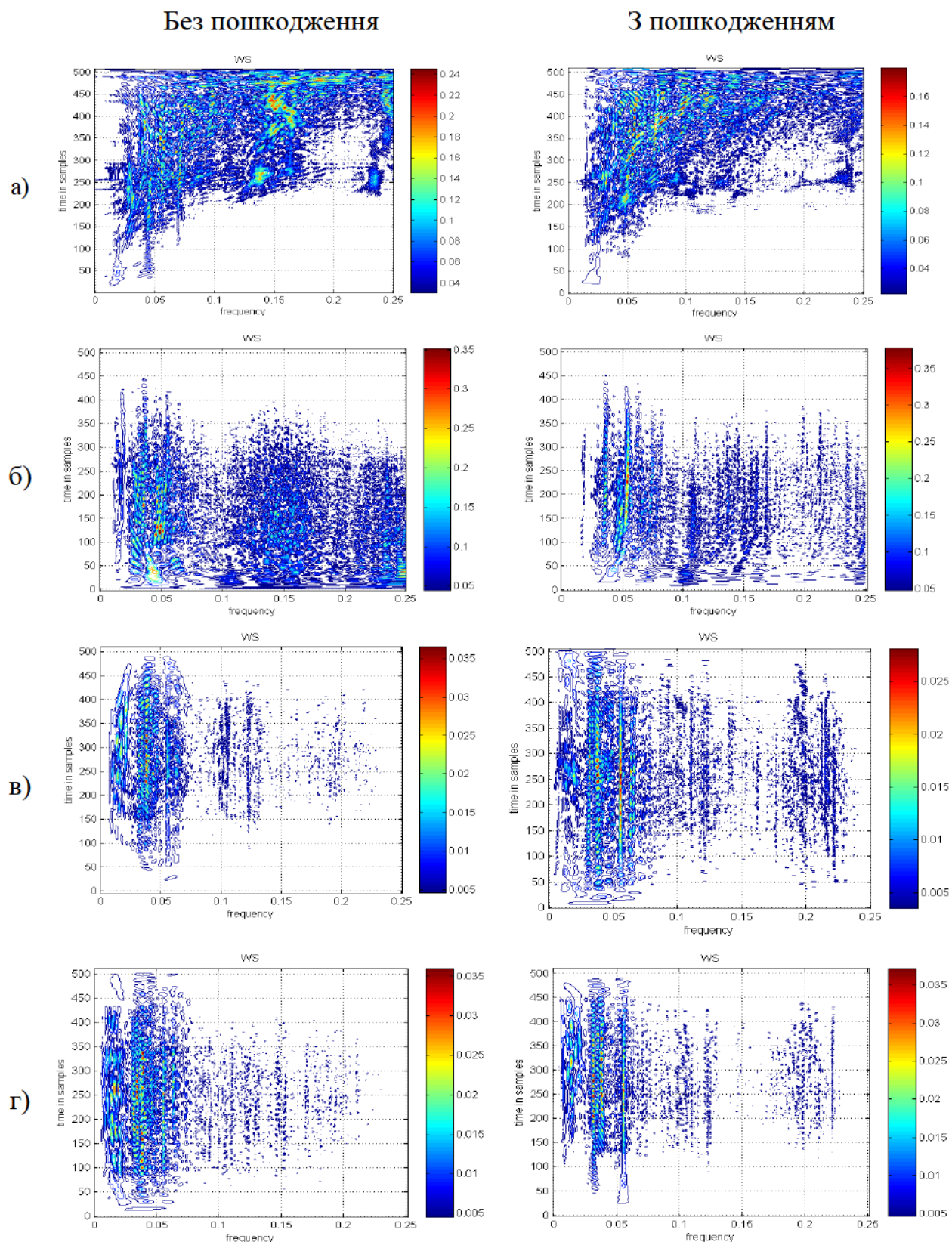


Рисунок 3.18 – Результати частотно-часового аналізу Вігнера-Вілля на режимах: розгону (а); перехідному (б); стаціонарному (в); вибігу (г)



меншою мірою - для режиму вибігу [8,83].

Як можна побачити з наведених на рис.3.19. контурних зображень, для кожного з режимів вібраційного збурення є відмінності в результатах ЧЧА, які обумовлені наявністю пошкодження однієї з лопаток.

Найбільш характерними з них є: змінювання інтенсивності екстремумів контурних зображень; змінювання геометрії ліній однакових рівнів інтенсивності; поява чи зникнення складових спектральних оцінок, що мають екстремальні значення; змінювання протяжності спектральних оцінок з максимальними значеннями за часовою віссю (відліками) [83].

Незважаючи на візуальні відмінності у графіках, з отриманих результатів важко визначити якусь одну чи декілька кількісних діагностичних ознак, за якими можна приймати рішення про стан контрольованого об'єкта. Тому для полегшення інтерпретації отриманих результатів ЧЧА, підвищення їх діагностичної цінності та інформативності застосуємо до них додатковий рівень обробки з використанням методів ФА.

Визначення розмірності Мінковського (PM)  $D_M$  для віброакустичної діагностики пошкодження лопатки робочого колеса авіаційного ГТД на стаціонарному та нестационарних режимах експлуатації було проведено клітинним методом (box-counting method), покроковий алгоритм якого наведений у п.2.2.

Аналіз зображень проводився за допомогою програми розрахунку розмірності Мінковського методом підрахунку клітинок одно-, дво-, трьохмірних об'єктів, написаної у середовищі Matlab [112]. Відповідно до описаної у п.2.2. процедури було виконано розрахунок PM для наведених на рис. 3.18 контурних зображень результатів ЧЧА за розподілом Вігнера-Вілля віброакустичних сигналів, які випромінюються імітатором робочого колеса при відсутності та наявності тріщини в одній з лопаток на різних режимах вібраційного збурення.

На першому етапі, для ФА та отримання PM використано повні зображення однакового розміру (445x410 пікселів). На рис. 3.19 наведено



значення кутових коефіцієнтів, які є значеннями розмірності Мінковського  $D_M$  кожного контурного зображення.

Додатково розраховані значення показника  $V$ , який характеризує швидкість змінювання РМ при переході об'єкта від бездефектного стану до дефектного і визначається у відсотках за виразом [83]:

$$V = \frac{|D_{M0} - D_{M*}|}{D_{M0}} \cdot 100\%,$$

де  $D_{M0}$  – значення РМ для результатів частотно-часового аналізу віброакустичних сигналів бездефектного імітатора робочого колеса;  $D_{M*}$  – значення РМ для результатів частотно-часового аналізу віброакустичних сигналів за наявності тріщини в одній з лопаток [83].

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку розмірності Мінковського для повних зображень результатів ЧЧА за розподілом Вігнера- Вілля

Розраховані значення	Режими вібраційного збурення			
	Розгін	Перехідний	Стаціонарний	Вибіг
$D_{M0}$	1,8411	1,7878	1,6548	1,6991
$D_{M*}$	1,7567	1,7563	1,7823	1,6551
$V, \%$	4,6	1,8	7,7	2,6

Представлені результати розрахунку значень РМ для повних зображень, отриманих в результаті ЧЧА за розподілом Вігнера- Вілля дозволяють розрізнити стан імітатора робочого колеса на кожному з режимів вібраційного збурення.

Як видно з наведених результатів, найбільша відмінність РМ, яка обумовлена наявністю тріщиноподібного пошкодження лопатки, має місце на стаціонарному режимі вібраційного збурення, швидкість змінювання показника  $D_M$  при переході об'єкта від бездефектного стану до дефектного досягає майже 8%. На режимі розгону швидкість змінювання  $D_M$  перевищує 4%, а на перехідному режимі та режимі вибігу – не перевищує відповідно 2% та 3%. В останніх випадках результати свідчать про низьку чутливість показника  $D_M$  до

початкового тріщиноподібного пошкодження лопатки, якщо для розрахунку розмірності використовувати повні контурні зображення результатів ЧЧА [83].

В загальному випадку отримані результати підтверджують можливість використання РМ частотно-часових оцінок віброакустичних сигналів, що випромінюються ГТД під час експлуатації, як діагностичні ознаки тріщиноподібного пошкодження лопатки.

Діагностичну цінність РМ можна підвищити, якщо розрахунок її проводити не за повними зображеннями, а за їх окремими частинами, які відображають результати ЧЧА віброакустичного сигналу у певному інтервалі значень нормованої частоти  $f/f_d$ .

Щільність отриманих результатів ЧЧА, наведеного на рис. 3.18, у різних частотних смугах відрізняється для імітатора робочого колеса без пошкодження та з пошкодженням однієї лопатки. Тобто, різною є наповненість окремих частин кожного зображення ізолініями у встановленому для кожного режиму вібраційного збурення інтервалі інтенсивності отриманих оцінок. Це може призвести до відмінностей у значенні РМ окремих частин зображень, тому доцільним є визначення та порівняння РМ для частин зображень у різних частотних смугах [83].

Тому, на другому етапі обробки вихідні зображення були розділені послідовно по вертикалі на п'ять частин однакового розміру (88x410 пікселів). Кожна частина зображення є результатом частотно-часового аналізу віброакустичного сигналу у певному інтервалі значень нормованої частоти  $f/f_d$ : інтервал 1 відповідає значенням  $f/f_d$  від 0 до 0,05; інтервал 2 – від 0,05 до 0,1; інтервал 3 – від 0,1 до 0,15; інтервал 4 – від 0,15 до 0,2; інтервал 5 – від 0,2 до 0,25.

Розрахунок РМ проводився для кожної частини усіх наведених на рис. 3.18 зображень, тобто для різних станів імітатора робочого колеса на різних режимах вібраційного збурення. Розраховані залежності  $\ln N(\epsilon)$  від  $\ln(\epsilon)$  для кожної пари зображень, що характеризують різні стани імітатора, наближені до лінійних (графіки не наводяться через їх велику кількість). Результати розрахунку РМ та



показника  $V$  наведено у табл. 3.2. [83].

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку розмірності Мінковського для частин зображень у різних частотних смугах для результатів ЧЧА за розподілом Вігнера- Вілля

Режими вібраційного збурення	Розраховані значення	Номер та значення інтервалу $f/f_d$				
		1 0 - 0,05	2 0,05- 0,1	3 0,1- 0,15	4 0,15- 0,2	5 0,2- 0,25
Розгін	$D_{M0}$	1,5185	1,5207	1,6776	1,6524	1,6399
	$D_{M*}$	1,4943	1,5155	1,4878	1,6477	1,6486
	$V, \%$	1,6	0,3	11,3	0,3	0,5
Перехідний	$D_{M0}$	1,5078	1,5237	1,5309	1,5281	1,4992
	$D_{M*}$	1,4003	1,5244	1,5063	1,4911	1,4935
	$V, \%$	7,2	0,1	1,6	2,4	0,4
Стаціонарний	$D_{M0}$	1,5185	1,4767	1,4067	1,2984	1,0496
	$D_{M*}$	1,5903	1,5659	1,481	1,4571	1,4248
	$V, \%$	4,7	6,0	5,3	12,2	35,6
Вибіг	$D_{M0}$	1,5685	1,5288	1,4419	1,3851	0,9229
	$D_{M*}$	1,5124	1,4927	1,3316	1,2626	1,2299
	$V, \%$	3,6	2,4	7,7	8,9	33,3

Як видно з наведених результатів, на кожному режимі вібраційного збурення є один чи декілька інтервалів значення нормованої частоти, в яких швидкість змінювання показника  $D_M$  суттєво збільшується [83]:

- на режимі розгону в інтервалі 3 (частота  $f/f_d$  від 0,1 до 0,15) швидкість змінювання  $D_M$  перевищує 11%;
- на перехідному режимі в інтервалі 1 (частота  $f/f_d$  від 0 до 0,05) швидкість змінювання  $D_M$  перевищує 7%;
- на стаціонарному режимі найбільші значення швидкості змінювання  $D_M$  спостерігаються в інтервалі 4 (частота  $f/f_d$  від 0,15 до 0,2) – понад 12%, в

інтервалі 5 (частота  $f/f_d$  від 0,2 до 0,25) – понад 35%;

- на режимі вибігу найбільші значення швидкості змінювання  $D_M$  спостерігаються в інтервалі 3 (частота  $f/f_d$  від 0,1 до 0,15) – перевищує 7%, в інтервалі 4 (частота  $f/f_d$  від 0,15 до 0,2) – майже 9%, в інтервалі 5 (частота  $f/f_d$  від 0,2 до 0,25) – понад 33%.
- інтервалі 4 (частота  $f/f_d$  від 0,15 до 0,2) – майже 9%, в інтервалі 5 (частота  $f/f_d$  від 0,2 до 0,25) – понад 33%.

Такі відмінності у значеннях РМ в окремих частотних смугах обумовлені різною наповненістю однакових частин зображень частотно-часових оцінок у випадках відсутності та наявності пошкодження лопатки імітатора робочого колеса. Саме ж значення РМ для окремих частин зображень є кількісним показником геометрії ізоліній частотно-часових спектрів в окремих частотних смугах і може бути використаним як діагностична ознака пошкодження лопатки.

### **3.2.3 Фрактальний аналіз Частотно-часових спектрів за розподілом Чої - Вільямса**

Ще одним етапом дослідження ефективності застосування дворівневої обробки віброакустичних сигналів для діагностики тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса двигуна було застосування методів частотно-часового аналізу, які ґрунтуються на розподілі Чої-Вільямса ( $\sigma = 0,05$ ) для першого рівня обробки. Обробку вимірних сигналів проведено з використанням псевдорозподілу за виразом (2.3) для віконної функції Гауса, для кожної з частин 1-4 віброакустичних сигналів використано вибірки довжиною 512 точок [83].

Результати частотно-часового аналізу Чої-Вільямса віброакустичних сигналів, що випромінюються бездефектним та дефектним імітатором робочого колеса на всіх режимах експлуатації, показано на рис. 3.20.

Розрахунок РМ для результатів ЧЧА вимірних віброакустичних сигналів на

виділених режимах вібраційного збурення за перетворенням Чої-Вільямса відбувався аналогічно, як і у випадку застосування ЧЧА за розподілом Вігнера-Вілля. На першому етапі, для ФА та отримання РМ використано повні зображення однакового розміру (445x410 пікселів). У табл. 3.3 наведено розраховані значення розмірності Мінковського  $D_M$  кожного повного контурного зображення.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку розмірності Мінковського для повних зображень результатів ЧЧА за розподілом Чої-Вільямса

Розраховані значення	Режими вібраційного збурення			
	Розгін	Перехідний	Стаціонарний	Вибіг
$D_{M0}$	1,5027	1,5255	1,5926	1,5506
$D_{M*}$	1,639	1,4274	1,5024	1,4923
$V, \%$	9	6,4	5,7	3,8

Як видно з наведених у таблиці 3.3 результатів, швидкість змінювання показника  $D_M$  при переході об'єкта від бездефектного стану до дефектного досягає 9%. На перехідному та стаціонарному режимах роботи швидкість змінювання  $D_M$  – близько 6%, а на режимі вибігу – не перевищує 3%. Чутливість показника  $D_M$  до початкового тріщиноподібного пошкодження лопатки можна підвищити, якщо для розрахунку РМ використовувати частини контурних зображень у різних частотних смугах отриманих за розподілом Чої-Вільямса частотно-часових спектрів [83]. Тому, у наступній частині дослідження вихідні зображення були розділені послідовно по вертикалі на п'ять частин однакового розміру (88x410 пікселів).

Кожна частина зображення це результат ЧЧА віброакустичного сигналу у певному інтервалі значень нормованої частоти  $f/f_d$  (як і для ЧЧА за розподілом Вігнера-Вілля). Розрахунок РМ проводився для кожної частини усіх наведених на рис. 3.20 зображень, тобто для різних станів імітатора робочого колеса на різних режимах вібраційного збурення. Результати розрахунку РМ та показника  $V$  наведені у табл. 3.4.

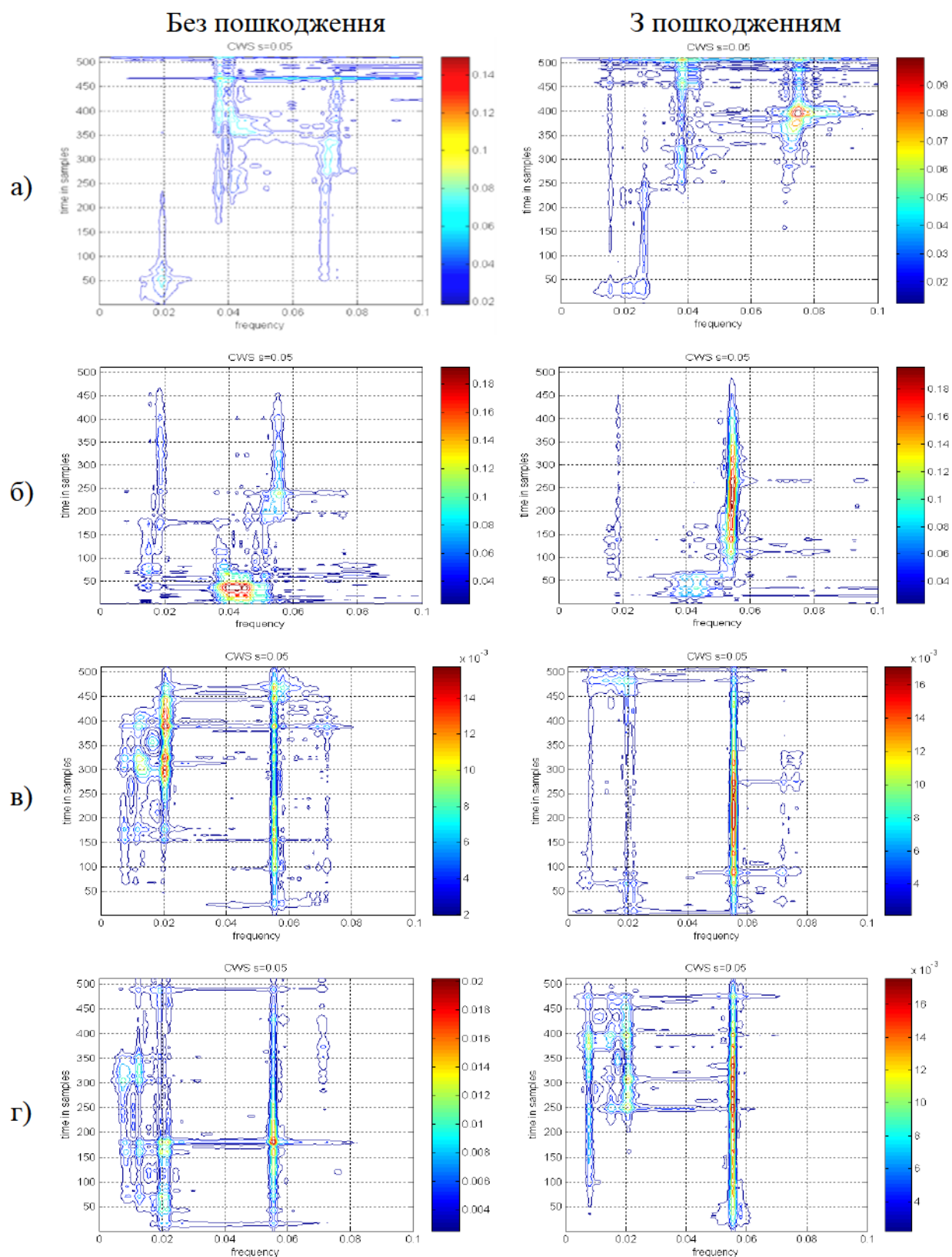


Рисунок 3.20 – Результати частотно-часового аналізу Чої-Вільямса на режимах: розгону (а); перехідному (б); стаціонарному (в); вибігу (г)



Таблиця 3.4 – Результати розрахунку розмірності Мінковського для частин зображень у різних частотних смугах для результатів ЧЧА за розподілом Чої-Вільямса

Режими вібраційного збурення	Розраховані значення	Номер та значення інтервалу $f/f_d$				
		1	2	3	4	5
		0 - 0,05	0,05- 0,1	0,1- 0,15	0,15- 0,2	0,2- 0,25
Розгін	$D_{M0}$	1,0217	1,234	1,4968	1,3955	1,238
	$D_{M^*}$	1,1401	1,4011	1,4984	1,351	1,3401
	V, %	11,6	13,54	0,1	3,2	8,2
Перехідний	$D_{M0}$	1,2733	1,2299	1,4486	1,1563	1,0984
	$D_{M^*}$	1,0919	1,1229	1,4248	1,0458	0,94558
	V, %	14,2	8,7	1,6	9,6	14
Стаціонарний	$D_{M0}$	1,4238	1,3316	1,4399	1,3415	0
	$D_{M^*}$	1,3523	1,2111	1,3316	1,2259	0
	V, %	5	9	7,6	8,6	NoN
Вибіг	$D_{M0}$	1,4689	1,3185	1,3185	1,1229	0,2
	$D_{M^*}$	1,4067	1,2419	1,41	0,64959	NoN
	V, %	4	5,8	7	42	NoN

Як видно з наведених у табл.3.4 результатів, на кожному режимі вібраційного збурення є один чи декілька інтервалів значення нормованої частоти, в яких швидкість змінювання  $D_M$  суттєво збільшується [83]:

- на режимі розгону в інтервалі 1 та 2 швидкість змінювання  $D_M$  перевищує 11%;
- на перехідному режимі в інтервалі 1 та 5 швидкість змінювання  $D_M$  перевищує 14%;
- на стаціонарному режимі найбільше значення швидкості змінювання  $D_M$  спостерігається в інтервалі 2 та – біля 9%;
- на режимі вибігу найбільші значення швидкості змінювання  $D_M$

спостерігаються в інтервалі 4 – понад 42%.

З представлених результатів видно, що в останніх частотних інтервалах частотно-часових спектрів на Стаціонарному та Перехідному режимах значення РМ наближуються до 0 або взагалі їх неможливо обчислити (NoN). Це пов'язано з мірою заповненості зображення.

Порівнюючи розрахунок РМ для ЧЧА за розподілом Вігнера-Вілля та за розподілом Чої-Вільямса можна зауважити, що застосування ФА частотно-часових спектрів є ефективним в обох випадках, але значення швидкості змінювання РМ для ЧЧА за розподілом Чої-Вільямса є вищим.

На основі отриманих результатів, можна зробити висновок, що для забезпечення високої діагностичної цінності ознаки  $D_M$  доцільно визначати її значення не за повними контурними зображеннями частотно-часових спектрів віброакустичного сигналу, а за їх окремими частинами, виділеними у певному інтервалі значень нормованої частоти [83].

Таким чином, в результаті ЧЧА вимірювань віброакустичних сигналів на нестационарних (розгін, перехідний, вибіг) та стаціонарному режимах вібраційного збурення, встановлено, що початкове тріщиноподібне пошкодження однієї з лопаток робочого колеса двигуна призводить до змінювання інтенсивності та геометрії контурних зображень, якими подається результат частотно-часового перетворення. В свою чергу, застосування фрактального аналізу до отриманих на першому етапі частотно-часових оцінок дозволяє визначити кількісну оцінку частотно-часових спектрів – розмірність Мінковського, за значенням якої можна розрізнити стан робочого колеса. Це дає можливість використовувати розмірність Мінковського як діагностичну ознаку для прийняття рішення про поточний ТС ГТД.

Отже, представлена методика аналізу вібраційних сигналів показала свою ефективність для визначення початкового тріщиноподібного пошкодження однієї лопатки робочого колеса двигуна та може бути використана для реалізації в підсистемі багатокласової діагностики ГТД у складі вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна.

### 3.2.4 Алгоритм діагностики тріщини лопатки робочого колеса двигуна

Вдосконалена бортова система контролю вібрації двигуна, представлена на рис 2.1, реалізує декілька рівнів обробки вібраційних сигналів, отриманих з аналогових датчиків вібрації ротора СТ та турбокомпресора ГТД для визначення діагностичних ознак тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса двигуна.

Подібно до випадку діагностування тріщиноподібного пошкодження валу (описаному у 3.1.3) сигнали на першому етапі аналізуються на наявність критичних параметрів вібрації. У випадку виявлення критичних параметрів вібрації чи їх перевищення МК1 надсилає сигнали в систему сигналізації об'єкта в кабінку екіпажу на табло «Підвищена вібрація» та «Небезпечна вібрація». Якщо отримані параметри знаходяться в межах нормальної вібрації, сигнали надходять у Блок діагностики тріщини лопатки (БДТЛ) робочого колеса двигуна для проведення наступного рівня обробки.

Для програмної реалізації блоку діагностики тріщини лопатки робочого колеса двигуна розроблено Програмний алгоритм діагностування тріщини лопатки, реалізований у БДТЛ, представлений на рис.3.21.

**Блок діагностики тріщини лопатки робочого колеса двигуна** входить в Підсистему багатокласової діагностики, яка може бути програмно реалізована у вдосконаленій бортовій системі контролю вібрації двигуна (рис 2.1) як частина програмного забезпечення МК2.

На вхід БДТЛ подаються вже попередньо відфільтровані та оцифровані в блоці ПКВ сигнали. На виході з блоку отримуються сигнали діагностичних ознак, обчислені у блоці діагностики тріщини лопатки робочого колеса двигуна та направляються в поточний накопичувач та систему прийняття рішень про ТС ГТД, звідки сигнали надходять у Бортову систему технічного обслуговування літака чи систему індикації (у випадку перевищення порогових значень).

Реалізація другого рівня обробки сигналів у БДТЛ відбувається на стаціонарному та нестаціонарних режимах роботи ГТД. Для отримання

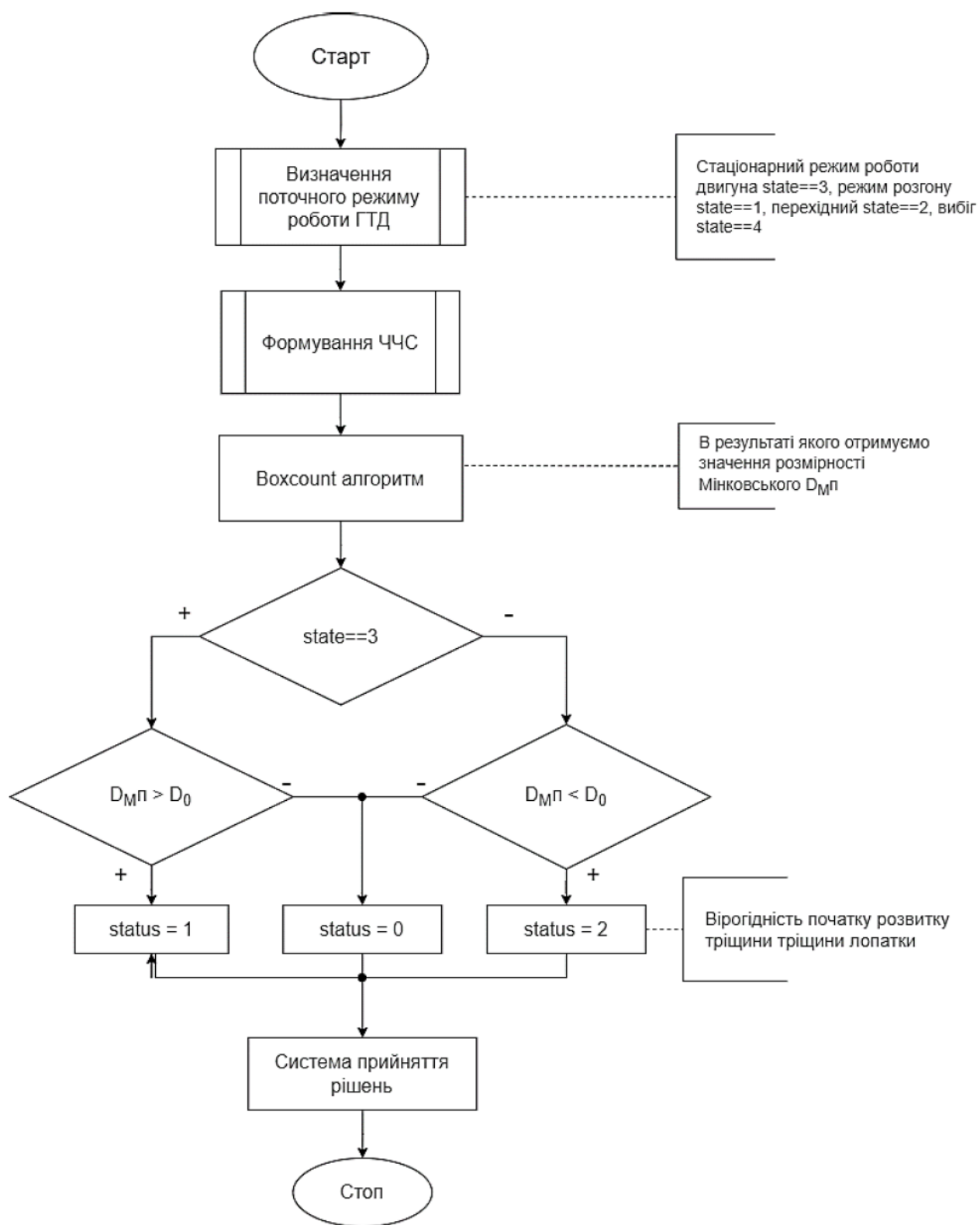


Рисунок 3.21 – Програмний алгоритм діагностування тріщини лопатки робочого колеса двигуна на стаціонарному та нестаціонарних режимах роботи ГТД



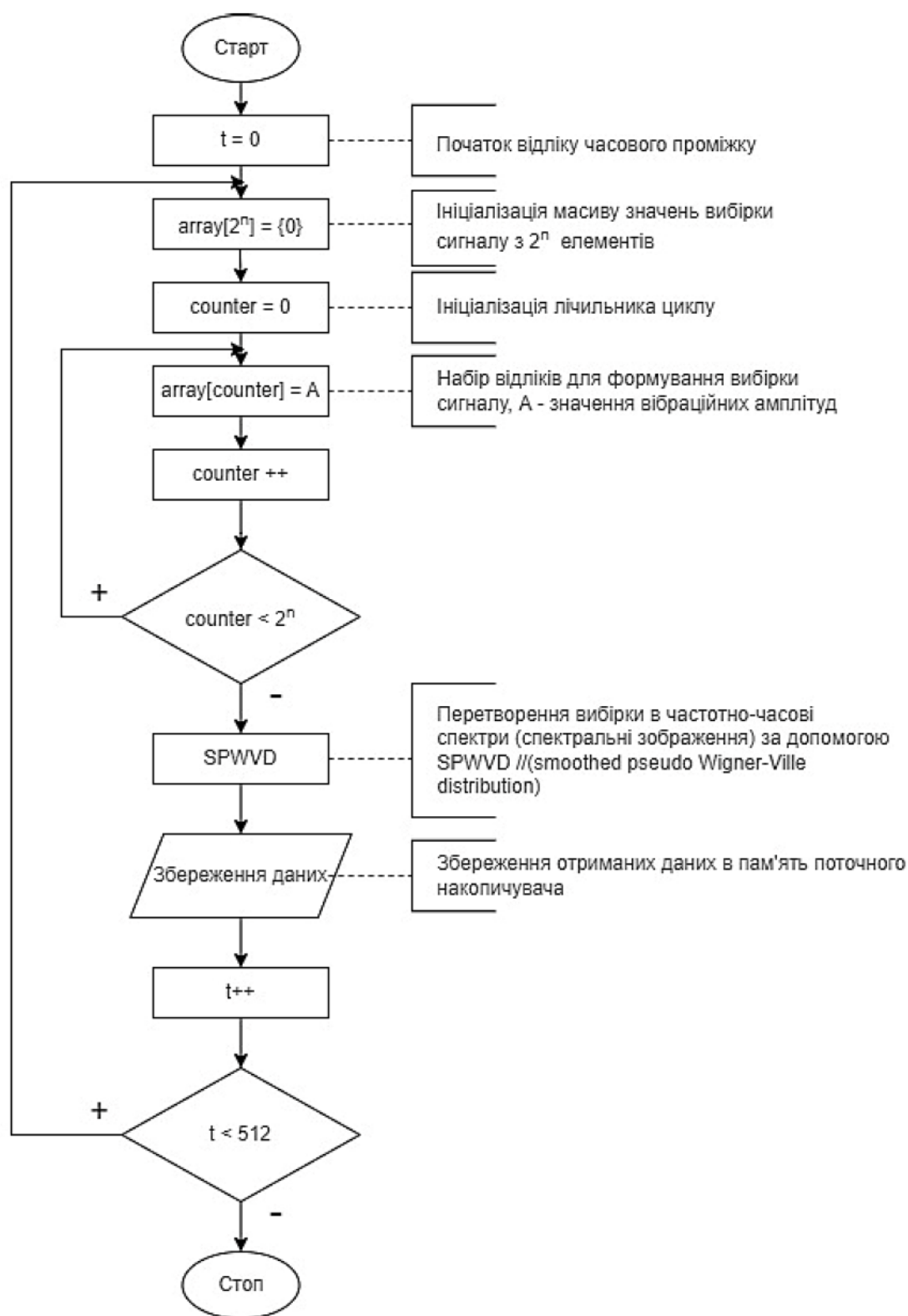


Рисунок 3.22 – Програмний алгоритм формування частотно-часових спектрів сигналу

частотно-часових спектрів застосовано ЧЧА сигналів який ґрунтуються на псевдо розподілі Вігнера-Вілля. В якості діагностичної ознаки наявності тріщини лопатки робочого колеса ГТД обрано розмірність Мінковського  $D_M$ .

Важливим етапом для забезпечення коректної роботи БДТЛ є отримання частотно-часових спектрів еталонних сигналів роботи двигуна для бездефектного стану лопатки та визначення діапазону значень розмірності Мінковського для них, який відповідає бездефектному стану лопатки  $D_{M0}$ .

Програмний алгоритм діагностування тріщини лопатки робочого колеса двигуна на стаціонарному режимі роботи ГТД (рис.3.21) складається з наступних кроків:

1. Визначення поточного режиму роботи ГТД за допомогою порівняння номінальної частоти обертів валу ротора СТ  $\omega_p$  з поточною  $\omega_{pi}$ . Програмний алгоритм визначення поточного режиму роботи ГТД такий же, як і для БДТВ, показаний на рис.3.15.
2. Виконання підпрограми Формування частотно-часових спектрів сигналу (рис.3.22), у якій реалізовано накопичення спектрів для формування ЧЧС, підпрограма виконується поки не буде набрана потрібна кількість елементів (512). Застосування до отриманої вибірки Voxcount алгоритму, в результаті якого розраховується поточне значення розмірності Мінковського  $D_{Mп}$ .
3. Наступний крок алгоритму- порівняння значень поточної розмірності Мінковського з еталонним для поточного режиму роботи двигуна. На стаціонарному режимі роботи (state 3), якщо значення  $D_{Mп}$  перевищує значення  $D_{M0}$  програма видає діагностичний висновок state 1, який може свідчити про розвиток тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса ГТД. На режимі розгону (state 1), перехідному режиму роботи (state 2) чи вибігу (state 4), якщо значення  $D_{Mп}$  менше еталонного значення  $D_{M0}$ , програма видає діагностичний висновок state 2, який також буде свідчити про розвиток тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса ГТД. Якщо значення розмірності Мінковського знаходяться в межах його еталонного значення програма видає діагностичний висновок state 0, який

свідчить про бездефектний стан лопаток.

4. Сигнали передаються в систему індикації об'єкта. Отримані дані про ТС лопаток робочого колеса двигуна записуються в поточний накопичувач підсистеми багатокласової діагностики вдосконаленої бортової системи контролю вібрацій ГТД для подальшого аналізу.
5. Для більш детальної обробки віброакустичних сигналів, можна модернізувати програмний алгоритм діагностики тріщини лопатки робочого колеса двигуна на стаціонарному та нестационарних режимах роботи ГТД для Розрахунку розмірності Мінковського у різних частотних смугах для результатів ЧЧА за розподілом Вігнера-Вілля. Для цього в програму потрібно додати підпрограму смугової фільтрації після формування ЧЧС.

Таким чином, в результаті проведених досліджень підтверджено ефективність та обґрунтовано доцільність використання дворівневої обробки вібраційних сигналів. а також запропоновано та обґрунтовано використання РМ частотно-часових спектрів в якості діагностичної ознаки тріщини лопатки робочого колеса двигуна.

### **Висновки до розділу 3**

1. Для розробки методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення діагностики початкового втомного пошкодження валу ротора двигуна використано спрощену модель бездефектного валу та валу з пошкодженням для формування вібраційного каналу який характеризує вплив пошкодження валу на характеристики його вібраційного руху при обертанні. У якості пошкодження було розглянуто поперечну тріщину, яка описується моделлю тріщини, що «дихає» - періодичне закриття та відкриття тріщини внаслідок періодичного змінювання жорсткості валу.
2. Представлено результати моделювання часових реалізацій вібраційних сигналів для нестационарного режиму роботи двигуна (на етапі розгону) для різних кутів орієнтації тріщини, які показують змінювання відносної

амплітуди вібрації в залежності від значення відносного змінювання жорсткості валу, яке розглядається в якості параметра тріщини. Запропоновано та обґрунтовано проводити для діагностики початкових тріщиноподібних пошкоджень валу ротора ГТД R/S-аналіз вібраційних сигналів на нестационарному режимі роботи двигуна.

3. З метою визначення методичних та алгоритмічних аспектів застосування R/S-аналізу для практичного використання у складі підсистеми багатокласової діагностики розраховано показники Херста для попередньо змодельованих вібраційних сигналів бездефектного та дефектного валу ротора двигуна на нестационарному режимі роботи двигуна. В ході аналізу, встановлено, що:

- Значення показника Херста зберігають свою тенденцію: зменшуються при збільшенні параметра тріщини  $\Delta K$ , незалежно від значень кутів орієнтації тріщини та наявності шуму;
- При появі тріщини спочатку спостерігається імпульсне підвищення значення показника Херста на 8-15% (в залежності від кутів орієнтації тріщини) з подальшим плавним зменшенням його в межі еталонного значення. Але зі збільшенням геометричних розмірів тріщини значення показника Херста продовжує зменшуватись. В інтервалі зміни відносної жорсткості  $\Delta K = 0,05, \dots, 0,1$  значення показника Херста зменшується на 5-13% (в залежності від кутів орієнтації тріщини) порівняно з його еталонним значенням;
- Точність R/S-аналізу можна підвищити, якщо аналізувати окремо сигнали, виміряні в околицях основного та субгармонічного резонансів;
- Початкові поперечні тріщини призводять до зменшення показника Херста сигналу в області основного резонансу (близько 19%). В діапазоні субгармонічного резонансу значення показника Херста зменшується, більш ніж в 3 рази в інтервалі зміни значень параметру тріщини  $\Delta K = 0,005, \dots, 0,1$ .



4. Встановлено, що застосування R/S-аналізу для діагностики ТС початкових тріщиноподібних пошкоджень валу ротора двигуна є ефективним і його доцільно використовувати для реалізації підсистеми багатокласової діагностики ГТД у складі вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна.
5. Розроблено програмний алгоритм для діагностування початкового тріщиноподібного пошкодження валу ротора двигуна для застосування його у Блоці діагностики тріщини валу в Підсистемі багатокласової діагностики, яку може бути реалізовано у вдосконаленій бортовій системі контролю вібрації ГТД.
6. Для розробки методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення діагностики початкового тріщиноподібного пошкодження лопаток робочих коліс ГТД використано реалізації вібраційних процесів, які були отримані в ході експериментального дослідження вимушених коливань фізичної моделі робочого колеса при наявності та відсутності тріщиноподібного пошкодження лопатки.
7. Запропоновано та обґрунтовано застосування дворівневої обробки віброакустичних сигналів для діагностики тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса двигуна. На першому рівні застосовуються методи частотно-часового аналізу (Вігнера-Вілля та Чої – Вільямса), на другому рівні для частотно-часових спектрів виконується фрактальний аналіз. В результаті обробки було отримано нову кількісну інтегральну оцінку, якою є розмірність Мінковського. Встановлено, що:
  - Для значень  $PM$ , розрахованих для повних зображень результатів ЧЧА за розподілом Вігнера-Вілля, найбільша відмінність яка обумовлена наявністю тріщиноподібного пошкодження лопатки, має місце на стаціонарному режимі вібраційного збурення. Швидкість змінювання показника  $D_M$  при переході об'єкта від бездефектного стану до дефектного досягає майже 8%;

- Для значень РМ, розрахованих для повних зображень результатів ЧЧА за розподілом Чої-Вільямса найбільше значення РМ змінюється, порівняно з бездефектним станом лопатки, на режимі розгону, швидкість змінювання показника  $D_M$  при переході об'єкта від бездефектного стану до дефектного досягає 9%;
  - Результати розрахунку розмірності Мінковського можна підвищити, якщо проводити розрахунок РМ для частин зображень у різних частотних смугах для результатів ЧЧА;
  - Для значень РМ, розрахованих для частин зображень результатів ЧЧА за розподілом Чої-Вільямса в діапазоні частот  $f/f_d$  від 0,2 до 0,25, на режимі вибігу спостерігаються найбільші значення швидкості змінювання  $D_M$  – понад 42%.
  - Для значень РМ, розрахованих для частин зображень результатів ЧЧА за розподілом Вігнера-Вілля в діапазоні частот  $f/f_d$  від 0,2 до 0,25, на режимі вибігу спостерігаються найбільші значення швидкості змінювання  $D_M$  – понад 33%, на стаціонарному режимі – понад 35%.
8. Встановлено, що використання дворівневої обробки віброакустичних сигналів, які випромінюються двигуном на стаціонарних та нестаціонарних режимах з метою діагностики початкових тріщиноподібних пошкоджень лопатки робочого колеса двигуна є ефективним і таку обробку доцільно використовувати для реалізації підсистеми багатокласової діагностики ГТД у складі вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна.
  9. Розроблено програмний алгоритм діагностування тріщиноподібного пошкодження лопатки робочого колеса двигуна для застосування його у Блоці діагностики тріщини лопатки, що входить в Підсистему багатокласової діагностики у вдосконаленій бортовій системі контролю вібрації двигуна.

## **РОЗДІЛ 4**

### **ДІАГНОСТИКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОРУШЕНЬ ШТАТНИХ РЕЖИМІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ДВИГУНА**

Для діагностики дослідження впливу експлуатаційних порушень різних класів на віброакустичні процеси, що виникають протікають на стаціонарних та нестаціонарних режимах функціонування авіаційного газотурбінного двигуна було проведено фізичне моделювання обертової системи та імітація різних класів порушень, таких як дисбаланс робочого колеса турбіни двигуна, попадання сторонніх предметів невеликого та середнього розмірів в компресор турбіни та задирання лопаток турбіни двигуна.

У цьому розділі представлено результати фізичного моделювання обертової системи з імітацією експлуатаційних порушень та результати обробки, отриманих у ході фізичного моделювання віброакустичних сигналів. Для діагностики кожного класу порушення розроблено діагностичний програмний алгоритм для його впровадження у Підсистему багатокласової діагностики в складі вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна.

Основною метою досліджень є аналіз ефективності багаторівневого аналізу віброакустичних сигналів для виділення діагностичних ознак та ідентифікації різних експлуатаційних порушень штатних режимів експлуатації ГТД.

#### **4.1 Опис фізичної моделі**

Фізичне моделювання віброакустичних процесів для дослідження впливу експлуатаційних пошкоджень на роботу обертової системи проводилось шляхом експериментальних досліджень віброакустичних сигналів, які випромінювались фізичною моделлю (ФМ) обертової системи при стаціонарних та нестаціонарних вібраційних збуреннях [114,115].

У якості ФМ обертової системи було використано повітряний стартер (нагнітач), який має 14 лопаток, виготовлений з титанового сплаву. Повітряний стартер являє собою двоконтурну турбіну, перший контур – вентилятор, а другий нагнітач, геометричні характеристики яких наступні: діаметр першого контуру складає 0,12 м, другого 0,18 м, товщина однієї лопатки складає 0,0025 м. Вимірювання віброакустичних сигналів проводилось при знятому кожусі турбокомпресора. Зовнішній вигляд повітряного стартера представлений на рис. 4.1.



а)



б)

Рисунок 4.1 – а) Загальний вигляд турбіни повітряного нагнітача; б) вид з боку

Повітряний нагнітач було закріплено на валу механізму, що приводився в обертання двигуном постійного струму з регулюванням обертів, потужністю 1 кВт. Максимальна частота обертання турбіни досягає 6000 об/хв. На рис. 4.2. представлено зовнішній вигляд обертової системи для проведення досліджень. Окремим блоком було під'єднано регулятор обертів двигуна з аналоговим керуванням. Зміна частоти обертання ротору здійснювалась за допомогою потенціометра.

Вимірювальна схема для проведення запису віброакустичних сигналів складалась з таких компонентів:



1. Динамічного мікрофону Soundking серії EH002 з підсилювачем (лінійність характеристики забезпечується в діапазоні частот від 10 Гц до 50 кГц);
2. Тахометру (датчик Хола, закріплений на валу ротора);
3. Двоканального цифрового осцилографа ISDS205A [116], на перший канал якого подається сигнал з підсилювача мікрофона, а на другий – з тахометра;
4. ПК з відповідним програмним забезпеченням.

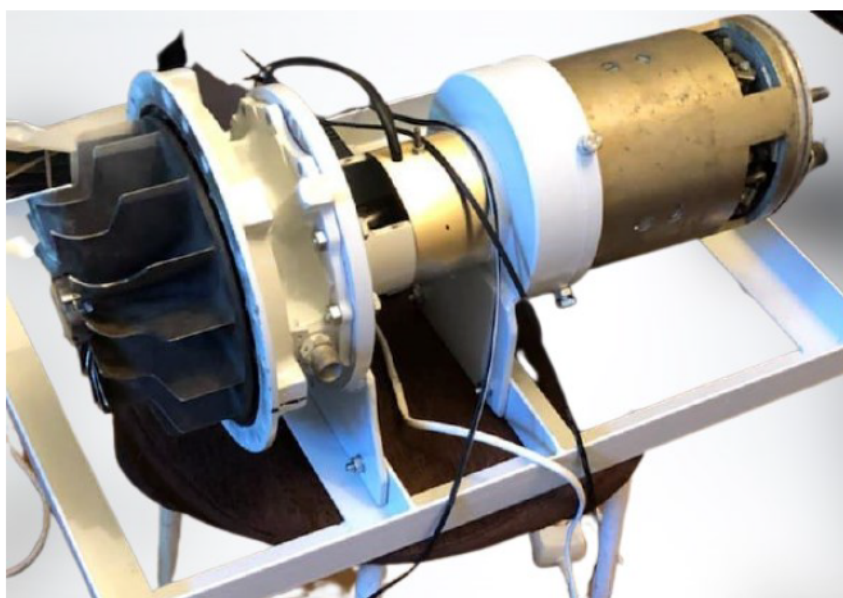


Рисунок 4.2 – Зовнішній вигляд обертової системи

У ході дослідження на часовому інтервалі спостереження імітуються різні режими роботи турбіни такі як, розгін, режим стаціонарного вібраційного збурення зі сталою частотою обертання та вибіг, за допомогою вмикання та вимикання привідного механізму.

У ході роботи було проведено дослідження наступних порушень штатного режиму роботи фізичної моделі:

1. Дисбаланс;
2. Потрапляння сторонніх предметів невеликого розміру в турбіну компресора;

3. Потрапляння сторонніх предметів середнього розміру в турбіну компресора;
4. Робота турбіни під час задирання лопаток стороннім предметом.

## 4.2 Еталонний сигнал

### 4.2.1 Вимірювання еталонного сигналу

На етапі підготовки до проведення досліджень різних класів експлуатаційних порушень роботи обертової системи було здійснено підготовчі заходи, зокрема вимірювання еталонного віброакустичного сигналу.

Вимірювання еталонних сигналів, що відображають роботу обертової системи без порушень штатного режиму функціонування та вимірювання сигналів з порушенням штатного режиму експлуатації, відбувались в однакових умовах, які були прийняті для проведення дослідження

За допомогою цифрового осцилографа та вбудованого в нього АЦП були записані віброакустичні сигнали з мікрофону та сигнали з датчика обертів валу. Отримані сигнали, які відображають роботу обертової системи без будь-яких порушень її роботи, були записані в файл. На рис. 4.3 представлено реалізацію отриманих сигналів за допомогою програмного забезпечення Multi Vir Analyzer.

Сигнал з датчика Холу (CH2), встановленого на валу, було отримано для точного визначення частоти обертів двигуна. На графіку осцилограми (рис. 4.4) виділено час одного періоду повного оберту двигуна  $T_1-T_2=19,356$  мс (для розрахунків взято середнє значення періоду 20 мс), з цього можна визначити, що максимальна частота обертів двигуна для стаціонарного режиму роботи двигуна складала 3000 об/хв, що відповідає частоті вібраційного збурення  $f=50$  Гц.

Віброакустичний сигнал (CH1) випромінюється фізичною моделлю обертової системи без порушення штатного режиму експлуатації. Реалізації сигналів отримано з частотою дискретизації  $f_d = 16$  кГц.

Зняття сигналів для всіх видів досліджень відбувалось за однакових умов в лабораторії (температури, закріплення вимірювальної апаратури і. т.д) та визначених параметрів: частоти дискретизації, максимальної частоти обертів двигуна на стаціонарному режимі експлуатації обертової системи.

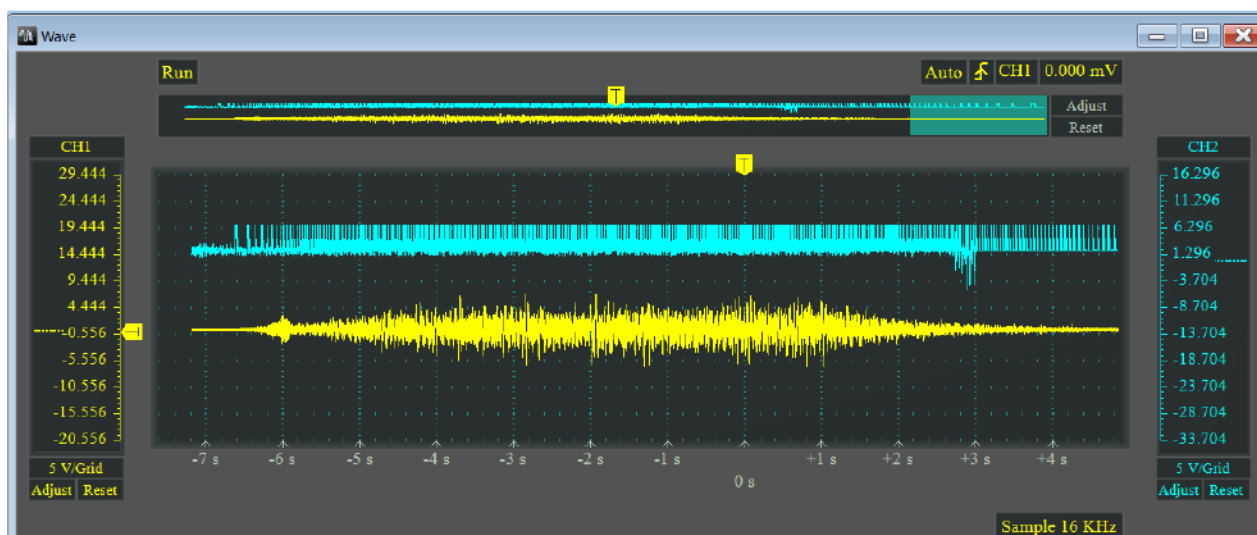


Рисунок 4.3 – Реалізація отриманих цифрових сигналів

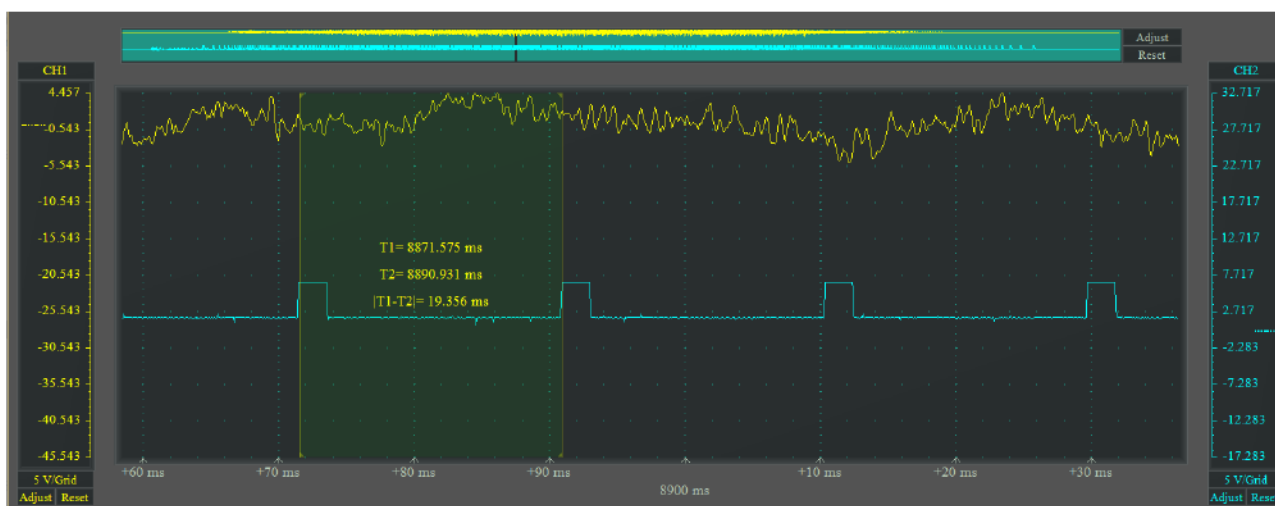


Рисунок 4.4 – Осцилограма для визначення періоду одного повного оберт  
валу двигуна

Для визначення параметрів еталонного сигналу було проведено 5 тестових

запусків різної тривалості, всі отримані сигнали було збережено в excel файли.

Параметри отриманих сигналів наведено в табл.4.1. Обробка отриманих сигналів відбувалась за допомогою Matlab R2020b.

Таблиця 4.1 – Параметри отриманих сигналів

Назва	Кількість відліків, N	Довжина сигналу, t	Частота дискретизації, $f_{\delta}$
test0	524288	32,8 с	16 кГц
test1	475136	29,7 с	16 кГц
test2	524288	32,8 с	16 кГц
test3	239457	14,9 с	16 кГц
test14	229376	14,3 с	16 кГц

Приклади реалізації віброакустичних сигналів різної тривалості (робочі назви test14, test1), що випромінюється фізичною моделлю обертової системи без порушення штатного режиму експлуатації наведено на рис. 4.5.

Отримані віброакустичні сигнали відображають змінювання амплітуди вібрації у Вольтах впродовж часу  $t$  в секундах. У них зберігається шумоподібна структура, а також присутній початковий резонанс. Структура сигналу зберігається однаковою для будь-якої його тривалості.

Для імітації стаціонарних та нестаціонарних режимів роботи сигнал було послідовно розділено на 4 частини, що відображають роботу установки на різних режимах роботи: режимі розгону, перехідному режимі, стаціонарному та вибігу без порушення штатного режиму експлуатації. Для обробки було обрано сигнал тривалості 14,3 с (робоча назва test14). Фрагменти сигналів (по 30000 відліків), що описують різні режими роботи показані на рис.4.5. Для дослідження вони були прийняті як еталонні сигнали, що описують роботу обертової системи без порушень режимів функціонування а різних режимах роботи двигуна.



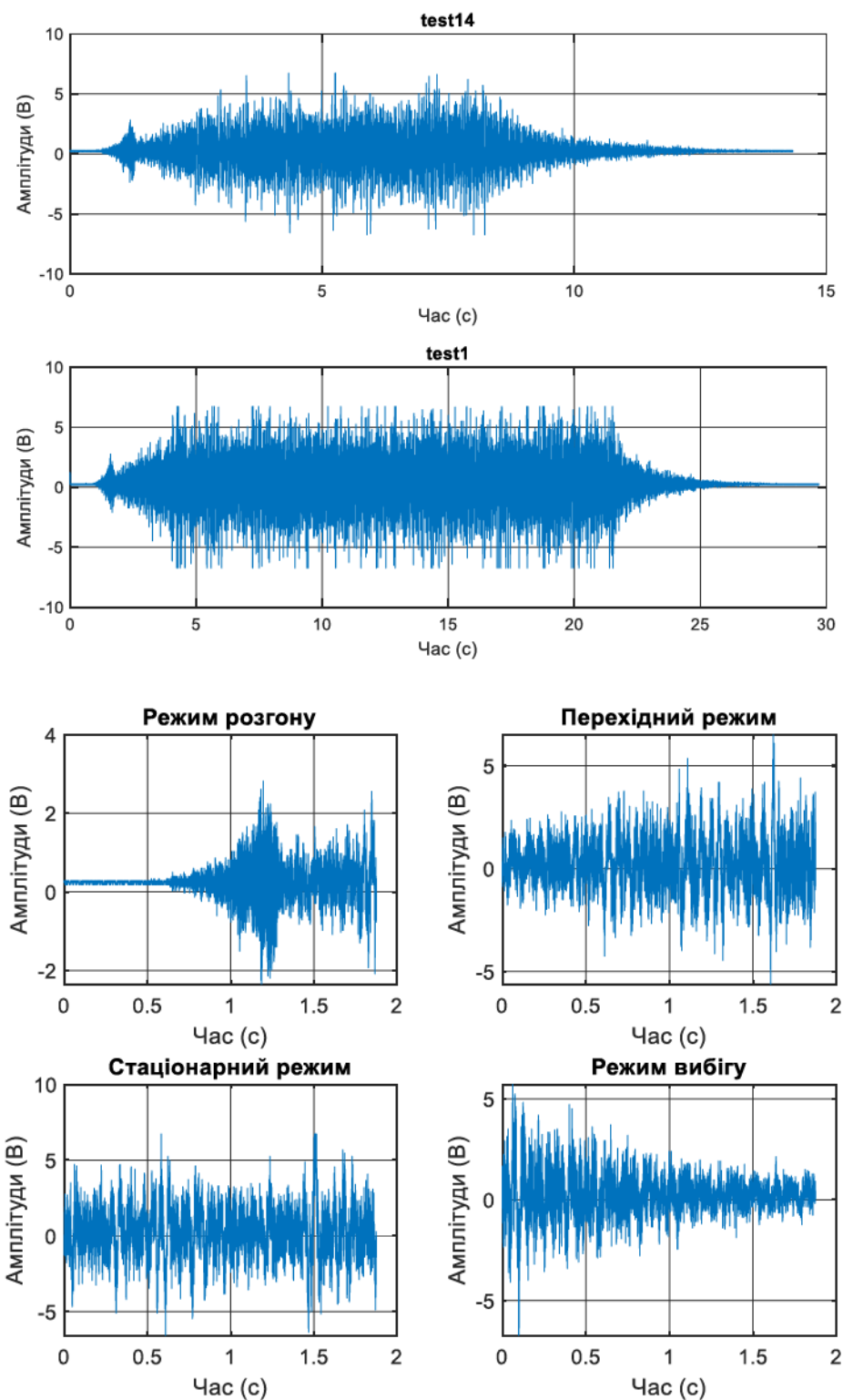


Рис.4.5. Реалізація віброакустичних сигналів, що відображають роботу обертової системи без порушення штатних режимів функціонування повної довжини та частин сигналу для різних режимах роботи двигуна

### 4.2.2 Обробка еталонного сигналу

Для обробки еталонного сигналу застосовано наступні методи аналізу:

- частотно-часовий аналіз – для отримання спектрограм віброакустичних сигналів;
- *R/S*-аналіз – для визначення показника Херста;
- дворівневий аналіз – послідовне застосування біспектрального та фрактального аналізу – для визначення розмірності Мінковського оцінок модуля біспектру.

**4.2.2.1. Частотно-часовий аналіз.** На цьому етапі для обробки віброакустичних сигналів без порушень штатного режиму функціонування обертової системи було проведено Частотно-часовий аналіз, в результаті якого отримано спектрограму еталонного сигналу.

На рис.4.6 представлено спектрограми отриманого еталонного віброакустичного сигналу у вигляді тривимірних та двовимірних графіків. Для обробки функція *spectrogram* розрахована для таких параметрів: вектор сигналу - *test14* (еталонний), використовується вагова функція за замовчанням – функція Хеммінга довжини 400; величина перекриття сусідніх сегментів сигналу 200; кількість точок перетворення Фур'є 1024; частота дискретизації 16 кГц.

Отримані спектрограми зображують зміну з плином часу всіх складових віброакустичного шуму обертової системи, до яких відносяться: шум підшипників, обертання валу, обертання лопаток турбіни, які характеризують роботу обертової системи. В часовому діапазоні від 0 до 4 с видно, як в момент розгону та на перехідному режимі роботи двигуна проявляються турбулентні повітряні потоки, створювані компресором нагнітача повітря у вигляді набору контрастних тонких парабол. Поява такого ефекту обумовлена формою лопаток компресора. Починаючи з 4 секунди двигун працює у стаціонарному режимі. Вимкнення приводу двигуна в проміжок часу 8-9 с запускає процес вибігу. Шуми, викликані обертанням лопаток турбіни та основна частотна гармоніка поступово згасають.

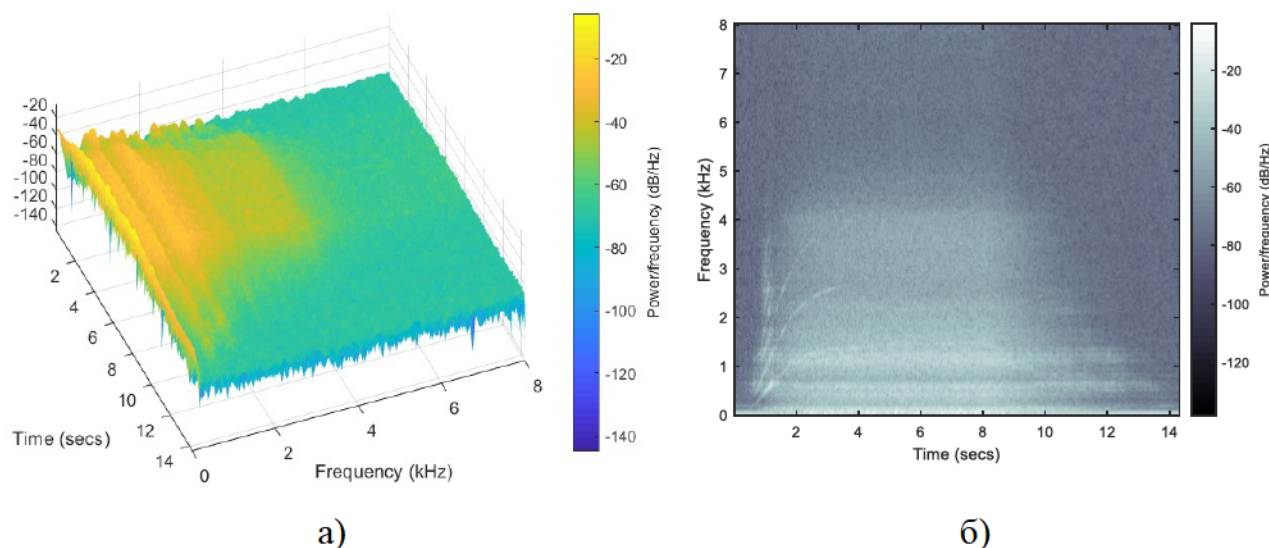


Рисунок 4.6 – Спектрограми еталонного віброакустичного сигналу роботи обертової системи без порушення штатних режимів функціонування: тривимірна(а); двовимірна спектрограма у сірому градієнті зміни спектральної щільності (б)

**4.2.2.2.  $R/S$  – аналіз.** Наступний етап визначення еталонних параметрів віброакустичного сигналу полягав у проведенні  $R/S$  – аналізу, в результаті якого було отримано діапазони змінювання показника Херста для повного сигналу та для окремих його частин, які відображують різні режими роботи обертової системи без порушення штатних режимів експлуатації.

В табл.4.2 наведено значення показників Херста для повних еталонних віброакустичних сигналів, які відображають роботу обертової системи без порушення штатних режимів експлуатації.

Отже, отримані значення показників Херста для повних сигналів, які приймаються еталонними (описують штатний режим функціонування даної обертової системи):

- знаходиться в діапазоні  $0,503 \leq H \leq 0,5105$ ,  $H_E = 0,5068 \pm 0,7 \%$ , якщо кількість відліків яких в межах 400000-600000 точок;
- знаходиться в діапазоні  $0,51 \leq H \leq 0,5195$ ,  $H_E = 0,5147 \pm 0,9\%$ , якщо кількість відліків яких в межах 200000-400000 точок.

Таблиця 4.2 – Значення показника Херста для еталонних віброакустичних сигналів

Назва	Кількість відліків, N	Показник Херста, H
test0	524288	0,5033
test1	475136	0,5101
test2	524288	0,5047
test3	239457	0,5155
test14	229376	0,5194

Для досліджень порушень штатних режимів експлуатації установки були використані сигнали, кількість відліків яких знаходиться в межах 200000-400000 точок.

Також було отримано значення показників Херста для фрагментів сигналів, що описують стаціонарні та нестаціонарні режими функціонування обертової системи, таких як розгін, перехідний режим, стаціонарний режим, режим вибігу.

Значення показника Херста залежать від довжини вибірки сигналу, тому діапазони для обробки еталонних сигналів та сигналів, що містять порушення штатних режимів експлуатації мають бути однакової довжини. Сигнали роботи установки без порушень з робочими назвами test3 та test14 розділили послідовно на діапазони (обрана оптимальна довжина діапазону 30000 точок) та отримали еталонні значення показників Херста. Отримані дані наведено в табл.4.3.

Усереднені значення показників Херста для частин сигналів однакової довжини, що відображують роботу даної обертової системи на кожному режимі роботи двигуна без порушення штатних режимів експлуатації були прийняті еталонними.

Аналізуючи значення показників Херста як для віброакустичних сигналів, що містять повний цикл роботи обертової системи, так і для частин цих сигналів,



що відображують роботу двигуна на різних режимах функціонування, можна зробити також висновок про характер протікаючого процесу. Значення показника Херста для повних сигналів близькі до 0,5, що відображає характер вимірюваного процесу як шумоподібний та антиперсистентний, тренд процесу складно визначити

Таблиця 4.3 – Значення показників Херста для віброакустичних сигналів, які описують різні режими роботи обертової системи без порушення штатних режимів експлуатації

Назва	Режим роботи	Кількість відліків, N	Показник Херста, H
R_test14	Розгін	30000	0,6389
P_test14	Перехідний	30000	0,5104
S_test14	Стаціонарний	30000	0,4925
V_test14	Вибіг	30000	0,5350
R_test3	Розгін	30000	0,6313
P_test3	Перехідний	30000	0,5168
S_test3	Стаціонарний	30000	0,501
V_test3	Вибіг	30000	0,5299

Таким чином, прийняті наступні еталонні значення показника Херста для кожного режиму роботи обертової системи:

- для режиму розгону  $H_{Ep} = 0,6345 \pm 0,7 \%$  ;
- для перехідного режиму  $H_{Ep} = 0,5135 \pm 0,6 \%$ ;
- стаціонарного режиму  $H_{Ec} = 0,497 \pm 0,8 \%$ ;
- для режиму вибігу  $H_{Ev} = 0,529 \pm 1,1 \%$ .

Значення показників Херста для окремих фрагментів сигналів також будуть інформативними. Так, для режиму розгону характерна присутність тренду. Значення показників Херста знаходяться в межах  $0,5 < H < 1$ , що говорить про персистентний процес. Значення показників Херста, які описують стаціонарний режим експлуатації обертової системи близькі до 0,5, це повною

мірою відображає антиперсистентний процес функціонування обертової системи схожий на білий шум.

**4.2.2.3. Дворівневий аналіз.** Для проведення дослідження еталонних сигналів за допомогою дворівневого аналізу спочатку було отримано модулі біспектрів віброакустичних сигналів, які мають подання у вигляді контурних зображень (рис.4.7). На другому етапі для отриманих оцінок модуля біспектрів було розраховано розмірність Мінковського  $D_M$ . Для розрахунку та графічної візуалізації модулів оцінки біспектру в програмі Matlab було використано функцію `bispecd` з каталогу HOSA (Higher-order spectral analysis) [120], у якій задані такі параметри: `nfft` 2048; `wind` = 5 (вікно РАО-Габра), `samp_seg` = 64, `overlap` 0.

Результати біспектрального аналізу для повного еталонного віброакустичного сигналу, який відображає роботу обертової системи без порушень штатних режимів функціонування, наведено на рис. 4.7,а. Результати біспектрального аналізу для частин сигналу (вибірки по 30000 точок), які відображають роботу обертової системи на стаціонарних та нестаціонарних режимах без порушень режимів функціонування обертової системи (Розгін, Перехідний режим, Стаціонарний та Вибіг), наведено на рис. 4.7,б–4.7,г.

На другому етапі дворівневого аналізу еталонного віброакустичного сигналу, було проведено фрактальний аналіз, за допомогою якого було визначено кількісний інтегральний показник оцінки модулів біспектрів еталонного сигналу.

Для цього для кожного отриманого графічного подання модулів біспектру протягом всього циклу роботи установки (повного сигналу) та його частин, що відображають стаціонарні та нестаціонарні режими експлуатації двигуна було розраховано розмірність Мінковського  $D_M$ , за допомогою алгоритму `Boxcount`. Всі зображення для обробки були однакового розміру 542\*426 px, розширення `jpg`. Розраховані значення були прийняті як еталони для оцінки модулів біспектрів, вони визначають нормальну роботу обертової системи. Отримані результати наведено у табл.4.4.

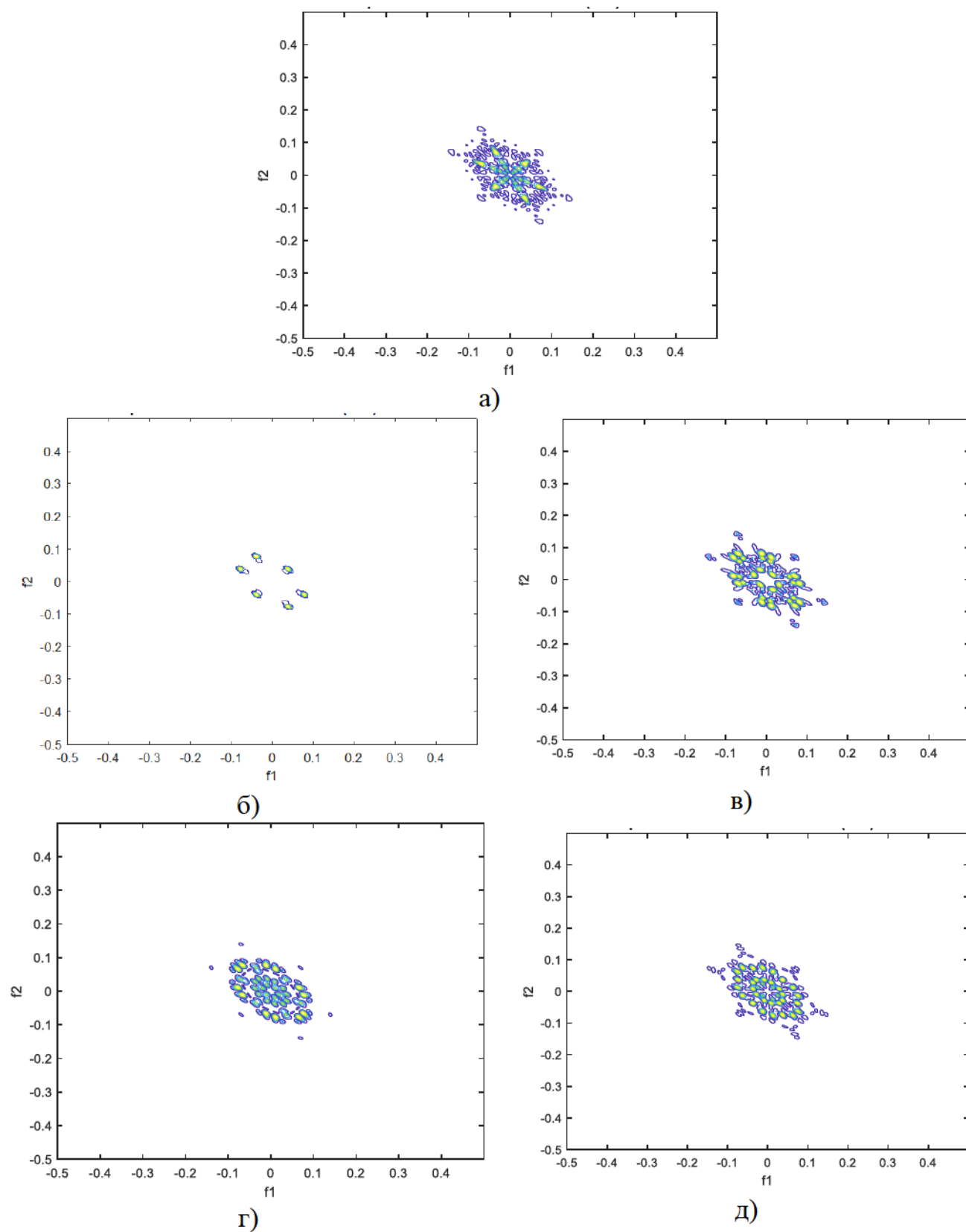


Рисунок 4.7 – Оцінка модулів біспектру еталонного сигналу повної довжини (а) та на різних режимах експлуатації обертової системи: розгін (б); перехідний режим (в); стаціонарний режим (г); вибіг (д)

Таблиця 4.4 – Еталонні значення розмірності Мінковського для модулів біспектрів

Режим роботи	Еталонні значення розмірності Мінковського
Повний сигнал	$D_{ME} = 1.1749 \pm 0,7 \%$
Режим розгону	$D_{MEp} = 0.86439 \pm 0,6 \%$
Перехідний режим	$D_{MEп} = 1.151 \pm 0,6 \%$
Стаціонарний режим	$D_{MEc} = 1.0875 \pm 0,6 \%$
Режим вибігу	$D_{MEв} = 1.1528 \pm 0,6 \%$

Таким чином, в результаті застосування різних методів обробки для еталонних віброакустичних сигналів отримано еталонні значення їх характеристик, які будуть використані для порівняння у наступних етапах дослідження.

### 4.3 Діагностика дисбалансу робочого колеса

Для діагностики дисбалансу компресора турбіни двигуна було проведено експериментальне дослідження, яке полягало в імітації початкового дисбалансу та вимірюванні віброакустичних сигналів, які відображають роботу обертової системи під час даного експлуатаційного порушення на стаціонарних та нестаціонарних режимах її функціонування, а також в обробці отриманих віброакустичних сигналів та визначенні діагностичних показників, які дозволять ідентифікувати дане експлуатаційне порушення. На рис.4.8 показано процес імітації дисбалансу.

Методика проведення експерименту імітаційного моделювання впливу дисбалансу компресора турбіни на роботу обертової системи містить наступні етапи:

1. Імітація дисбалансу компресора турбіни. На лопатку приклеїти невеликий шматок м'якої тканини масою  $m_1 = 0,3$  гр.
2. Виміряти та записати у файл віброакустичний сигнал, який відображує





а)



б)

Рисунок 4.8 – Імітація дисбалансу з доданою масою 0,3 гр (а) та доданою масою 0,9 гр (б)

роботу системи з невеликим дисбалансом однієї лопатки.

3. Імітація збільшення дисбалансу компресора турбіни. На лопатку приклеїти невеликий шматок м'якої тканини більшої маси  $m_2 = 0,9$  гр.
4. Виміряти та записати у файл віброакустичний сигнал, що відображує роботу системи зі збільшенням дисбалансу.
5. Провести обробку вимірних віброакустичних сигналів:
  - а) частотно-часовий аналіз повних сигналів (побудувати спектрограми);
  - б) *R/S* аналіз:
    - вимірних вібраційних сигналів повної довжини;
    - фрагментів сигналів, які відображають роботу обертової системи на різних режимах експлуатації (розгін, перехідний режим, стаціонарний режим, режим вибігу);
  - в) Дворівневий аналіз:
    - вимірних вібраційних сигналів повної довжини;
    - фрагментів сигналів, які відображують роботу обертової системи на різних режимах експлуатації (розгін, перехідний режим, стаціонарний режим, режим вибігу);

6. На основі отриманих результатів обробки вимірних віброакустичних сигналів, визначити характер змінювання діагностичних показників відносно еталонних значень для діагностування дисбалансу робочого колеса обертової системи.

Отримані сигнали мають шумоподібну структуру, їх форма візуально не відрізняється від еталонних сигналів. Реалізація (рис.Д.1) та параметри вимірних віброакустичних сигналів (табл.Д.1), які описують роботу обертової системи з наявністю дисбалансу компресора турбіни на етапі зародження представлені у Додатку Д.

Відповідно до розробленої методики, на першому етапі обробки використано частотно-часовий аналіз. На рис.4.9 наведено графіки тривимірного (рис.4.9,а) та двовимірного (рис.4.9,б) подання спектрограм вимірних сигналів, які містять дисбаланс з доданою масою  $m_2$ . Отримані спектрограми практично не відрізняються від еталонних, наведених на рис.4.6, рівень шуму та частотних компонентів не змінюються.

На наступному етапі обробки віброакустичних сигналів був розрахований показник Херста. Спочатку  $R/S$ -аналіз було застосовано для повних сигналів, а далі для окремих його частин, які описують роботу обертової системи на різних режимах експлуатації.

Отримані значення показника Херста наведено в табл.4.5 та табл.4.6. Додатково розраховані значення показника  $V$ , який характеризує швидкість змінювання показника Херста при переході об'єкта від бездефектного стану до дефектного і визначається у відсотках за наступним виразом (4.1) [83]:

$$V = \frac{|H_E - H|}{H_E} \cdot 100\% \quad (4.1),$$

де  $H$  - отриманий показник Херста,  $H_E$  – еталонне значення показника Херста.

Аналізуючи отримані результати, можна спостерігати тенденцію, що показник Херста збільшується зі збільшенням дисбалансу як для повного сигналу так і для його окремих частин на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації. Для повного сигналу збільшення показника Херста

порівняно з еталонним є дуже незначним (до 2%).

Таблиця 4.5 – Значення показників Херста для віброакустичних сигналів, які відображують роботу обертової системи з дисбалансом

Параметри	m1	m2	Еталонне значення показника Херста, $H_E$
Кількість точок	278528	311296	200000-400000
Значення показника Херста, $H$	0,5229	0,5236	0,5147 $\pm$ 0,9%.
V,%	2 %	2%	

Таблиця 4.6 – Значення показників Херста для діагностики дисбалансу обертової системи на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації

Режим роботи	Значення показника Херста для сигналу з дисбалансом m1	Значення показника Херста для сигналу з дисбалансом m2	Еталонне значення показника Херста
Розгін	0,6295	0,6431	$H_{Ep} = 0,6345 \pm 0,7 \%$
V,%	0,8 %	1,4 %	
Перехідний	0,508	0,5202	$H_{Ep} = 0,5135 \pm 0,6 \%$
V,%	1 %	1 %	
Стаціонарний	0,5073	0,5205	$H_{Ec} = 0,497 \pm 0,8 \%$
V,%	2%	<b>5%</b>	
Вибіг	0,5072	0,5167	$H_{Ev} = 0,529 \pm 1,1 \%$
V,%	<b>4 %</b>	2 %	

Отримані результати *R/S*-аналізу для окремих частин сигналу показали, що для сигналу з початковим дисбалансом m1 показник Херста найбільше змінюється порівняно з еталонним значенням на режимі вибігу (4%). Для сигналу зі збільшеним дисбалансом m2 найбільша зміна показника Херста

відбувається під час стаціонарного режиму експлуатації (5%). Для інших режимів роботи обертової системи з дисбалансом  $m_1$  та  $m_2$  швидкість зміни показника Херста порівняно з еталонним значенням незначна (1-2%).

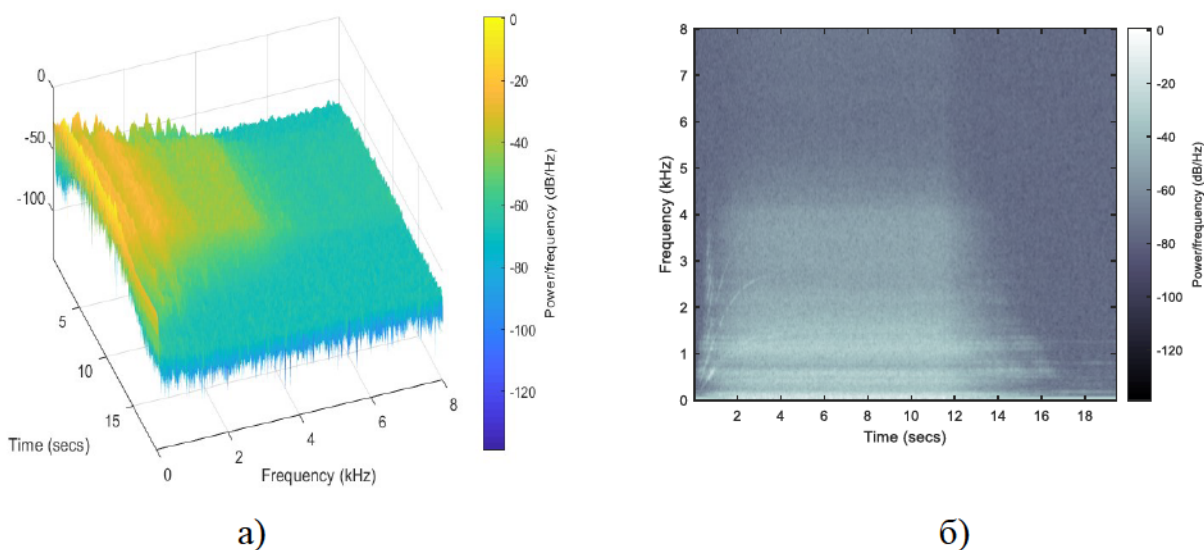


Рисунок 4.9 – Спектрограми віброакустичного сигналу, які відображують роботу обертової системи з дисбалансом (додана маса  $m_2$ ) у: а) тривимірному поданні; б) двовимірному поданні

З отриманих результатів видно, що значення показника Херста під час стаціонарного режиму зі збільшенням дисбалансу збільшується та наближується до 1, що свідчить про наявність стійкого тренду у сигналі. На відміну від нестационарних режимів роботи, де зміна показника Херста відбувається в залежності від вже присутньої нестационарності в сигналі (компенсація присутнього тренду). Можна зробити висновок, що  $R/S$  – аналіз для визначення дисбалансу робочого колеса обертової системи, ефективно проводити на стаціонарному режимі роботи ГТД.

Наступний етап обробки вимірюваних віброакустичних сигналів, які відображують роботу обертової системи з дисбалансом полягав у дворівневому аналізі. Отримано оцінки модулів біспектру (рис. 4.10) для повних віброакустичних сигналів та їх частин (вибірки по 30000 точок) на режимах



розгону, перехідному, стаціонарному та режимі вибігу обертової системи з дисбалансом.

З представлених результатів видно, що отримані контурні зображення модулів оцінок біспектру відрізняються від еталонних, наведених на рис.4.6.

Наступна частина дворівневого аналізу – фрактальний аналіз, у ході якого для кожного отриманого біспектру, що відображує роботу обертової системи з дисбалансом однієї лопатки, було розраховано розмірність Мінковського. Отримані дані наведено у табл.4.7.

Додатково були розраховані значення показника  $V$ , який характеризує швидкість змінювання Розмірності Мінковського при переході об'єкта від бездефектного стану до дефектного і визначається у відсотках за наступним виразом [83]:

$$V = \frac{|D_{ME} - D|}{D_{ME}} \cdot 100\%, \quad (4.2),$$

де  $D$  – отримане значення розмірності Мінковського,  $D_{ME}$  – еталонне значення розмірності Мінковського.

З отриманих результатів дворівневого аналізу для повних сигналів з дисбалансом робочого колеса двигуна видно, що значення РМ з початковим дисбалансом  $m1$  менше еталонного на 8%, а для сигналу зі збільшеним дисбалансом  $m2$  значення РМ менше еталонного майже у два рази. Можна зробити висновок, що значення РМ зменшується зі збільшенням дисбалансу, порівняно з його еталонними значеннями.

З отриманих результатів дворівневого аналізу для частин сигналу, які характеризують кожен режим окремо, можна зробити наступні висновки:

1. Значення РМ на режимі розгону збільшується зі збільшенням дисбалансу, для дисбалансу масою  $m2$  швидкість зміни РМ складає 27%;
2. Значення РМ під час вибігу, перехідному та стаціонарному режимах експлуатації обертової системи зменшується зі збільшенням дисбалансу;
3. Перехідний режим роботи недостатньо інформативний для діагностики дисбалансу робочого колеса турбіни. РМ змінюється незначно, порівняно

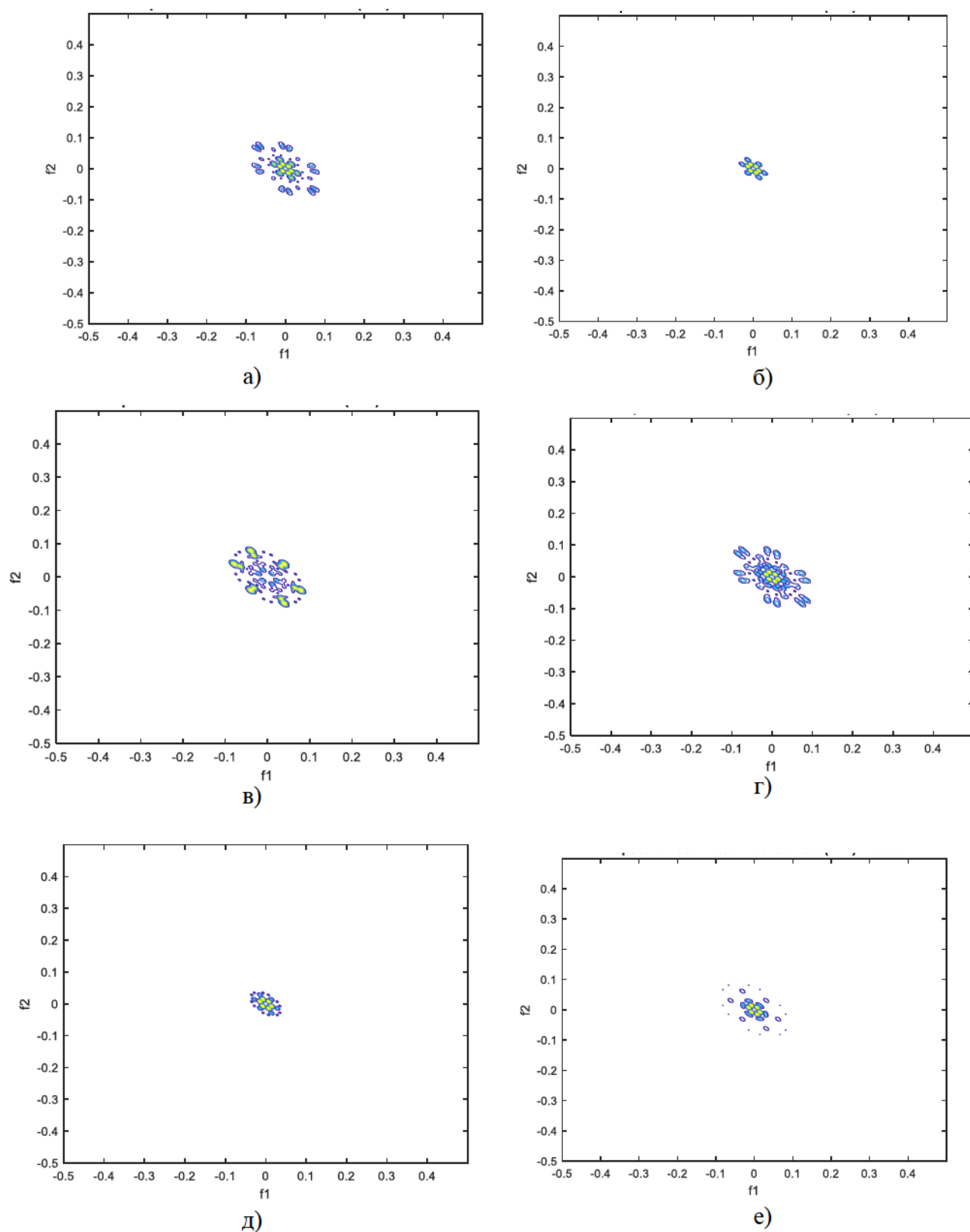


Рисунок 4.10 – Оцінка модулів біспектру для сигналів з дисбалансом повної довжини з доданою масою  $m_1$  (а); повної довжини зі збільшеною масою  $m_2$  (б); та на різних режимах роботи двигуна з доданою масою  $m_2$ : розгін (в), перехідний режим (г), стаціонарний режим (д) та вибіг (е)

Таблиця 4.7 – Значення Розмірності Мінковського для діагностики дисбалансу робочого колеса обертової системи

Режим роботи	Значення Розмірності Мінковського сигналу з дисбалансом $m_1$	Значення Розмірності Мінковського сигналу з дисбалансом $m_2$	Еталонні значення Розмірності Мінковського
Повний сигнал	1,0785	0,6496	$D_{ME} = 1,1749 \pm 0,7 \%$
V, %	<b>8%</b>	<b>44%</b>	
Розгін	0,93	1,095	$D_{MEp} = 0,8643 \pm 0,6 \%$
V, %	<b>6%</b>	<b>27%</b>	
Перехідний	1,1316	1.1288	$D_{MEп} = 1,151 \pm 0,6 \%$
V, %	1,7%	1,9%	
Стаціонарний	0,892	0,717	$D_{MEc} = 1,0875 \pm 0,6 \%$
V, %	<b>18%</b>	<b>34%</b>	
Вибіг	1,03	0,923	$D_{MEB} = 1,1528 \pm 0,6 \%$
V, %	<b>11%</b>	<b>20%</b>	

з її еталонними значеннями (2 %);

- Діагностика дисбалансу виявилась найбільш ефективною на стаціонарному режимі роботи обертової системи. Значення РМ зменшується зі збільшенням дисбалансу, швидкість змінювання РМ для збільшеного дисбалансу (додана маса  $m_2$ ) складає більше 30 %
- На режимі вибігу значення РМ зменшується порівняно з її еталонними значеннями для даного режиму роботи. Швидкість змінювання РМ для збільшеного дисбалансу (додана маса  $m_2$ ) складає 20%.

Таким чином РМ, визначена для оцінок модулів біспектрів віброакустичних сигналів, може бути використана для діагностики початкового дисбалансу робочого колеса двигуна.

Діагностичною ознакою для виявлення дисбалансу на стаціонарному режимі роботи обертової системи буде одночасне збільшення показника Херста та зменшення розмірності Мінковського (отриманої для біспектральних оцінок віброакустичних сигналів) порівняно з їх еталонними значеннями.

Для нестаціонарного режиму роботи двигуна про появу дисбалансу робочого колеса двигуна може свідчити підвищення РМ на режимі розгону.

#### **4.4 Діагностика попадання в компресор турбіни сторонніх предметів невеликого розміру**

Для діагностики попадання в турбіну компресора сторонніх предметів невеликого розміру (імітація потрапляння в компресор СТ пилу, піску, мілкою гравію, граду тощо) та розробки діагностичного алгоритму було проведено експеримент, який імітує потрапляння в турбіну компресора сторонніх предметів невеликого розміру, та визначено діагностичні показники, які дозволять його ідентифікувати.

Методика проведення експерименту містить наступні кроки:

1. Імітація попадання сторонніх предметів невеликого розміру в компресор турбіни. Виготовити 31 кульку з алюмінієвої фольги (маса кожної кульки приблизно однакова ( $0,17 \pm 10\%$  г), вага всіх кульок разом 5,5 г, діаметр кожної кульки 0,009-0,01 м).
2. Провести Дослід 1 за наступною послідовністю: увімкнути запис сигналу та запустити двигун установки, після виходу двигуна обертової системи на стаціонарний режим роботи одночасно вкинути в компресор турбіни 17 кульок загальною масою 3 г, після чого зачекати приблизно 5-6 с та вимкнути двигун і зупинити запис сигналу.
3. Вимірний віброакустичний сигнал під час Дослід 1 зберегти у файл.
4. Провести Дослід 2 за наступною послідовністю: увімкнути запис сигналу та запустити двигун установки, після виходу двигуна обертової системи на стаціонарний режим роботи одночасно вкинути в компресор турбіни



14 кульок загальною масою 2,5 гр, після чого зачекати приблизно 5-6 с та вимкнути двигун і зупинити запис сигналу.

5. Вимірний віброакустичний сигнал під час Дослід 2 зберегти у файл.
6. Провести обробку вимірних віброакустичних сигналів:
  - а) частотно-часовий аналіз повних сигналів (побудувати спектрограми);
  - б) проаналізувати отримані спектрограми та визначити часовий проміжок попадання кульок в турбіну обертової системи; виділити з повного сигналу фрагмент, який містить безпосередньо проміжок часу потрапляння кульок;
  - в)  $R/S$  – аналіз:
    - вимірних віброакустичних сигналів повної довжини;
    - частин сигналів, які відображують роботу установки на стаціонарному режимі;
    - фрагментів сигналів, які безпосередньо містять часовий проміжок вкидання кульок;
  - г) Дворівневий аналіз:
    - вимірних віброакустичних сигналів повної довжини;
    - частин сигналів, які відображують роботу установки на стаціонарному режимі;
    - фрагментів сигналів, які безпосередньо містять часовий проміжок вкидання кульок;
7. Порівняти отримані діагностичні показники з еталонними значеннями;
8. На основі отриманих результатів обробки вимірних віброакустичних сигналів, визначити характер змінювання діагностичних показників відносно їх еталонних значень для діагностування потрапляння в турбіну обертової системи сторонніх предметів невеликого розміру.

Реалізація (рис.Д.2) та параметри отриманих віброакустичних сигналів (табл.Д.2), які випромінюється фізичною моделлю обертової системи під час потрапляння на стаціонарному режимі в турбіну предметів невеликого розміру

(під час Дослідів 1 та Дослідів 2) наведено у Додатку Д.

Потрібно зауважити, що масштаб наведених на графіках сигналів відрізняється, через технічні особливості програми для їх обробки. Але отримані сигнали зберігають шумоподібну структуру та їх форма візуально не відрізняється від еталонних.

Для отриманих віброакустичних сигналів під час Дослідів 1 та Дослідів 2, які описують роботу обертової системи під час потрапляння сторонніх предметів невеликого розміру в компресор турбіни, повної довжини (записаних протягом всього циклу роботи установки), було проведено частотно-часовий аналіз, відповідно до розробленої методики.

На рис. 4.11 показано спектрограми, результати частотно-часового аналізу віброакустичних сигналів, які відображають роботу обертової системи під час потрапляння сторонніх предметів невеликого розміру в компресор турбіни, у вигляді тривимірного та двовимірного подання.

На представлених спектрограмах, окрім стандартного для цієї обертової системи, рівня шуму та частотних компонентів, присутні спектральні складові більшої інтенсивності в діапазоні вищих частот ( $f > 2\text{кГц}$ ), у вигляді паралельних ліній (виділені в червоному прямокутнику), які відображають моменти вкидання кульок та їх відбивання від лопаток турбіни. Як видно з результатів ЧЧА, на рис. 4.11,а, вкидання першої партії дрібних кульок (17 шт) в обертову систему відбулося в проміжку часу 9-10 с під час проведення Дослідів 1. Під час проведення Дослідів 2 вкидання другої партії кульок (14 шт) в обертову систему відбулося в проміжку часу 9-10 с (рис.4.11,б).

Для подальшої обробки, з повних сигналів були виділені їх фрагменти з робочими назвами Фрагмент 1 та Фрагмент 2 відповідно для Дослідів 1 та 2, які містять моменти потрапляння кульок в турбіну обертової системи на часовому проміжку 9-11 с (300000 точок для обробки).

Наступним етапом обробки, згідно розробленої методики був проведений  $R/S$  – аналіз отриманих віброакустичних сигналів повної довжини. В табл.4.8 наведено результати  $R/S$  – аналізу для отриманих повних сигналів, які

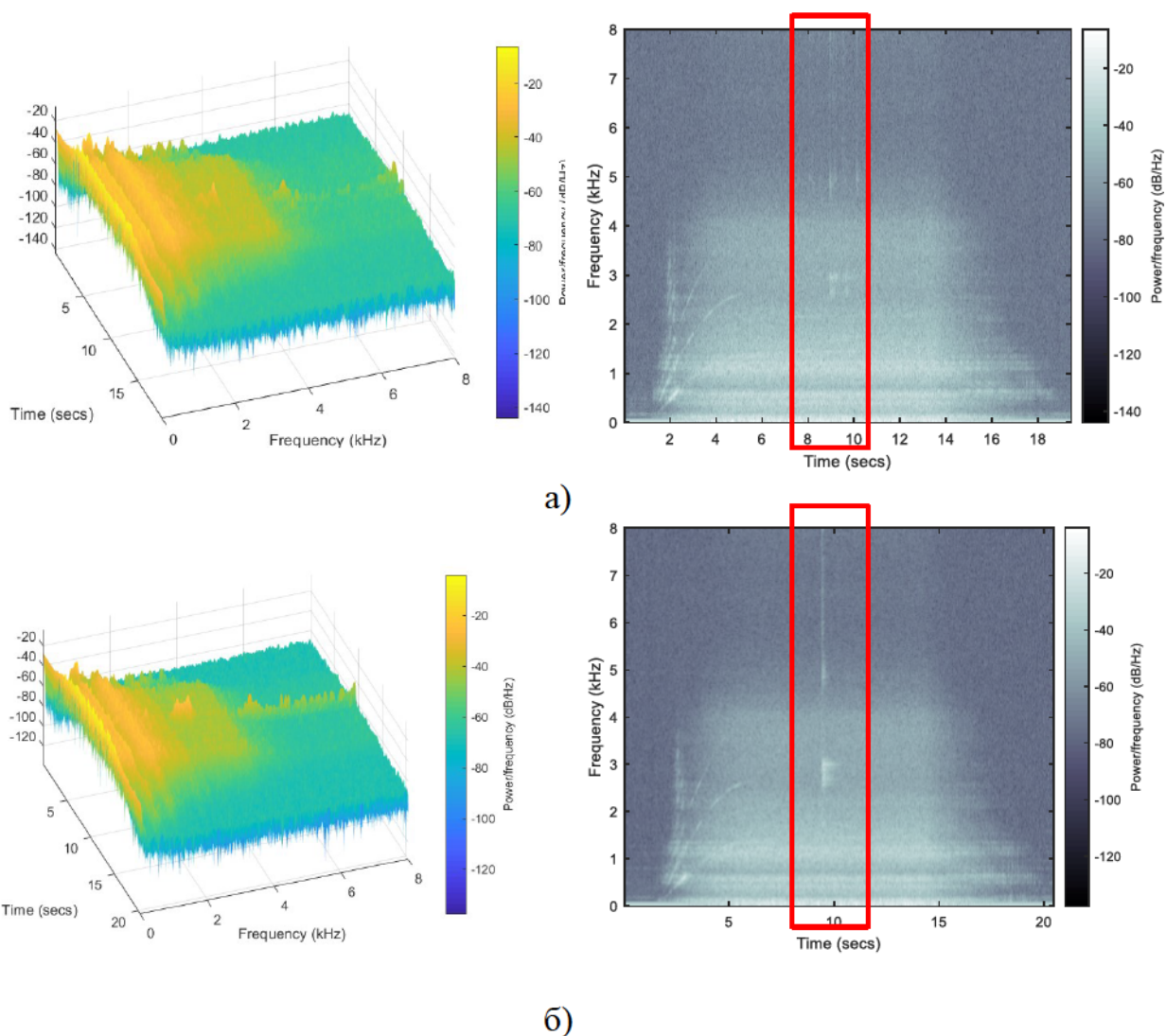


Рисунок 4.11 – Спектрограми віброакустичних сигналів, отримані під час Дослідів 1 (а); Дослідів 2 (б)

відображують роботу обертової системи під час потрапляння м'яких предметів на стаціонарному режимі. Для порівняння результатів додатково розраховані значення показника  $V$  за виразом (4.1).

Як видно з отриманих результатів,  $R/S$  - аналіз сигналів виміряних під час Дослідів 1, коли удар від кульок був дуже незначний, виявився не інформативним, показник Херсту практично не відрізняється від еталонних значень. У сигналі, виміряному під час Дослідів 2, було зафіксовано удар більшої потужності, що відобразилось у зменшенні показника Херста, порівняно з еталонним значенням на 4%.

Для підвищення інформативності  $R/S$ -аналізу, значення показника Херста

Таблиця 4.8 – Значення показників Херста для повних віброакустичних сигналів, які містять попадання сторонніх предметів невеликого розміру.

Параметри	Дослід 1	Дослід 2	Еталонне значення показника Херста, $H_E$
Кількість точок	311296	327680	200000-400000
Значення показника Херста	0,5096	0,4965	$0,5147 \pm 0,9\%$ .
$V, \%$	1%	<b>4%</b>	

були також розраховані для частин сигналів, які відображують роботу установки на стаціонарному режимі роботи та які безпосередньо містять часовий проміжок вкидання кульок. Результати наведено в табл.4.9. Для порівняння результатів додатково розраховані значення показника  $V$  за виразом (4.1).

Таблиця 4.9 – Значення показників Херста для діагностики попадання в турбіну сторонніх предметів

Стаціонарний режим роботи	Дослід 1	Дослід 2	Еталонне значення показника Херста, $H_{Ec}$
Отримані значення показника Херста для стаціонарного режиму роботи, $H$	0,4789	0,4159	$0,497 \pm 0,8 \%$
$V, \%$	<b>4 %</b>	<b>16%</b>	
Отримані значення показника Херста для фрагментів сигналу з попаданням кульок, $H$	0,4132	0,4192	
$V, \%$	<b>17%</b>	<b>15%</b>	

З отриманих результатів видно, що значення показника Херста для частин сигналів, які містять момент потрапляння сторонніх предметів невеликого



розміру зменшується порівняно з еталонними, в середньому на 16%.

Наступний крок обробки отриманих віброакустичних сигналів, полягав у дворівневому аналізі. Перший рівень – розрахунок модулів біспектру для вібраційних сигналів повної довжини (рис. 4.12,а). Також було проведено біспектральний аналіз для частин вібраційних сигналів без порушення (рис.4.12,б) та фрагментів сигналів, які безпосередньо охоплюють момент вкидання кульок (рис.4.12,в).

На другому етапі дворівневого аналізу для отриманих оцінок модуля біспектру віброакустичних сигналів, як для повних сигналів так і для його частин було проведено Фрактальний аналіз та розраховано розмірності Мінковського.

Результати ФА наведено у табл.4.10, для порівняння в цій таблиці наведено еталонні значення  $D_{ME}$ , розраховані в пункті 4.1. Додатково були розраховані значення показника  $V$  за виразом (4.2).

З отриманих результатів дворівневого аналізу віброакустичних сигналів (табл.4.10) можна зробити такі висновки:

1. Значення РМ для біспектрів віброакустичних сигналів повної довжини, які відображують роботу обертової системи під час потрапляння у турбіну компресора сторонніх предметів зменшується у порівнянні з його еталонними значеннями;
1. Швидкість змінювання показника Херста, розрахованого для повних сигналів досягає 5% під час Дослідів 2, коли більшість кульок відбилась від лопаток, та сила удару була більше ніж під час Дослідів 1;
2. Значення РМ для частин сигналів, які містять момент потрапляння сторонніх предметів в турбіну двигуна на стаціонарному режимі зменшується незначно, порівняно з еталонним значенням РМ (2%);
3. Значення РМ отриманого для фрагменту сигналу, який безпосередньо містить момент потрапляння кульок зменшилось на 12% порівняно з еталонним.

У ході аналізу результатів обробки віброакустичних сигналів, які містять попадання сторонніх предметів невеликого розміру в турбіну двигуна на

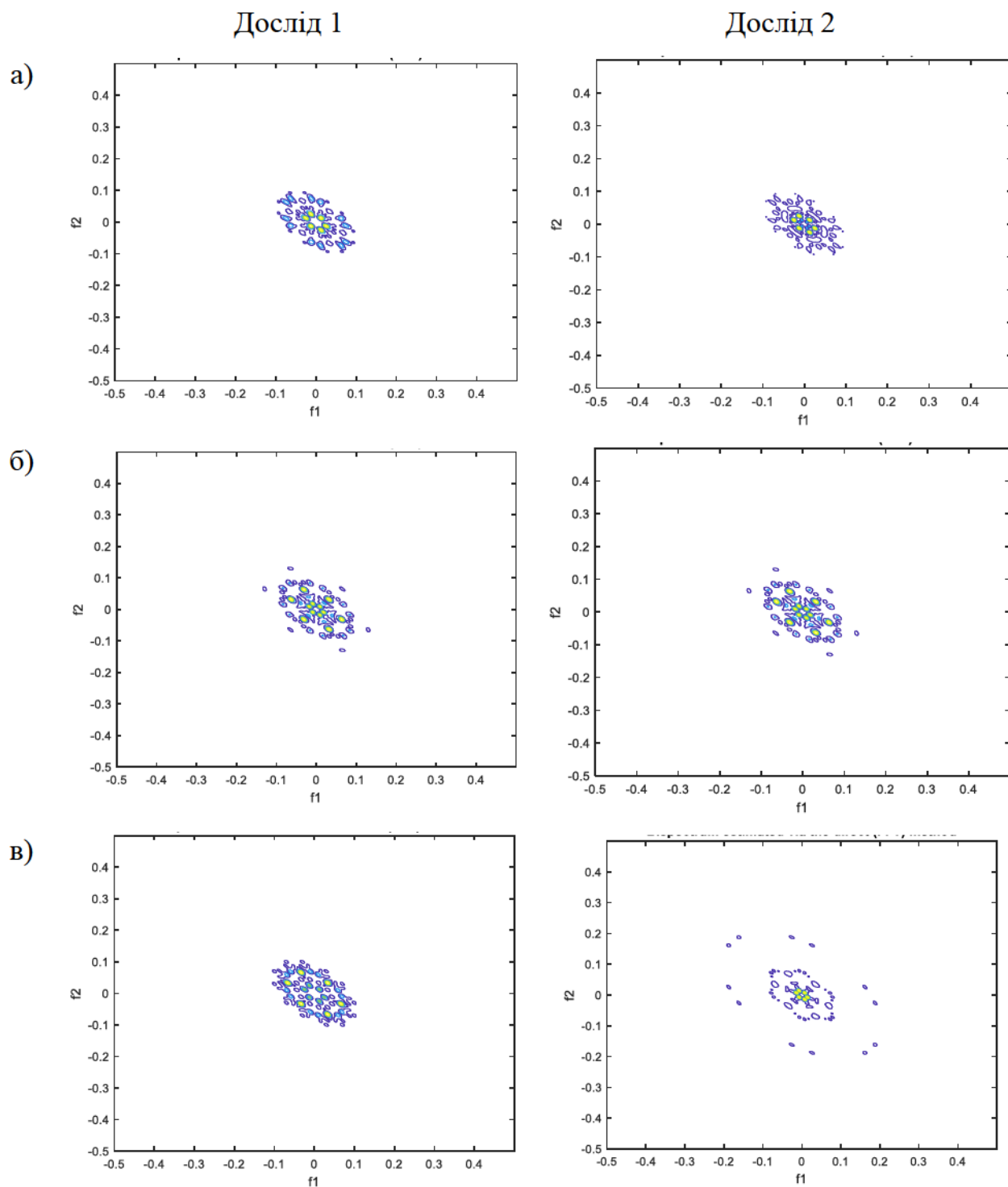


Рисунок 4.12 – Результати біспектрального аналізу віброакустичних сигналів виміряних під час потрапляння сторонніх предметів в турбіну двигуна: повної довжини (а); частин на стаціонарному режимі (б); фрагментів які безпосередньо охоплюють момент потрапляння в обертovu систему сторонніх предметів (в)

Таблиця 4.10 – Значення РМ для діагностики потрапляння у турбіну компресора сторонніх предметів

Режим роботи	Дослід1	Дослід2	Еталонні значення Розмірності Мінковського, $D_M$
Повний сигнал	1,14	1,117	$D_{ME}=1,1749\pm0,7 \%$
V, %	<b>3%</b>	<b>5%</b>	
Стаціонарний режим	1,0692	1,069	$D_{MEC}=1,0875\pm0,6 \%$
V, %	2%	2%	
Фрагмент з попаданням	1,072	0,954	
V, %	2%	<b>12%</b>	

стаціонарному режимі експлуатації, було виявлено, що у випадку, коли потрапляння відбувається на стаціонарному режимі експлуатації з достатньою силою та направленістю, то значення показника Херста знижуються в середньому на 16%, а значення РМ знижуються на 12%. В той же час для фрагментів сигналу без попадання значення показника Херста та РМ знаходяться в еталонних межах.

Діагностичною ознакою виявлення попадання сторонніх предметів невеликого розміру в турбіну двигуна під час стаціонарного режиму роботи буде одночасне зниження значення показника Херста та зниження значення РМ, порівняно з їх еталонними значеннями.

#### 4.5 Діагностика попадання в компресор турбіни сторонніх предметів середнього розміру

Для діагностики потрапляння в турбіну компресора сторонніх предметів середнього розміру (наприклад потрапляння в компресор СТ невеликої пташки, будь-якої органіки, ганчір'я, залишеного під час огляду інструменту тощо) було проведено експеримент, який імітує таке порушення штатного режиму роботи

обертової системи. Визначено діагностичні ознаки та характер їх змінювання відносно еталонних значень.

Методика проведення експерименту імітаційного моделювання потрапляння в турбіну компресора сторонніх предметів середніх розмірів містить наступні етапи:

1. Імітація попадання сторонніх предметів середнього розміру в турбіну обертової системи. Виготовити 3 кульки з паперу та клейової паперової стрічки. Маса та діаметр кожної кульки складає  $m=2\pm5\%$  г,  $d=30\pm5\%$  мм;
2. Провести Дослід 3 за наступною послідовністю: увімкнути запис сигналу та запустити двигун установки, після виходу двигуна обертової системи на стаціонарний режим роботи зачекати приблизно 4-5 с послідовно вкинути в компресор турбіни дві кульки з інтервалом приблизно 1 с, після чого вимкнути двигун і зупинити запис сигналу.
3. Вимірний віброакустичний сигнал зберегти у файл.
4. Провести Дослід 4 за наступною послідовністю: увімкнути запис сигналу та запустити двигун установки, після виходу двигуна обертової системи на стаціонарний режим роботи послідовно вкинути в компресор турбіни три кульки з інтервалом приблизно 1 с, після чого вимкнути двигун і зупинити запис сигналу.
5. Вимірний віброакустичний сигнал зберегти у файл.
6. Провести обробку вимірних віброакустичних сигналів:
  - а) частотно-часовий аналіз повних сигналів (побудувати спектрограми);
  - б) проаналізувати отримані спектрограми та визначити часові моменти попадання кульок в турбіну обертової системи;
  - в) виділити з повних сигналів, записаних під час одного повного циклу роботи обертової системи у ході Дослід 3 та Дослід 4, фрагменти, які містять:
    - безпосередньо проміжок часу, під час якого була подія потрапляння кульок;
    - фрагменти стаціонарного режиму роботи без порушення;



г)  $R/S$  – аналіз:

- віброакустичних сигналів повної довжини;
- фрагментів сигналів, які відображують роботу установки на стаціонарному режимі без порушення роботи;
- фрагментів сигналів, які відображують роботу установки на стаціонарному режимі та охоплюють часові моменти попадання кульок;

д) Дворівневий аналіз:

- віброакустичних сигналів повної довжини;
- фрагментів сигналів, які відображують роботу установки на стаціонарному режимі без порушення роботи;
- фрагментів сигналів, які відображують роботу установки на стаціонарному режимі та охоплюють часові моменти попадання кульок;

9. Порівняти отримані діагностичні показники з еталонними значеннями;

10. На основі отриманих результатів обробки вимірних віброакустичних сигналів, визначити характер змінювання діагностичних показників відносно їх еталонних значень для діагностування потрапляння в турбіну обертової системи сторонніх предметів середнього розміру.

Реалізація (рис.Д.3) та параметри отриманих віброакустичних сигналів (табл.д.3), які відображають роботу обертової системи під час потрапляння в компресор турбіни предметів середнього розміру наведено в Додатку Д. Отримані сигнали зберігають шумоподібну структуру та їх форма візуально не відрізняється від еталонних. В результаті ЧЧА віброакустичних сигналів було отримано спектрограми, які наведено на рис.4.13.

На представлених спектрограмах, крім стандартного для цієї обертової системи рівня шуму та частотних компонентів, присутні спектральні складові більшої інтенсивності в діапазоні вищих частот ( $f > 2\text{кГц}$ ), подібно до експериментів з вкиданням кульок невеликого розміру (Дослід 1,2). Паралельні лінії світлого відтінку, які присутні на спектрограмі (виділені червоним

прямокутником) свідчать про те, що в цей момент відбулась подія потрапляння стороннього предмету в обертову систему.

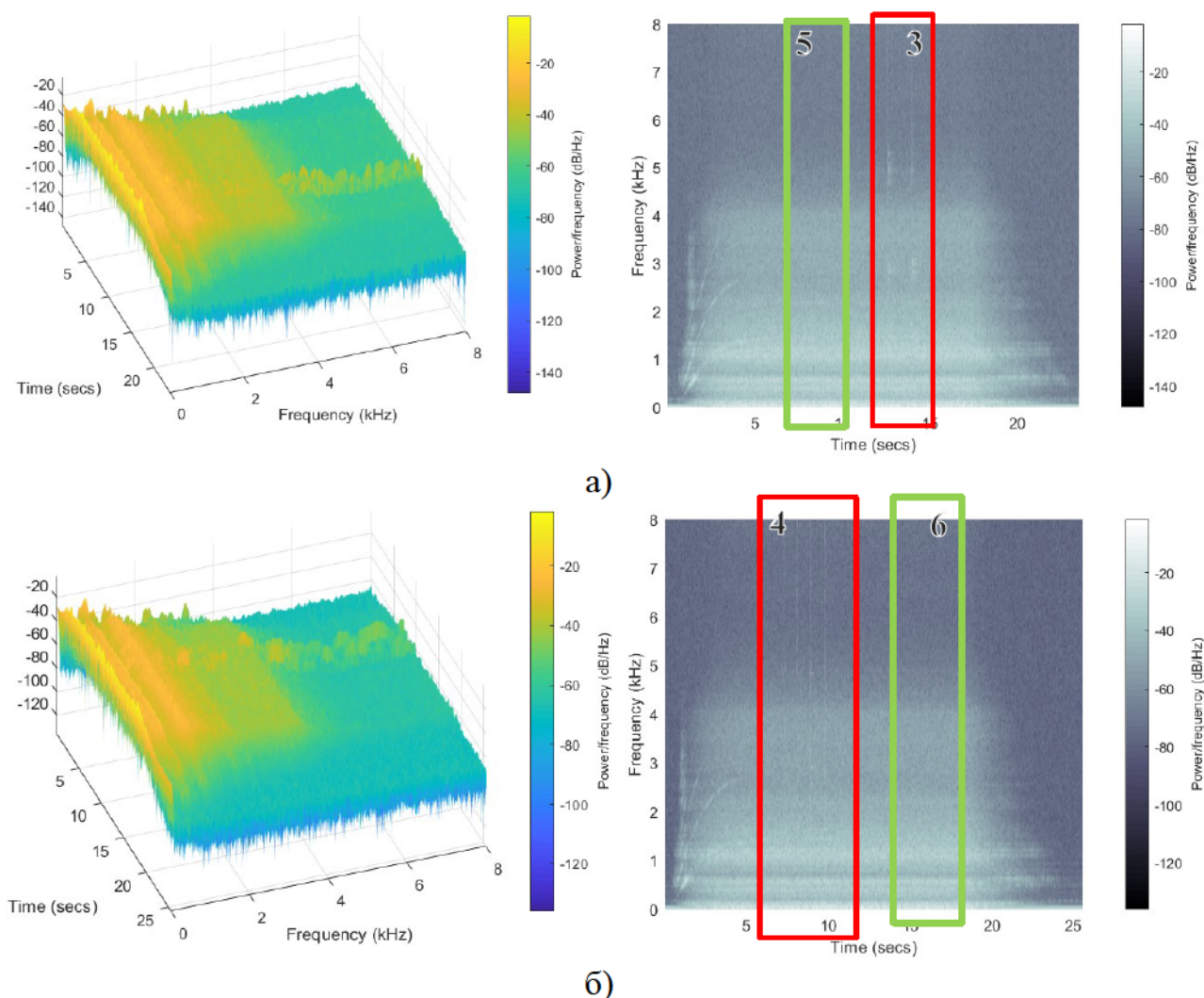


Рисунок 4.13 – Спектрограми віброакустичних сигналів виміряних під час Дослідів 3 (а); Дослідів 4 (б)

З отриманих результатів видно, що вкидання двох кульок в турбіну відбулося в моменти часу  $t_1=12\text{с}$  та  $t_2=13\text{с}$  під час проведення Дослідів 3 (рис. 4.13,а). При послідовному вкиданні трьох кульок в моменти часу  $t_1=7,5\text{с}$ ,  $t_2=8,2\text{с}$  та  $t_3=9\text{с}$  під час проведення Дослідів 4 (рис. 4.13,б) остання вкинута кулька декілька разів відбилась від лопаток обертової системи, в результаті окрім визначених моментів на рис. 4.13,б присутній додатковий момент часу ( $t_4=10\text{с}$ ),

в який також з'являються спектральні складові більшої інтенсивності в діапазоні вищих частот.

Для подальшої обробки, з повних сигналів були виділені фрагменти, які містять моменти потрапляння кульок в турбіну обертової системи (по 300000 точок): Фрагмент 3 (виділений на часовому проміжку 8 с–10 с) та Фрагмент 4 (виділений на часовому проміжку 12 с–13 с) відповідно для Дослідів 3 та 4. Також, згідно з розробленою методикою, окремо були виділені фрагменти, які містять частини сигналів, що відображують роботу обертової системи на стаціонарному режимі роботи без попадання сторонніх предметів.

Результати, отримані на етапі проведення  $R/S$  – аналізу віброакустичних сигналів повної довжини, а також еталонні значення показника Херста ( $H_E$ ) та значення показника  $V$ , які розраховані за виразом (4.1), наведено в табл.4.11.

З отриманих результатів, наведених у табл.4.11, можна зробити висновок, що  $R/S$ -аналіз для повних сигналів, виміряних під час потрапляння сторонніх предметів середнього розміру в турбіну двигуна на стаціонарному режимі не достатньо інформативний. Значення показника Херста для повного сигналу, виміряного під час Дослідів 3 та Дослідів 4 змінюється незначно (близько 2%). За відсутності тренду, значення показника Херсту близьке до 0,5, що характерно для білого шуму.

Таблиця 4.11 – Значення показників Херста для діагностики попадання сторонніх предметів середнього розміру

Параметри	Дослід 3	Дослід 4	Еталонне значення показника Херста, $H_E$
Кількість точок	376832	409600	200000-400000
Значення показника Херста	0,506	0,507	0,5147±0,9%.
$V, \%$	2%	1,5%	

Для підвищення інформативності  $R/S$ -аналізу, його було застосовано до попередньо виділених фрагментів сигналів, які відображують роботу установки

на стаціонарному режимі без порушень (Фрагменти 5 та 6) та частин сигналів, які охоплюють безпосередньо попадання в турбіну сторонніх предметів невеликого розміру (Фрагменти 4 та 3). Результати занесені в табл.4.12.

Таблиця 4.12 – Значення показників Херста для діагностики попадання в турбіну сторонніх предметів середнього розміру

Стаціонарний режим роботи	Дослід 3	Дослід 4	Еталонне значення показника Херста, $H_{Ec}$
	Фрагмент 5	Фрагмент 6	$0,497 \pm 0,8 \%$
Значення показника Херста, $H$	0,5056	0,4972	
$V, \%$	1%	0.04%	
	Фрагмент 3	Фрагмент 4	
Значення показника Херста, $H$	0,4817	0,4769	
$V, \%$	<b>3%</b>	<b>4%</b>	

З представлених у табл.4.12 результатів, видно, що для фрагментів, які містять моменти попадання (3 та 4), значення показника Херста зменшується на 3–4%. Значення показника Херста для частин сигналу без потрапляння сторонніх предметів наближуються до еталонних.

Наступний крок обробки віброакустичних сигналів, полягав у дворівневому аналізі для повних сигналів та для попередньо виділених фрагментів вібраційних сигналів, які містять моменти вкидання в турбіну компресора сторонніх предметів на стаціонарному режимі експлуатації та фрагментів сигналів на стаціонарному режимі без порушень штатного режиму роботи обертової системи.

Для отриманих на першому рівні аналізу, оцінок модуля біспектру було проведено Фрактальний аналіз та розраховано розмірності Мінковського. Результати ФА та еталонні значення Розмірності Мінковського,  $D_M$  наведено у табл.4.13. Додатково розраховані значення показника  $V$  за виразом (4.2).



Таблиця 4.13 – Значення Розмірності Мінковського для діагностики потрапляння у турбіну компресора сторонніх предметів середнього розміру

Режим роботи	Дослід3	Дослід4	Еталонні значення Розмірності Мінковського, $D_M$
Повний сигнал	1,119	1,1288	$D_{ME}=1,1749\pm0,7 \%$
V, %	<b>5%</b>	<b>4%</b>	
	Фрагмент 5	Фрагмент 6	$D_{MEc}=1,0875\pm0,6 \%$
Фрагмент без попадання	1,0644	1,101	
V, %	2%	1,3%	
	Фрагмент 3	Фрагмент 4	
Фрагмент з попаданням	0,965	0,7615	
V, %	<b>11%</b>	<b>29%</b>	

Як видно, з наведених у табл. 4.13, результатів значення РМ, розраховане для повних сигналів зменшується на 4-5%, порівняно з його еталонним значенням. Значення РМ, розраховані для фрагментів сигналу які містять попадання двох та трьох кульок середнього розміру (Фрагмент 3 та 4), зменшуються у порівнянні з еталонним значенням на 11% та майже 30% відповідно, на відміну від фрагментів 5 та 6, для яких розраховані значення РМ знаходяться в межах еталонних значень для оцінки модуля біспектру.

Отже, з представлених результатів обробки віброакустичних сигналів, які містять попадання сторонніх предметів середнього розміру, можна зробити такі висновки:

- 1) Для діагностики віброакустичних сигналів з метою виявлення події попадання сторонніх предметів невеликих або середніх розмірів на стаціонарному режимі роботи обертової системи, доцільно виділяти послідовно з повного сигналу фрагменти довжиною 1-2 с, під час

стаціонарного режиму роботи обертової системи для того щоб зафіксувати момент попадання стороннього предмету;

- 2) Швидкість зміни показника Херста та РМ оцінки модуля біспектру відносно їх еталонних значень, буде залежати від розміру, направленості та сили удару стороннього предмету о лопатки робочого колеса двигуна;
- 3) Діагностичною ознакою попадання сторонніх предметів невеликого або середнього розміру на стаціонарному режимі роботи обертової системи буде одночасне зниження значень показника Херста та РМ оцінки модуля біспектру порівняно з їх еталонними значеннями.

#### **4.6 Діагностика задирання лопаток компресора турбіни стороннім предметом**

Для діагностики задирання лопаток турбіни компресора стороннім предметом (імітація ганчірки в компресорі СТ, частини фюзеляжу літака тощо) на штатну роботу обертової системи було проведено експеримент, який імітує задирання лопаток робочого колеса двигуна стороннім предметом та визначено діагностичні показники, які дозволять його ідентифікувати.

Методика проведення імітаційного моделювання задирання лопаток робочого колеса обертової системи стороннім предметом містить наступні етапи:

1. Імітація задирання лопаток робочого колеса обертової системи стороннім предметом. Підготувати невеликий прямокутний лист з тонкого картону (розміри 300\*170 мм).
2. Провести Дослід 5 за наступною послідовністю: увімкнути запис сигналу, прикласти лист картону до лопаток з невеликим натиском та запустити двигун установки, зачекати 17-18 с, після чого вимкнути двигун і зупинити запис сигналу.
3. Вимірний віброакустичний сигнал зберегти у файл.
4. Провести Дослід 6 за наступною послідовністю: увімкнути запис сигналу

та запустити двигун установки, після виходу двигуна обертової системи на стаціонарний режим роботи прикласти лист картону до лопаток з неси́льним натиском, потримати протягом 6-7 с, після чого прибрати, зачекати 4-5 с та вимкнути двигун і зупинити запис сигналу.

5. Вимірний віброакустичний сигнал зберегти у файл.
6. Провести обробку вимірних віброакустичних сигналів:
  - а) частотно-часовий аналіз повних сигналів (побудувати спектрограми);
  - б) проаналізувати отримані спектрограми; для спектрограми, отриманої для віброакустичного сигналу, вимірюваного під час Дослідів 6, визначити точно часовий проміжок, на якому відбувалось задирання лопаток турбіни;
  - в)  $R/S$  – аналіз отриманих віброакустичних сигналів повної довжини отриманих під час Дослідів 5 та Дослідів 6 та їх частин, які відображують роботу установки на режимі розгону, перехідному, стаціонарному та режимі бігу;
  - г) Дворівневий аналіз отриманих віброакустичних сигналів повної довжини отриманих під час Дослідів 5 та Дослідів 6 та їх частин, які відображають роботу установки на режимі розгону, перехідному, стаціонарному та режимі вибігу;
7. Порівняти отримані діагностичні показники з еталонними.
8. На основі отриманих результатів обробки вимірних віброакустичних сигналів, визначити характер змінювання діагностичних показників відносно їх еталонних значень для ідентифікації задирання стороннім предметом лопаток робочого колеса обертової системи.

Вібраційні сигнали, отримані під час проведення експерименту задирання лопаток турбіни обертової системи, містять більший рівень шуму. Структура сигналу, отриманого під час Дослідів 5 характеризується підвищеною вібрацією, порівняно з еталонним сигналом, на етапі розгону та під час режиму вибігу двигуна. У структурі сигналу, отриманого під час Дослідів 6, на стаціонарному режимі роботи обертової системи протягом 7-8 с підвищена вібрація, але на етапі

розгону, перехідному режимів та вибігу, рівень вібрації не підвищений. Ралізації (рис.Д.4) та параметри віброакустичних сигналів (табл.Д.4), отриманих в результаті експериментів Дослід 5 та Дослід 6, наведено в Додатку Д.

Перший етап обробки віброакустичних сигналів полягав у проведенні ЧЧА (рис. 4.14.). Отримані спектрограми повних віброакустичних сигналів, виміряних під час задирання лопаток компресора турбіни обертової системи, наведено на рис.4.14.

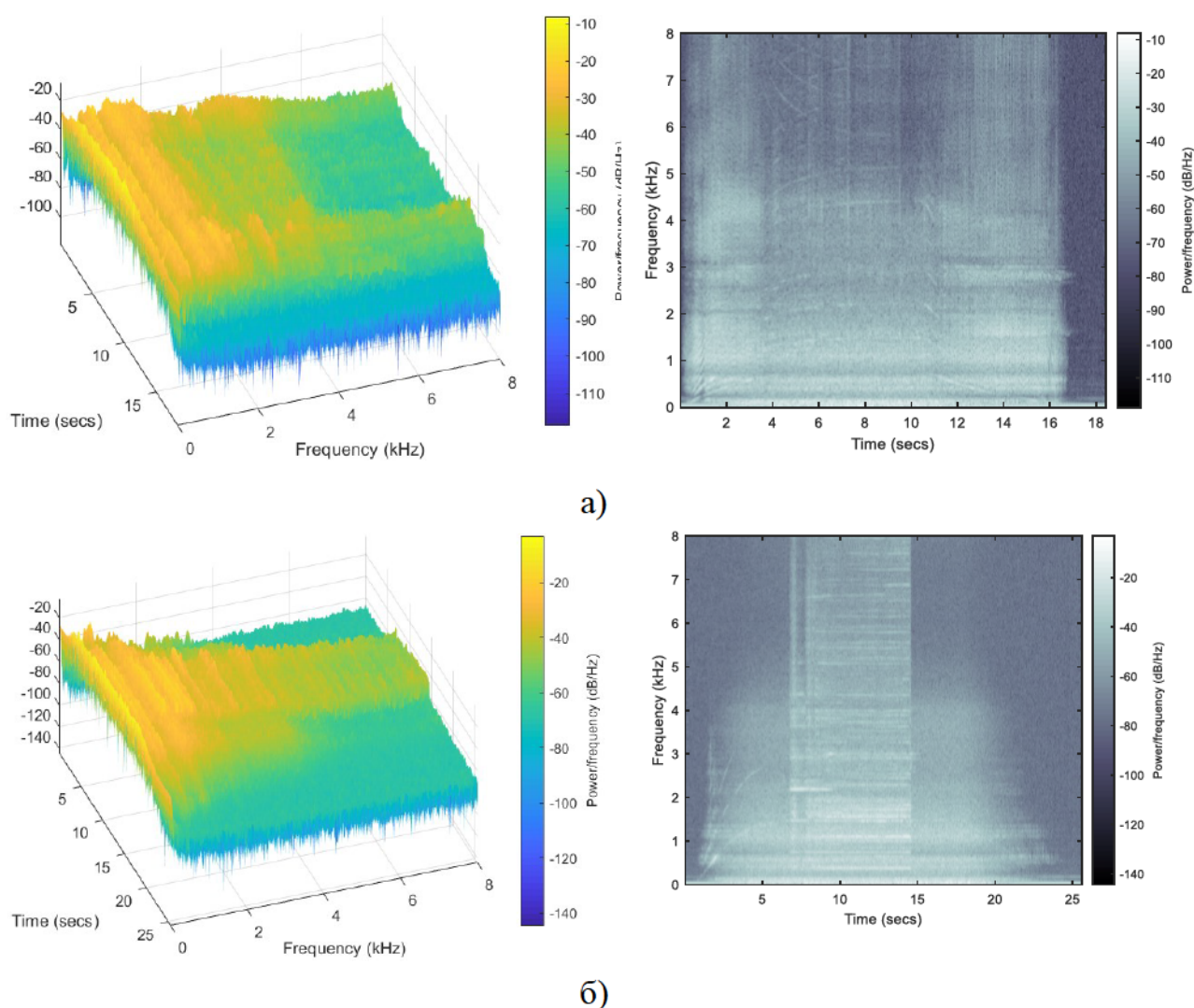


Рис.4.14. Спектрограми віброакустичних сигналів, отриманих під час: Дослід 5 (а); Дослід 6 (б)

Аналізуючи отримані спектрограми, видно, що задирання лопаток робочого колеса спричиняє появу додаткового вібраційного збурення в діапазоні



вищих частот. Для віброакустичного сигналу, отриманого під час Дослід 5, високочастотний шум присутній протягом всього циклу роботи обертової системи (рис.4.14,а), а для сигналу виміряного під час Дослід 6, тільки протягом обмеженого періоду часу з 6-7 с по 14-15 с на стаціонарному режимі.

Під час розгону та вибігу, що відповідають часовим проміжкам 0-5 с та 15-25 с збільшення загального рівня частотних компонентів для сигналу, отриманого під час Дослід 6, не спостерігається (рис.4.15,б).

Наступний етап обробки віброакустичних сигналів, отриманих під час Дослід 5 та Дослід 6, полягав у проведенні  $R/S$  – аналізу. Результати  $R/S$  – аналізу, отримані для повних сигналів, виміряних під час Дослід 5 та Дослід 6, еталонні значення показників Херста ( $H_E$ ) та розраховані значення показника  $V$  за виразом (4.1) наведено в табл.4.14.

Таблиця 4.14 – Значення показників Херста для діагностики задирання лопаток компресора стороннім предметом

Номер дослід	Кількість точок	Отримане значення показника Херста, $H$	Еталонне значення показника Херста, $H_E$	$V, \%$
Дослід 5	294912	0,4145	$0,5147 \pm 0,9\%$	<b>20%</b>
Дослід 6	409600	0,4197	$0,5068 \pm 0,7 \%$	<b>17%</b>

З представлених результатів видно, що застосування  $R/S$  – аналізу виявилось ефективним для діагностики задирання лопаток турбіни двигуна. Значення показника Херста, отримані для повних сигналів, які відображують роботу обертової системи під час задирання лопаток турбіни двигуна, зменшуються на 17-20%, порівняно з їх еталонним значеннями.

З представлених результатів видно, що застосування  $R/S$  – аналізу виявилось ефективним для діагностики задирання лопаток турбіни двигуна. Значення показника Херста, отримані для повних сигналів, які відображують роботу обертової системи під час задирання лопаток турбіни двигуна, зменшуються на 17-20%, порівняно з їх еталонним значеннями.

Отримані результати  $R/S$  – аналізу для частин сигналів на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації, еталонні значення показника Херста та значення показника  $V$ , розраховані за виразом (4.1) наведено в табл.4.15.

Таблиця 4.15 – Значення показників Херста для діагностики задирання лопаток компресора стороннім предметом на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації

Режим роботи	Дослід 5	Дослід 6	Еталонні значення показника Херста
	Отримані значення показника Херста, Н		
Розгін	0,3676	0,634	Н <sub>Ер</sub> = 0,6345±0,7%
V,%	42%	0,1%	
Перехідний	0,4655	0,5101	Н <sub>Еп</sub> = 0,5135±0,6%
V,%	9%	0,7%	
Стаціонарний	0,3669	0,3780	Н <sub>Ес</sub> = 0,497±0,8 %
V,%	26%	24%	
Вибіг	0,4374	0,54	Н <sub>Ев</sub> = 0,529 ±1,1 %
V,%	17%	2%	

З представлених результатів у табл.4.15 видно, що значення показника Херста зменшується порівняно з його еталонним значенням на тих режимах роботи двигуна під час яких відбувалось задирання лопаток двигуна. Як видно, під час Дослід 6 задирання лопаток відбувалось тільки на стаціонарному режимі, це відображується у зміні показника Херста, він зменшується на 24%. Для інших режимів під час Дослід 6 значення показника Херсту знаходяться в межах еталонних значень. Під час Дослід 5 показник Херста зменшується найбільше на режимі Розгону (42%).

Наступний етап обробки виміряних віброакустичних сигналів під час задирання лопаток компресора стороннім предметом, полягав у дворівневому аналізі.

Спочатку дворівневий аналіз було застосовано для віброакустичних

сигналів повної довжини, а потім для їх частин на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації. На рис.4.15 наведено оцінки модулів біспектрів віброакустичних сигналів повної довжини, отриманих під час Дослідів 5 (рис.4.15,а) та Дослідів 6 (рис.4.15,б).

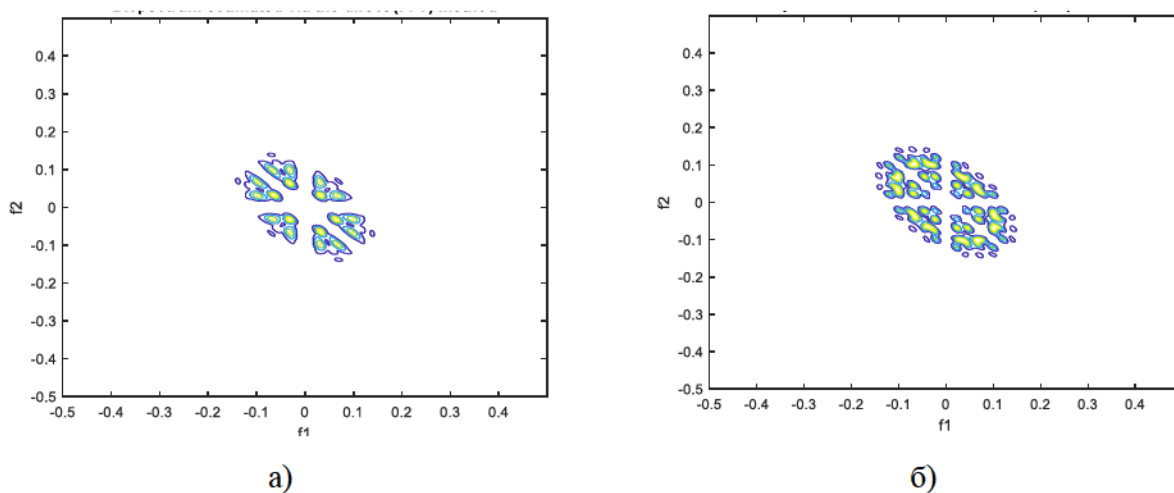


Рисунок 4.15 – Результати біспектрального аналізу віброакустичних сигналів повної довжини, отриманих під час: Дослідів 5 (а); Дослідів 6 (б)

Як видно з отриманих результатів біспектрального аналізу, контурні зображення, наведені на рис.4.15, відрізняються від еталонних зображень, наведених на рис.4.6.

У наступній частині дворівневого аналізу для оцінок модулів біспектрів були розраховані розмірності Мінковського. Отримані значення РМ, еталонні значення РМ та розраховані значення показника  $V$  за виразом (4.2) наведено в табл. 4.16.

З наведених в табл.4.16 результатів, видно, що застосування дворівневого аналізу виявилось більш ефективним для частин віброакустичних сигналів. Для повних сигналів, зниження значення РМ проглядається тільки під час Дослідів 5, коли задирання лопаток відбувалось протягом всього циклу роботи обертової системи (4%). В свою чергу під час Дослідів 6, коли задирання лопаток відбувалось лише на стаціонарному режимі роботи, значення РМ знаходиться в еталонних межах.

Таблиця 4.16 – Значення Розмірності Мінковського для діагностики задирання лопаток компресора стороннім предметом на стаціонарних та нестаціонарних режимах

Режими роботи	Отримані значення Розмірності Мінковського, D		Еталонні значення Розмірності Мінковського
	Дослід 5	Дослід 6	
Повний сигнал	1,1249	1,164	$D_{ME} = 1,1749 \pm 0,7 \%$
V, %	<b>4%</b>	1%	
Розгін	1,1401	0,891	$D_{MEp} = 0,8643 \pm 0,6 \%$
V, %	<b>32%</b>	3%	
Перехідний	1,115	1,1419	$D_{MEп} = 1,151 \pm 0,6 \%$
V, %	<b>3%</b>	0,79%	
Стаціонарний	1,163	1,238	$D_{MEc} = 1,0875 \pm 0,6 \%$
V, %	<b>7%</b>	<b>14%</b>	
Вибіг	1,117	1,156	$D_{MEB} = 1,1528 \pm 0,6 \%$
V, %	3%	0,2%	

Порівнюючи значення РМ, отримані для кожного режиму роботи обертової системи під час задирання лопаток видно, що значення РМ на стаціонарному режимі під час задирання лопаток робочого колеса, збільшуються порівняно з еталонними на 7-14 %. Під час режиму розгону (Дослід 5) значення РМ підвищується, порівняно з еталонним значенням на 32%. Під час режиму вибігу (Дослід 5) значення РМ зменшується, порівняно з еталонним значенням на 26%.

Отже, в результаті аналізу віброакустичних сигналів, які описують роботу обертової системи під час задирання лопаток турбіни двигуна стороннім предметом було встановлено, що діагностичною ознакою задирання лопаток турбіни двигуна стороннім предметом під час стаціонарного режиму роботи обертової системи є одночасне зниження показника Херста, визначеного для



вібраційних сигналів та підвищення РМ оцінок модуля біспектру відносно їх еталонних значень на стаціонарному режимі.

Під час режиму розгону двигуна значне зниження значення показника Херста (більше 40%) та одночасно значне підвищення значення РМ оцінок модуля біспектру (більше 30%) відносно їх еталонних значень також є діагностичною ознакою задирання лопаток турбіни ГТД стороннім предметом.

#### **4.7 Алгоритм діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування двигуна**

У вдосконаленій БСКВ (рис.2.1) реалізовано декілька рівнів обробки вібраційних сигналів, отриманих з аналогових датчиків вібрації ротора турбіни двигуна (п. 3.1.3). У випадку визначення критичних параметрів вібрації чи їх перевищення МК1 надсилає сигнали в систему сигналізації об'єкта в кабінку екіпажу на табло «Підвищена вібрація» та «Небезпечна вібрація». Якщо отримані віброшвидкості знаходяться в межах нормальної вібрації, сигнали надходять у Підсистему багатокласової діагностики, для проведення наступного рівня обробки.

Для реалізації в Підсистемі багатокласової діагностики наступних блоків:

- Блок ідентифікації дисбалансу робочого колеса ГТД;
- Блок ідентифікації попадання в компресор СТ мілких предметів;
- Блок ідентифікації попадання в компресор СТ предметів середнього розміру;
- Блок ідентифікації задирання лопаток компресора СТ;

було розроблено комплексний програмний алгоритм діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування ГТД, на основі результатів обробки віброакустичних сигналів, отриманих під час фізичного моделювання. Кожен з цих блоків реалізовано як частину програмного забезпечення МК2, на вхід яких поступають попередньо оброблені сигнали, а на виході будуть отримані сигнали діагностичних ознак, обчислені у кожному блоці

окремо. Після чого сигнали діагностичних ознак надходять у поточний накопичувач і у систему прийняття рішень про ТС ГТД, звідки вони надходять у Бортову систему технічного обслуговування літака.

Для реалізації програми комплексного алгоритму діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування ГТД було спочатку реалізовано програмний алгоритм для формування вибірки вібраційних амплітуд необхідного розміру в режимі реального часу.

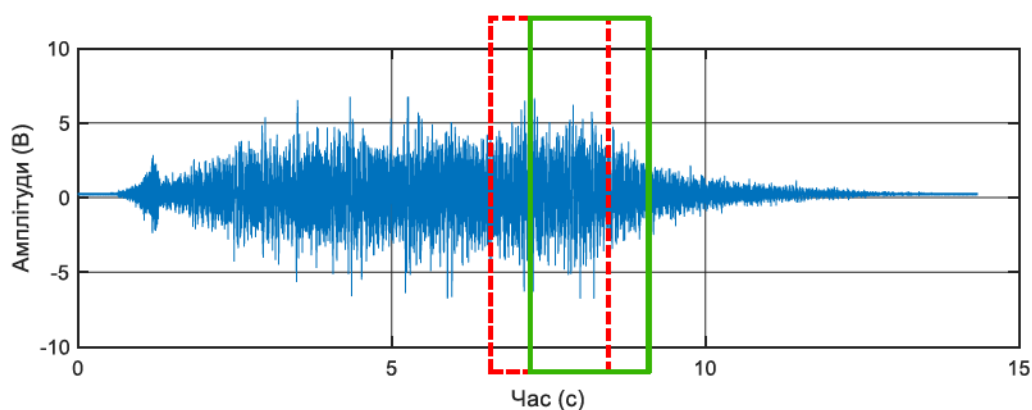
Експериментально було встановлено, що для ідентифікації порушення в програмному алгоритмі потрібно використовувати частини загального сигналу оптимальною довжиною 1,5 с.

Для програмування комплексного діагностичного алгоритму, потрібно врахувати декілька особливостей. По-перше, це те, що система моніторингу працює в режимі реального часу, тобто алгоритм обробки має бути швидкий, а другий не менш важливий фактор, це забезпечення плавності переходу між визначеними у процесі обробки діагностичними показниками [15].

Для підвищення ефективності та швидкодії Підсистеми багатокласової діагностики, формування вибірки значень вібраційних амплітуд реалізовано в діагностичному алгоритмі за допомогою ковзного вікна. Використання ковзного вікна також дозволило виокремити діапазон відліків певної довжини  $N$ , для забезпечення необхідних методичних умов для визначення діагностичних показників.

На рис.4.16 показано процес формування вибірки значень вібраційних амплітуд ( $Z_i, i=1,2,3 \dots n$ ) шляхом зміщення вікна. Під час зсуву вікна змінюються тільки два елементи, останній видаляється (позначено червоним), а у вікні з'являється новий (позначено зеленим).

Метод ковзного вікна реалізовано у програмному алгоритмі, за допомогою такої структури даних як круговий однозв'язний список (КОС) (circular linked list) [121-124]. Застосування КОС дозволяє використовувати дані, перезаписуючи лише їх частину, що суттєво пришвидшує виконання алгоритму обробки. Круговий однозв'язний список складається з вузлів (Node), які містять



Відліки, В	$Z_1$	$Z_2$	$Z_3$	$Z_4$	$Z_5$	$Z_6$	...
Вікно 1		$Z_2$	$Z_3$	$Z_4$	$Z_5$		
Вікно 2		$Z_2$	$Z_3$	$Z_4$	$Z_5$	$Z_6$	...

Рисунок 4.16 – Формування вікна вибірки вібраційних амплітуд для обробки в діагностичному алгоритмі

певний набір даних: інформативну частину (Data, Address of Node) та посилання на наступний вузол (Address of next Node), в даному випадку останній вузол містить посилання на перший. Для реалізації запропонованого діагностичного алгоритму було використано КОС який складається з 15 вузлів. Кожен вузол містить такі дані: номер вузла  $Node\_number$ ; кількість точок  $N = \Delta t \cdot Fd$ , де  $\Delta t$  - охоплює проміжок часу рівний 0,1 с,  $Fd$  - частота дискретизації;  $Node\_state$  - поточний режим роботи двигуна. На рис.4.17 представлено схематичне зображення КОС, який було використано для розробки програмного алгоритму та приклад структури одного вузла.

Для реалізації програми комплексного алгоритму діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування ГТД пропонується наступний алгоритм (графічне представлення алгоритму наведено на рис 4.18):

1. На першому етапі запускається цикл набору перших 15 вузлів (Node) для формування вибірки, з метою її подальшої обробки. Спочатку визначається перший елемент ( $Node\_number = 1$ ) КОС для заповнення вибірки, якщо номер вузла не рівний 15, тоді відбувається перехід на

наступний вузол (Node\_number++). Далі у підпрограмі «Формування Node» (рис.4.19) відбувається заповнення вузла даними. Підпрограму «Визначення поточного режиму роботи ГТД» наведена на рис.3.14. В даному випадку розглядається тільки стаціонарний режим роботи двигуна (Node\_state == 3). Умовою виходу з циклу є набір всіх 15 вузлів у вибірку.

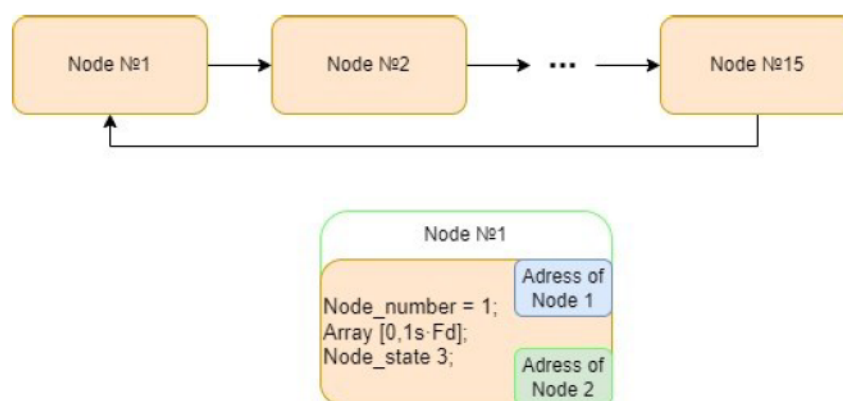


Рисунок 4.17 – Схематичне зображення кругового однозв'язного списку з 15 елементів та структури його вузла

2. Другий етап алгоритму полягає у визначенні діагностичних показників для отриманої вибірки значень. Спочатку до вибірки застосовується *R/S* аналіз, в результаті якого отримується показник Херста, *H*. Наступний крок полягає в застосуванні Дворівневого аналізу та розрахунку розмірності Мінковського, *Dm* для оцінок модуля біспектру .
3. Третій крок алгоритму полягає у визначенні трьох можливих комбінацій діагностичних показників для отримання інформації про характер експлуатаційного порушення. Отримані поточні значення діагностичних показників Херста та розмірності Мінковського для оцінок модулів БС (*H*, *Dm*) порівнюються з їх еталонними значеннями, прийнятими для даного ГТД (*He*, *Dme*):
  - 1) Для випадку, коли значення показника Херсту становить більше його еталонного значення і одночасно з цим, значення *PM* становить менше її еталонного значення (одночасне виконання двох умов



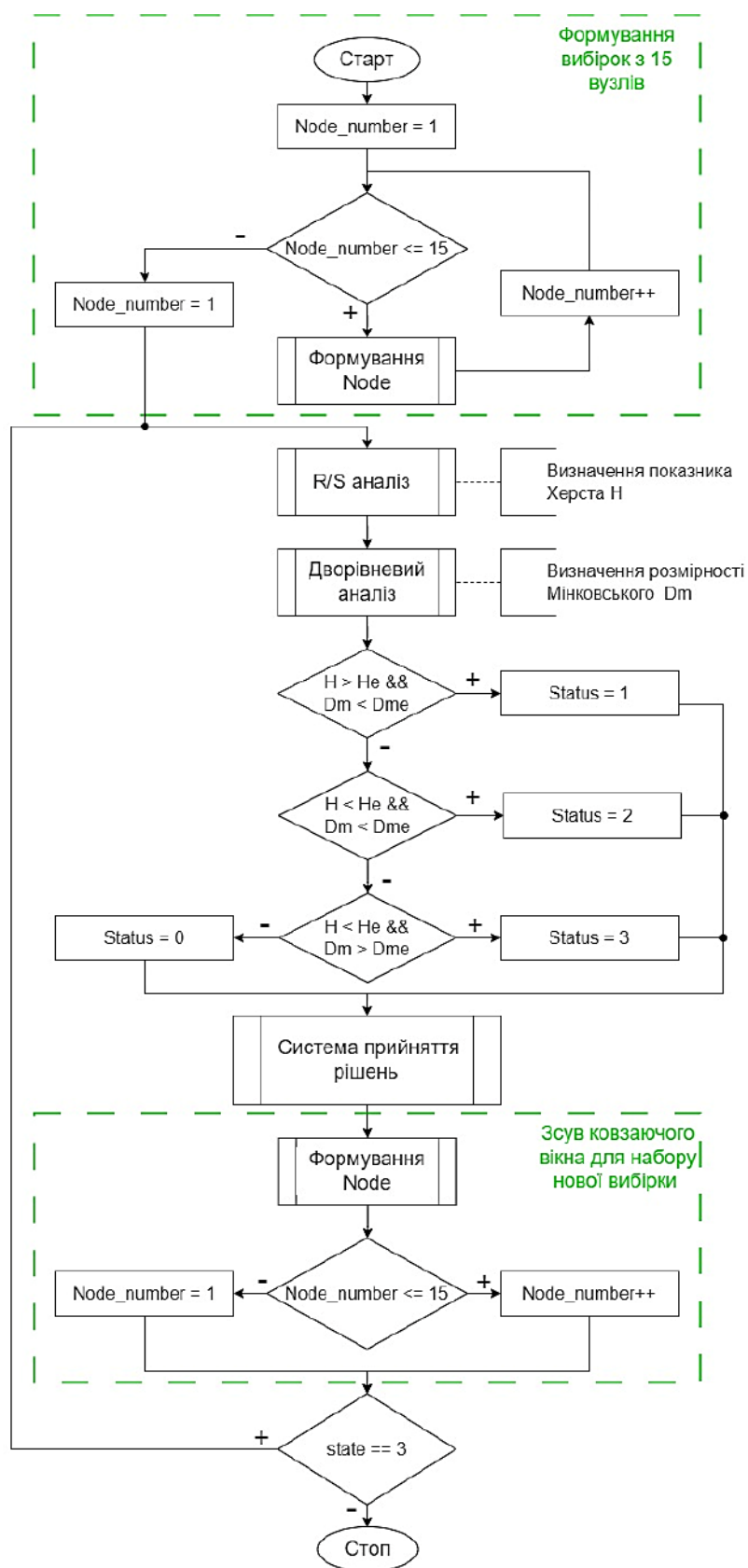


Рисунок 4.18 – Комплексний алгоритм діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування ГТД

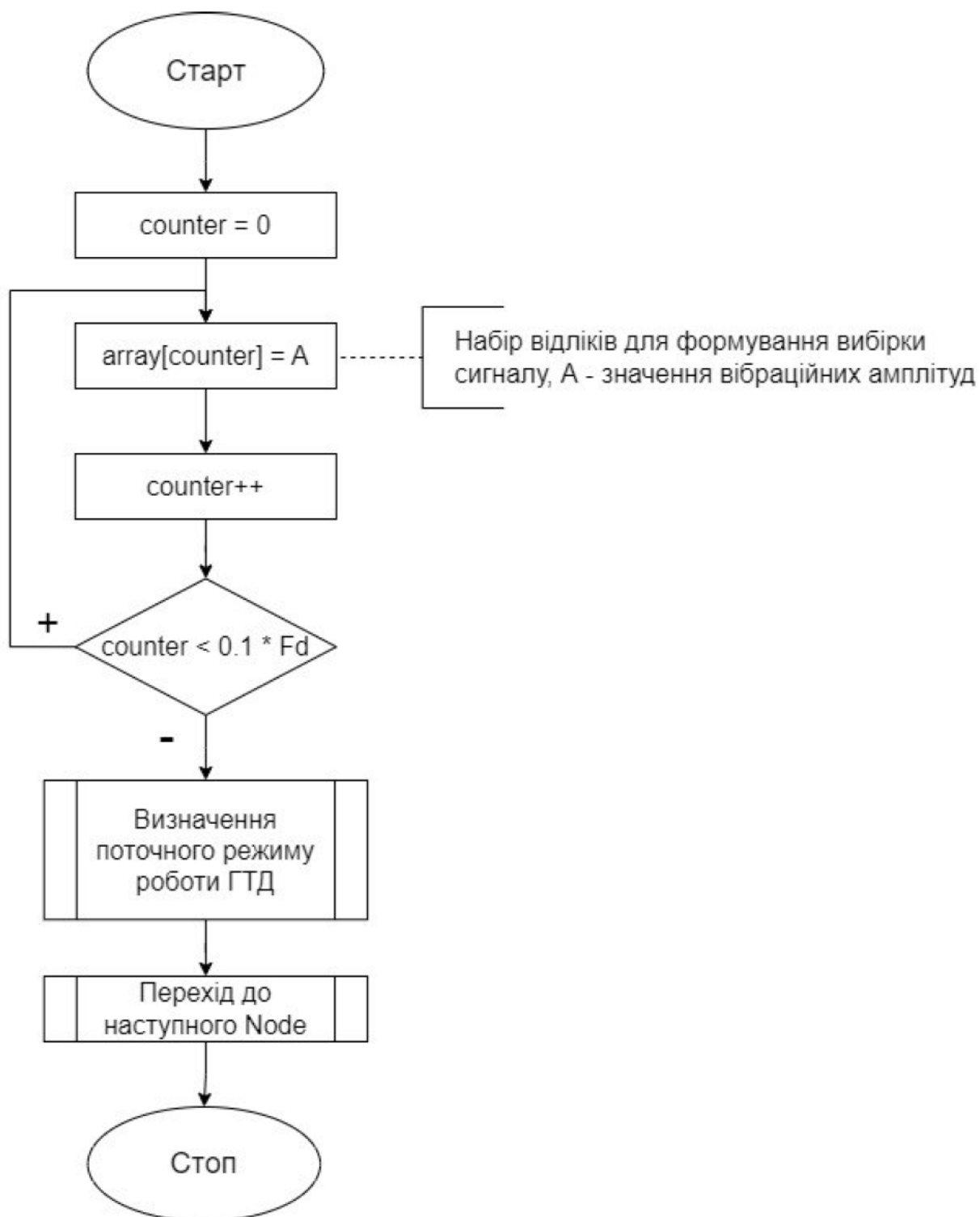


Рисунок 4.19 – Алгоритм формування даних для заповнення вузла КОС

- $H > H_e$  та  $Dm < Dme$ ), у систему прийняття рішень передається значення змінної  $Status = 1$ , що відповідає дисбалансу робочого колеса ГТД;
- 2) У випадку, коли значення показника Херсту становить менше його еталонного значення і одночасно з цим, значення РМ становить менше її еталонного значення (одночасне виконання двох умов  $H < H_e$  та  $Dm < Dme$ ), у систему прийняття рішень передається значення змінної  $Status = 2$ , що свідчить про попадання стороннього предмету (невеликого та середнього розмірів) в СТ двигуна;
  - 3) Якщо значення показника Херсту становить менше його еталонного значення і одночасно з цим, значення РМ становить більше її еталонного значення (одночасне виконання двох умов  $H < H_e$  та  $Dm > Dme$ ), у систему прийняття рішень передається значення змінної  $Status = 3$ , що свідчить про задирання лопаток СТ двигуна;
  4. У випадку, коли значення показника Херсту і значення РМ лежать в межах еталонних значень або дорівнюють їм, у систему прийняття рішень передається значення змінної  $Status = 0$ , що відповідає роботі ГТД без експлуатаційних порушень.
  5. Далі відбувається операція зсуву ковзаючого вікна для набору нової вибірки відліків для обробки, шляхом перезаписування даних для найстарішого вузла КОС. У випадку коли двигун вийде зі стаціонарного режиму, роботу програми буде зупинено.

Для забезпечення ігнорування системою діагностики випадкового значення параметру  $Status$ , який відповідає програмному рішення про характер експлуатаційного порушення, у складі системи прийняття рішень запропоновано використання програмного алгоритму перевірки значень  $Status$  (графічна реалізація алгоритму наведено на рис.4.20). У представленому програмному алгоритмі, відбувається циклічно почергове зчитування значень параметрів  $Status$  1,2,3 та підрахунок кількості разів, коли вони видаються системою. У випадку виникнення дисбалансу та задирання лопаток робочого колеса ГТД необхідно 20 разів зафіксувати появу параметру  $Status$  1 та  $Status$  3 (відповідно)

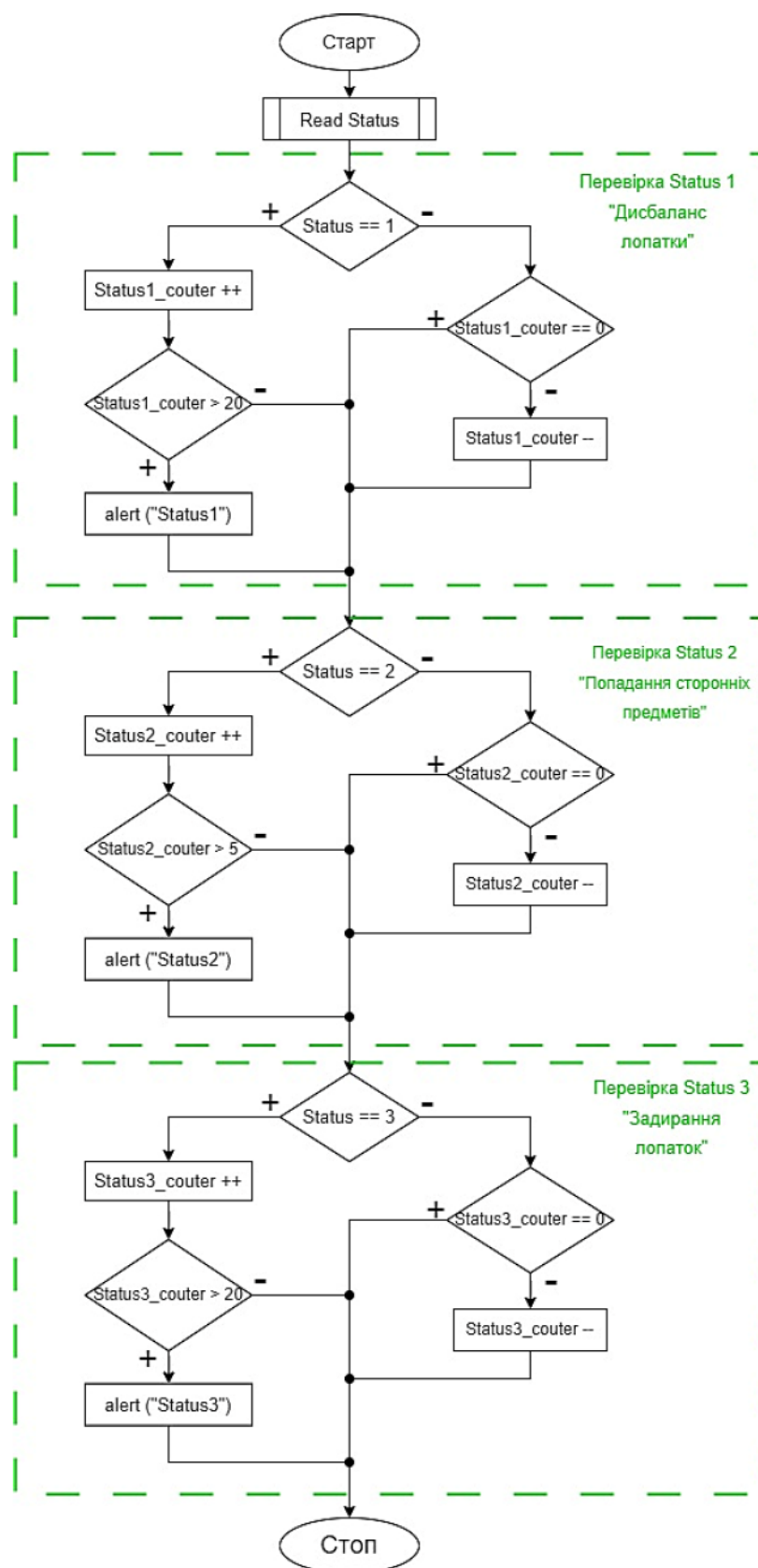


Рисунок4.20 – Алгоритм перевірки значень Status для системи прийняття рішень



для прийняття системою рішення сповістити про виникнення даних порушень в систему індикації. У випадку попадання сторонніх предметів в СТ двигуна (Status 2) достатньо 5 разів появи параметру Status 2 для сповіщення про виникнення даної події в систему індикації.

Для діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування двигуна на нестаціонарних режимах, комплексний алгоритм діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування ГТД можна модернізувати, використовуючи для цього попередньо визначені діагностичні ознаки виявлення експлуатаційних порушень під час нестаціонарних режимів функціонування двигуна (розгону, перехідного та вибігу).

Таким чином, в результаті фізичного моделювання обертової системи та імітації порушення штатних режимів функціонування через потрапляння сторонніх предметів, дисбаланс ротора і задирання робочих коліс сторонніми предметами, було запропоновано та обґрунтовано нові діагностичні ознаки: показник Херста віброакустичних сигналів та розмірність Мінковського оцінок модуля біспектра віброакустичних сигналів на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації двигуна для їх діагностики.

#### **Висновки до розділу 4**

1. З метою розробки методичного, алгоритмічного та програмного забезпечення діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів роботи двигуна, проведено фізичне моделювання віброакустичних процесів, які випромінювались фізичною моделлю обертової системи при стаціонарних та нестаціонарних вібраційних збуреннях. У якості фізичної моделі використано повітряний стартер (нагнітач).
2. За результатами вимірювання та обробки еталонного віброакустичного сигналу штатної роботи установки на стаціонарних та нестаціонарних режимах отримано спектрограму еталонного сигналу та проаналізовано

його частотні складові. Проведено  $R/S$  – аналіз еталонного віброакустичного сигналу, в результаті якого визначено еталонні значення показників Херста, які відповідають штатній роботі досліджуваної обертової системи на стаціонарних та нестаціонарних режимах функціонування. Проведено дворівневий аналіз еталонного сигналу за допомогою методів біспектрального аналізу та фрактального аналізу, в результаті, якої отримано еталонні значення розмірності Мінковського оцінок модуля біспектру для стаціонарних та нестаціонарних режимів роботи обертової системи.

3. Розроблено методичне забезпечення для діагностики дисбалансу компресора турбіни на стаціонарному та нестаціонарному режимах роботи обертової системи. Для цього проведено імітаційне моделювання та виміряно віброакустичні сигнали під час дисбалансу робочого колеса встановлено, що:
  - значення показника Херста збільшується зі збільшенням дисбалансу як для повного сигналу так і для його окремих частин на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації. Найбільше змінювання показника Херста відбувається під час стаціонарного режиму експлуатації (5%);
  - значення РМ оцінок модуля БС зменшується зі збільшенням дисбалансу для повних сигналів. Для сигналу зі збільшеним дисбалансом значення РМ менше еталонного майже у два рази. Для стаціонарного режиму значення РМ також зменшується, порівняно з його еталонними значеннями на 30%. Для режиму розгону значення РМ оцінок модуля БС збільшується, порівняно з його еталонними значеннями на 20%;
  - одночасне збільшення показника Херста та зменшення РМ оцінок модуля БС порівняно з їх еталонними значеннями на стаціонарному режимі роботи свідчить про наявність дисбалансу робочого колеса двигуна.

4. Розроблено методичне забезпечення для діагностики попадання в турбіну компресора двигуна сторонніх предметів невеликого та середнього розмірів на стаціонарному та нестаціонарному режимах роботи обертової системи. Для цього проведено імітаційне моделювання та виміряно віброакустичні сигнали під час попадання в турбіну компресора двигуна сторонніх предметів невеликого та середнього розмірів. В результаті аналізу віброакустичних сигналів встановлено, що:
  - на стаціонарному режимі роботи одночасне зниження значення показника Херста на 4-16% та зниження значення РМ оцінок модуля біспектру на 15-29%, порівняно з їх еталонними значенням свідчить про попадання сторонніх предметів в турбіну двигуна;
  - швидкість змінювання показника Херста та РМ відносно їх еталонних значень, буде залежати від розміру, направленості та сили удару стороннього предмету о лопатки робочого колеса двигуна.
5. Розроблено методичне забезпечення для діагностики задирання лопаток турбіни компресора двигуна стороннім предметом на стаціонарному та нестаціонарному режимах роботи обертової системи. Для цього проведено імітаційне моделювання та виміряно віброакустичні сигнали під час задирання лопаток турбіни компресора двигуна стороннім предметом. В результаті аналізу вимірених віброакустичних сигналів встановлено, що:
  - на стаціонарному режимі роботи під час задирання лопаток двигуна значення показника Херста зменшується порівняно з його еталонним значенням на 24-26%, а значення РМ оцінок модуля біспектру підвищується порівняно з його еталонним значенням на 7-14%;
  - під час режиму розгону значення показника Херста значно знижується порівняно з його еталонним значенням (на 42%), а значення РМ оцінок модуля біспектру значно підвищується порівняно з його еталонним значенням (на 32%);

6. На основі отриманих діагностичних ознак експлуатаційних порушень розроблено комплексний програмний алгоритм діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування ГТД для впровадження його у Підсистему багатокласової діагностики.



## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-прикладна задача наукового обґрунтування та розробки вдосконаленої бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна шляхом включення підсистеми багатокласової діагностики у бортову систему контролю вібрації ГТД на основі багаторівневої обробки діагностичної інформації.

1. Аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку бортових систем управління і контролю авіаційних газотурбінних двигунів показав, що створення комплексної діагностичної багаторівневої комп'ютерно - інтегрованої системи моніторингу, яка б за принципами побудови та функціонування відповідала сучасній концепції структурного моніторингу систем - Structural Health Monitoring, потребує подальших наукових розробок для її практичного впровадження. Показано, що перспективним напрямком вдосконалення існуючих бортових систем управління та контролю є підвищення ефективності обробки діагностичної інформації в межах одного діагностичного методу, а саме поєднання чи послідовне застосування декількох методів аналізу.
2. Для вдосконалення системи керування та контролю авіаційного газотурбінного двигуна запропоновано та обґрунтовано підсистему багатокласової діагностики у складі штатної бортової системи контролю вібрації на основі багаторівневої обробки віброакустичних сигналів у процесі експлуатації, що розширює функціональні можливості системи і забезпечує виявлення пошкоджень роторних елементів та порушення штатних режимів функціонування через потрапляння сторонніх предметів, дисбаланс ротора і задирання робочих коліс сторонніми предметами.
3. Для реалізації підсистеми багатокласової діагностики у складі

вдосконаленої бортової системи контролю вібрації з метою забезпечення її ефективності та багатокласовості обґрунтовано вибір методів аналізу діагностичної інформації та їх методичні особливості практичного застосування. Доведено, що використання таких методів аналізу вібраційних та віброакустичних сигналів, як Біспектральний аналіз, Частотно-часовий аналіз, Вейвлет-перетворення та Фрактальний аналіз є ефективним для раннього виявлення пошкоджень роторних елементів ГТД та діагностики експлуатаційних порушень штатних режимів функціонування двигуна.

4. Розроблено методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для діагностування початкового тріщиноподібного пошкодження валу ротора ГТД. Для діагностики пошкодження валу ротора обґрунтовано застосування фрактального аналізу вібраційних сигналів на нестационарному режимі роботи двигуна та встановлено функціональні залежності показника Херста від параметру пошкодження. Встановлено, що:
  - застосування R/S-аналізу для діагностики ТС початкових тріщиноподібних пошкоджень валу ротора двигуна на перехідному режимі роботи ГТД є ефективним;
  - значення показника Херста зменшуються при збільшенні параметра тріщини ( $\Delta K$ ), незалежно від значень кутів орієнтації тріщини та наявності шуму, як для сигналів повної довжини так і для його частин, які охоплюють окремо області основного (зниження становить близько 19%) та субгармонічного (значення показника Херста зменшується в більш ніж в 3 рази) резонансів;
5. Розроблено методичне, алгоритмічне та програмне забезпечення для діагностики тріщини лопатки робочого колеса ГТД. Запропоновано та обґрунтовано застосування дворівневого аналізу віброакустичних сигналів для діагностики тріщин лопаток двигуна шляхом послідовного використання методів частотно-часового та фрактального аналізу, на

основі яких отримано нову діагностичну ознаку - розмірність Мінковського частотно-часових спектрів. Встановлено, що на стаціонарному режимі експлуатації двигуна значення РМ для повних зображень, результатів ЧЧА за розподілом Вігнера-Вілля підвищується (8%), а на режимі розгону знижується (5%), порівняно з їх еталонними значеннями.

6. В результаті фізичного моделювання складної обертової системи та імітації порушення штатних режимів функціонування через потрапляння сторонніх предметів, дисбаланс ротора і задирання робочих коліс сторонніми предметами було запропоновано та обґрунтовано нові діагностичні ознаки: показник Херста віброакустичних сигналів та розмірність Мінковського оцінок модуля біспектра віброакустичних сигналів на стаціонарних та нестаціонарних режимах експлуатації двигуна. Встановлено, що:
  - діагностичною ознакою дисбалансу робочого колеса двигуна на стаціонарному режимі роботи двигуна є одночасне збільшення показника Херста (5%) та зменшення РМ (30%), порівняно з їх еталонними значеннями. Для нестаціонарного режиму роботи двигуна про появу дисбалансу робочого колеса двигуна може свідчити підвищення РМ (20%) на режимі розгону;
  - діагностичною ознакою попадання в турбіну компресора двигуна сторонніх предметів невеликого та середнього розмірів на стаціонарному режимі роботи двигуна є одночасне зниження значення показника Херста на 4-16% та зниження значення розмірності Мінковського на 15-29%, порівняно з їх еталонними значеннями;
  - діагностичною ознакою задирання лопаток турбіни компресора двигуна стороннім предметом є одночасне зменшення значення показника Херста порівняно з його еталонним значенням (24-26%) та підвищення значення РМ підвищується порівняно з його еталонним значенням (7-14%). На нестаціонарному режимі експлуатації діагностичною однакою

є зниження значення показника Херста Під час режиму розгону значно знижується порівняно з його еталонним значенням (на 42%), а значення РМ значно підвищується порівняно з його еталонним значенням (на 32%);

7. Результати дисертаційної роботи впроваджено у Товаристві з обмеженою відповідальністю «Quantum Satis Engeneering LLC», Товаристві з обмеженою відповідальністю «ЕФТЕРРА» та в навчальний процес кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних приладів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кулик, Н.С. та ін. *Енциклопедія безпеки авіації*. Редактор Н.С. Кулик. Техніка, 2008.
2. Tavares, S. M. O., and P. M. S. T. De Castro. "An overview of fatigue in aircraft structures." *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 40.10 (2017): 1510-1529.
3. Hajiyeve C, Caliskan F. *Fault diagnosis and reconfiguration in flight control systems*. Boston, MA: Kluwer Academic Publishers, 2003.
4. Wang, X. *Aircraft Fuel System Prognostics and Health Managemen*. 2012. Cranfield University, Bedfordshire, M.S. Thesis.
5. Ackert, Shannon. *Elements of Turbofan Shop Maintenance Costs*. 2nd edition (2011): 1-42.
6. Louise Travé-Massuyès, RobertMilne. Gas-turbine condition monitoring using qualitative model based diagnosis. *IEEEExpert*,1997,12(3), pp.22-31
7. Lakshminarasimha A N, Boyce M P, Meher-Homji C B. Modeling and analysis of gas turbine performance deterioration. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1994; 116(1): 46-52.
8. Бурау, Н.І. та ін. *Методи цифрової обробки сигналів для вібраційної діагностики авіаційних двигунів: моногр.* НАУ, 2012.
9. Бурау, Н.І. *Віброакустична діагностика тріщиноподібних пошкоджень турболопатних машин на стаціонарних та нестаціонарних режимах*. 2005. Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", дис. д-ра техн. наук.
10. Бурау, Н.І. *Нестаціонарні коливання нелінійних (кусково-лінійних) систем*. ПОЛІМЕД-Сервіс, 2009.
11. Захарченко В. П., та ін. *Методи та засоби резервування авіоніки: моногр.* НАУ, 2020
- 12.T. Galka. Vibration-based diagnostics of steam turbines. In *Mechanical Engineering*. InTech, 2012.

13. Scheffer C. *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*: Elsevier:Newnes, 2004.
14. Fábry, S., & Češkovič, M. (2017). Aircraft gas turbine engine vibration diagnostics. *MAD - Magazine of Aviation Development*, 5(4), 24. <https://doi.org/10.14311/mad.2017.04.04>
15. Wei, X., & Yingqing, G. (2009). Aircraft Engine Sensor Fault Diagnostics Based on Estimation of Engine's Health Degradation. *Chinese Journal of Aeronautics*, 22(1), 18–21. [https://doi.org/10.1016/s1000-9361\(08\)60064-3](https://doi.org/10.1016/s1000-9361(08)60064-3)
16. Єнчев, С. В. *Синтез інтелектуальних систем керування авіаційними газотурбінними двигунами*. 2020. Національний авіаційний університет, дис. док. техн. наук.
17. Яцко, Л. Л. *Комплексна діагностика технічного стану роторів авіаційних двигунів на стаціонарних та нестаціонарних режимах*. 2008. Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", дис. канд. техн. наук.
18. Епіфанов, С. В., та ін.. "Оцінка ресурсу турбінної лопатки з вихревої матрицею за результатами теплової дефектоскопії." (2007).
19. Налімов, Ю. С. "Аналіз пошкоджень лопаток газотурбінних двигунів." *Метали и лиття України* (2014).
20. Zhao, Z., Wang, L., Lu, K., Li, Y., Chen, W., & Liu, L. (2020). Effect of foreign object damage on high-cycle fatigue strength of titanium alloy for aero-engine blade. *Engineering Failure Analysis*, 118, 104842. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104842>
21. Yang, P., Yue, W., Li, J., Bin, G., & Li, C. (2022). Review of damage mechanism and protection of aero-engine blades based on impact properties. *Engineering Failure Analysis*, 106570. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2022.106570>
22. Епіфанов С.В., та ін. *Синтез систем керування і діагностування газотурбінних двигунів: моногр.* Київ : Техніка, 1998.
23. Шереметьев А.В. "Аналіз досвіду експлуатації закордонних ГТД за технічним станом". *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. № 40/5, 2003,

с. 5-8.

24. Meher-Homji, C. B. (1995, June). *Blading Vibration and Failures in Gas Turbines: Part D—Case Studies. In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 78811, p. V004T11A017). American Society of Mechanical Engineers.
25. Боришанський, К.Н., та ін. "Експериментальне визначення вібраційного стану робочих лопаток турбомашин". *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, № 34, 2002, с. 169-72.
26. Zadeh Shirazi, A., Hatami, M., Yaghoobi, M., & Seyyed Mahdavi Chabok, S. J. (2016). An intelligent approach to predict vibration rate in a real gas turbine. *Intelligent Industrial Systems*, 2, 253-267.
27. Przysowa, R., & Russhard, P. (2019). Non-contact measurement of blade vibration in an axial compressor. *Sensors*, 20(1), 68.
28. Raišutis, Renaldas, et al. "The review of non-destructive testing techniques suitable for inspection of the wind turbine blades." *Ultragarsas/Ultrasound* 63.2 (2008): 26-30.
29. Ігнатович, С. Р., та ін. "Використання бортових атоматизованих систем контролю відпрацювання втомного ресурсу авіаційних конструкцій". *Вісник ТНТУ (механіка та матеріалознавство)*., частина 2, Спецвипуск, 2011, с. 136-43.
30. Дробінов В.П., та ін. "Формування структури апаратної частини уніфікованої системи контролю та управління авіаційними двигунами". *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, № 6, 2003, с. 133-38.
31. "Connectivity and Network Services". *Collins Aerospace: Redefining Aerospace*, [www.collinsaerospace.com/what-we-do/Commercial-Aviation/Connectivity-And-Network-Services](http://www.collinsaerospace.com/what-we-do/Commercial-Aviation/Connectivity-And-Network-Services).
32. Bouraou, N. (2023). Methodology of Vibroacoustic Monitoring and Diagnosis of Initial Damage of Elements of Rotating Systems. In *Advanced System Development Technologies I* (pp. 311-344). Cham: Springer Nature Switzerland.
33. Fabry, S., & Češkovič, M. (2017). Aircraft gas turbine engine vibration diagnostics. *MAD-Magazine of Aviation Development*, 5(4), 24-28.

34. Яцко, Л. Л., та ін. "Общая функциональная схема и оценочный расчет функциональной надежности перспективной САУ БУК-3000". *Авиационно-космическая техника и технология*, № 4, 2009, с. 83-87.
35. Анисимов, А. М., та ін. "Комплексна система контролю і діагностики двигуна ПС-90А, на літаках ИЛ-96-300, ТУ-204, ТУ-214, ИЛ-76МФ". *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, № 26, 2001, с. 213-14.
36. Soares, C. (2011). *Gas turbines: a handbook of air, land and sea applications*. Elsevier.
37. Панін, В. В., Єнчев, С. В., & Таку, С. О. (2013). Формування структури інтелектуальної системи автоматичного керування авіаційним ГТД. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, (7), 181-185.
38. Єнчев, С. В. Синтез інтелектуальних систем керування авіаційними газотурбінними двигунами. 2020. Національний авіаційний університет, дис. док. техн. наук.
39. Егоров, И. В. "Комплексна мережева система діагностування газотурбінних двигунів". *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, № 8(24), 2005, с. 181-85.
40. Карасев, В. А., та ін. "Комп'ютерні технології вібродіагностики технічного стану вузлів авіаційних двигунів в умовах експлуатації ". *Двигуны XXI*, ЦИАМ, 2000, с. 252-53.
41. Епіфанов, В. С. "Особенности использования комплексных параметров для контролю газотурбінних двигунів". *Питання проектування та виробництва конструкцій літальних апаратів: Зб. наук. тр.*, № 23, 2000, с. 103-15.
42. O Waligórski, M., Batura, K., Kucal, K., & Merkisz, J. (2020). Research on airplanes engines dynamic processes with modern acoustic methods for fast and accurate diagnostics and safety improvement. *Measurement*, 154, 107460.
43. Куликов Г.Г., та ін. "База даних для інтелектуальних інформаційних технологій контролю і діагностики силових установок літальних апаратів". *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, № 7(42), 2003, с. 132-36.
44. Сімкин, Е. Л., та ін. "Автоматизований параметричний контроль технічного стану ТРДД ТРДД НК-8-2У в експлуатації за політною інформацією".



- Авіаційно-космічна техніка і технологія.*—Х.: Нац. аерокосм. ун-т «ХАИ 26, 2001, с. 222-227.
45. Speckmann, Holger, and Henrik Roesner. "Structural health monitoring: A contribution to the intelligent aircraft structure". *Proceedings of ECNDT*. Vol. 2006.
  46. Bartelds, G. "Aircraft Structural Health Monitoring, Prospects for Smart Solutions from a European Viewpoint". *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 9, no. 11, 1998, pp. 906-910.
  47. Boller, Christian, and Matthias Buderath. "Fatigue in aerostructures—where structural health monitoring can contribute to a complex subject." *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 365, no. 1851, 2006, pp. 561-587.
  48. Парамонов, Ю. М. Джерела інформації індивідуальної витрати ресурсу. Надійність, живучість та ресурс конструкції літальних апаратів: Навч. посібник для вузів ГА. РКІПА, 1980.
  49. *Methods of Early Fatigue Detection*. DSTO Aeronautical and Maritime Research Laboratory, жовт. 1996. DSTO-NT-0059. *Defense Technical Information Center - DTIC*, [apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a329898.pdf](https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a329898.pdf). Останній перегляд 5 квіт. 2021.
  50. Ігнатович, С. Р., та ін. "Еволюція пошкодженості сплаву Д-16АТ у концентратора на стадії до зародження втомної тріщини". *Авіаційно-космічна техніка та технологія*, № 9(45), 2007, с. 124-28.
  51. Coppinger, Rob. "Airbus and Boeing Back Structural Monitoring". *Flight Global*, 20 лют. 2007, [www.flightglobal.com/airbus-and-boeing-back-structural-monitoring-/72082.article](https://www.flightglobal.com/airbus-and-boeing-back-structural-monitoring-/72082.article). Останній перегляд 5 квіт. 2021.
  52. Бурау, Н. И., та ін. "Моделирование двухуровневой системы контроля вибрации авиационного двигателя в системе NI LabView". *Авиационно-космическая техника и технология*, № 9, 2012, с. 257-62.

53. Павловський, О. М. *Багаторівнева система контролю вібрації авіаційного двигуна*. 2014. Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", дис. канд. техн. наук.
54. НТУУ «Київський Політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського». *Система вібраційного контролю авіаційного двигуна*. 70117, Державна служба інтелектуальної власності України, 25 трав. 2012.
55. Chang, Fu-Kuo. *Structural Health Monitoring 2003: From Diagnostics & Prognostics to Structural Health Management : Proceedings of the 4th International Workshop on Structural Health Monitoring, Stanford University, Stanford, CA, September 15-17, 2003*. DEStech Publications, 2003.
56. Chang, F K. *Structural health monitoring: advancements and challenges for implementation* . Pennsylvania: DEStech Publications, Inc., 2005.
57. Adams, Douglas. *Health Monitoring of Structural Materials and Components: Methods with Applications*. John Wiley & Sons, 2007.
58. Nagarajaiah, S., and K. Erazo. "Structural Monitoring and Identification of Civil Infrastructure in the United States." *Structural Monitoring and Maintenance*, vol. 3, no. 1, 2016, pp. 51-69.
59. Бурау, Н. И., та ін. "Структурно-функціональний синтез систем діагностики конструкцій в експлуатації". *Вісник ТНТУ (механіка та матеріалознавство)*., т. 72, № 4, 2013, с. 77-86.
60. "Remote Diagnostics Reducing Airline Costs. General Electric. Press Release".  
*Home* *GE* *Aviation*,  
[www.geae.com/services/information/servicesolution/v02/v02i01a01.html](http://www.geae.com/services/information/servicesolution/v02/v02i01a01.html).  
 Останній перегляд 4 квіт. 2021.
61. Бурау, Н. И., та Ю. В. Сопилка. "Методологические аспекты виброакустического мониторинга состояния лопаток ГТД". *Авиационно-космическая техника и технология*, № 9/35, 2006, с. 162-66.
62. Зажицький, О. В. *Розпізнавання нейронними мережами стану лопаток авіаційних двигунів у процесі віброакустичного моніторингу*. 2013. Дис. канд. техн. наук.

63. Зажицький, О. В. "Розпізнавання мережами адаптивної резонансної теорії стану лопаток робочого колеса газотурбінного двигуна на стаціонарних режимах експлуатації". *Авиационно-космическая техника и технология*, № 9, 2006, с. 167-72.
64. Яцко, Л. Л. "Диагностика трещины вала по уровню нелинейности вибрации при субгармонических резонансах". *Авиационно-космическая техника и технология*, X.: ХАИ, 10 (57), 2008, с. 179-83.
65. Bouraou, N., et al. "Vibroacoustical diagnosis of the crack-like damages of aircraft engine blades at the steady-state and non-steady-state modes". *Vibrations in Physical Systems*, vol. 24, 2010, pp. 69-74.
66. Сопілка, Ю.В. "Застосування біспектрального аналізу віброакустичних сигналів для діагностування тріщин у лопатках авіаційних двигунів". *Наукові вісті Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"*, № 6, 2015, с. 73-79.
67. Бурау, Н. И., та ін. "Влияние поперечной трещины ротора на его модальные и вибрационные характеристики". *Авиационно-космическая техника и технология*, № 8/44, 2007, с. 127-131.
68. Pavlovskiy, O., et al. "Multilevel vibration control system of aviation gas-turbine engines". *Vibrations in Physical Systems*, vol. 25, 2012, pp. 323-328.
69. Павловський, О. М. "Використання пакету LabVIEW для моделювання та аналізу ефективності системи обробки вібраційних сигналів авіаційного двигуна". *Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут"*. Сер.: Приладобудування, № 45, 2013, с. 148-57.
70. Wei, Zhiyuan, et al. "Gas turbine aero-engines real time on-board modelling: A review, research challenges, and exploring the future." *Progress in Aerospace Sciences* 121 (2020): 100693, <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2020.100693>.
71. Staszewski, W. et al. *Health Monitoring of Aerospace Structures: Smart Sensor Technologies and Signal Processing*. John Wiley & Sons Ltd., 2004.



72. Radkowski, S. "Use of vibroacoustical signal in detecting early stages of failures". *Eksplatacja i niezawodnosc*, Vol. 3, 2007, pp. 11-18.
73. Чигрин, В.С., та Суховій, С.І. *Віброакустика і вібродіагностика газотурбінних двигунів*. Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «ХАІ», 2012.
74. Бурау, Н. И. та ін. "Разработка и исследование цифровых следящих фильтров для системы контроля вибрации авиационного двигателя на нестационарных режимах". *Авиационно-космическая техника и технология*, №10, 2013, с. 171-176.
75. Сопілка, Ю.В. "Використання частотно-часових перетворень Вігнера вищих порядків у задачах віброакустичної діагностики". *Наукові вісті НТУУ «КПІ»*, №6, 2005, с.110-117.
76. Паньків, Ю.В. "Дослідження вібраційних процесів у відцентрових насосних агрегатах з метою контролю динаміки розвитку дефектів їх робочих коліс та міжступінчатих ущільнень". *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*, № 4(49). 2013, с. 75-80.
77. Feder, J. *Fractals*. Plenum Press, New York, 1988.
78. Handley, J. W., Jaenisch, H. M., & Carruth, R. T. (1993). Chaos and fractal algorithms applied to signal processing and analysis. *Simulation*, 60(4), 261-278.
79. Pilgrim, I., & Taylor, R. P. (2018). Fractal analysis of time-series data sets: Methods and challenges. *Fractal analysis*, 5-30.
80. Haridas, A., Crivoi, A., Prabhathan, P., Chan, K., & Murukeshan, V. M. (2017, June). Fractal speckle image analysis for surface characterization of aerospace structures. In *Fifth International Conference on Optical and Photonics Engineering* (Vol. 10449, pp. 329-336). SPIE.
81. Uchaev, D. V., & Uchaev, D. V. (2020, January). Theory and methodology of multifractal interpretation of aerospace images. In *Twelfth International Conference on Machine Vision (ICMV 2019)* (Vol. 11433, pp. 902-909). SPIE.
82. Lopes, R., & Betrouni, N. (2009). *Fractal and multifractal analysis: A review*. *Medical image analysis*, 13(4), 634-649.



83. Бурау, Н. І., Ігнатович, С.Р. та Паздрій, О.Я. "Використання фрактального аналізу частотно-часових спектрів віброакустичних сигналів для діагностики газотурбінних двигунів". Вісник Національного технічного університету України Київський політехнічний інститут. Серія: Радіотехніка. Радіоапаратобудування, № 74, 2018, с. 73-83.
84. Collis, W. B., White, P. R., & Hammond, J. K. (1998). *Higher-order spectra: the bispectrum and trispectrum. Mechanical systems and signal processing*, 12(3), 375-394.
85. Бурау, Н.И. та ін. "Частотно-временной и биспектральный анализ виброакустических сигналов для диагностики трещин в лопатках авиационных ГТД" Вестник двигателестроения. Запорожье: ОАО «Мотор Сич», №4, 2004, с.101-107.
86. Lim, M. H., & Leong, M. S. (2005). Diagnosis for loose blades in gas turbines using wavelet analysis. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 127(2), 314-322.
87. Панін, В.В. та ін. "Вейвлет-діагностика вібростану елементів газотурбінного двигуна". Вісник двигунобудування, № 2, 2014, с. 233-237.
88. Chui, Charles K., ed. *Wavelets: a tutorial in theory and applications*. Academic Press Professional, Inc., 1993.
89. Mehra, M., Mehra, V. K., & Ahmad, M. (2018). *Wavelets theory and its applications*. Springer Singapore.
90. Aretakis, N., & Mathioudakis, K. (1997). Wavelet analysis for gas turbine fault diagnostics.
91. Walnut, D. F. (2013). *An introduction to wavelet analysis*. Springer Science & Business Media.
92. Harrison, G. A., Koren, I., Lewis, M. P., & Taylor, F. J. (1998, March). *Application of wavelet and Wigner analysis to gas turbine vibration signal processing. In Wavelet Applications V* (Vol. 3391, pp. 490-501). SPIE.
93. Lynch, Stephen, and Stephen Lynch. "Fractals and multifractals." *Dynamical Systems with Applications using MATLAB®* (2014): 107-138.

94. Büyükkiliç, Fevzi, and Doğan Demirham. "A fractal approach to entropy and distribution functions." *Physics Letters A* 181.1 (1993): 24-28.
95. Bhattacharya, Pathikrit, Bikas K. Chakrabarti, and Debashis Samanta. "Fractal models of earthquake dynamics." *arXiv preprint arXiv:0906.1931* (2009).
96. Mandelbrot, B.B. *The fractal Geometry of Nature*. Freeman, New York, 1983.
97. Kantelhardt, J. W., Zschiegner, S. A., Koscielny-Bunde, E., Havlin, S., Bunde, A., & Stanley, H. E. (2002). *Multifractal detrended fluctuation analysis of nonstationary time series*. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, 316(1-4), 87-114.
98. Кононюк, А. Е. *Дискретно-непрерывна математика. (Поверхні). В 12-и кн. Кн.6. ч.2. Освіта України*, 2016.
99. Torres-García, A. A., Garcia, C. A. R., Villasenor-Pineda, L., & Mendoza-Montoya, O. (Eds.). (2021). *Biosignal Processing and Classification Using Computational Learning and Intelligence: Principles, Algorithms, and Applications*. Academic Press.
100. Mwema, Fredrick M., et al. "Advances in manufacturing analysis: Fractal theory in modern manufacturing." *Modern manufacturing processes*. Woodhead Publishing, 2020. 13-39.
101. Hurst, H. Et al. *Long-term Storage. An Experimental Study*. London Constable, 1965.
102. Duan, D., Ma, H., Yan, Y., & Yang, Q. (2022). A Fault Diagnosis Scheme Using Hurst Exponent for Metal Particle Faults in GIL/GIS. *Sensors*, 22(3), 862. <https://doi.org/10.3390/s22030862>
103. Inturi, V., Balaji, S. V., Gyanam, P., Pragada, B. P. V., Geetha Rajasekharan, S., & Pakrashi, V. (2022b). An integrated condition monitoring scheme for health state identification of a multi-stage gearbox through Hurst exponent estimates. *Structural Health Monitoring*, 147592172210928. <https://doi.org/10.1177/14759217221092828>
104. Sanchez, M.A. and Granero, J.E. "Some comments on Hurst exponent and the long memory processes on capital markets". *Physica A.*, No.387, 2008, pp. 5543–5551.

105. Паздрій, О.Я. "Вплив методичних факторів на визначення фрактальних характеристик складних вібраційних сигналів". Вісник Інженерної Академії України, № 2, 2019, с. 91-98.
106. Бурау, Н.І. та Паздрій, О.Я. "Інтерпретація вібраційних сигналів складної роторної системи на основі фрактального аналізу". Авиационно-космическая техника и технология, № 7(159), 2019, с. 114 – 121.
107. Bouraou, Nadiia, Oleksii Pavlovskiy, and Olha Pazdrii. "Improvement of the vibration diagnostics of rotation shaft damage based on fractal analysis". *Vibrations in Physical Systems*, Vol. 27, 2016, pp. 61-66.
108. Fischer, Peter. *Chaos, fractals, and dynamics*. CRC Press, 2020.
109. W. Xie, W. Xie, Fractal-based analysis of time series data and features extraction, *Chinese Signal Processing Journal* 13 (1997) 98–104.
110. N. Sarker, B.B. Chaudhuri, An efficient differential box-counting approach to compute fractal dimension of image, *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics* 24 (1994) 115–120.
111. Свідоцтво № 69592 України про реєстрацію авторського права на твір. Комп'ютерна програма «Програма визначення фрактальної характеристики нестационарного процесу» [Текст] Бурау Н.І., Паздрій О.Я., Півторак Д.О. (Україна); заявник та власник Бурау Н.І., Паздрій О.Я., Півторак Д.О. - № 70151; заявл. 04.11.2016; зареєстровано 04.01.2017 р. в Державному реєстрі свідоцтв про реєстрацію авторського права на твір.
112. Moisy F. Boxcount. *MathWorks - Makers of MATLAB and Simulink - MATLAB & Simulink*. URL: [https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/13063boxcount?s\\_tid=srchtitle](https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/13063boxcount?s_tid=srchtitle) (date of access: 12.04.2021).
113. Pazdrii, Olha, and Nadiia Bouraou. "Two-level Signal Processing of Vibroacoustical Signals for Condition Monitoring of Complex Rotary System." *2018 New Trends in Signal Processing (NTSP)*. IEEE, 2018.
114. Pazdrii, Olha, and Nadiia Bouraou. "Vibroacoustic Condition Monitoring of the Complex Rotation System Based on Multilevel Signal Processing." *Vibrations in Physical Systems* 31.2 (2020).

115. Бурау, Н., та О. Паздрій. "Фізичне моделювання та діагностика попадання сторонніх предметів в обертову систему". *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, № 4/173, спецвипуск 1, 2021, с. 62–63.
116. "ISDS205 User Guide". instrustar.com,  
<http://instrustar.com/upload/user%20guide/ISDS205%20User%20Guide.pdf>.
117. Fulop, Sean A., та Kelly Fitz. "Algorithms for computing the time-corrected instantaneous frequency (reassigned) spectrogram, with applications". *The Journal of the Acoustical Society of America*, т. 119, № 1, січ. 2006, с. 360–71, <https://doi.org/10.1121/1.2133000>.
118. Oppenheim, Alan V., та Ronald W. Schafer. *Discrete-Time Signal Processing*. 3-тє вид., Pearson Education Limited, 2014.
119. "Spectrogram using short-time Fourier transform – MATLAB spectrogram". *MathWorks - Makers of MATLAB and Simulink - MATLAB & Simulink*, [www.mathworks.com/help/signal/ref/spectrogram.html](http://www.mathworks.com/help/signal/ref/spectrogram.html). Останній перегляд 27 груд. 2022.
120. Swami, Ananthram, Jerry M. Mendel, and Chrysostomos L. Nikias. "Higher-order spectral analysis toolbox." *The Mathworks Inc* 3 (1998): 22-26.
121. Srivastava, Suresh Kumar, and Deepali Srivastava. *Data Structures through C in depth*. BPB publications, 2004.
122. Bhargava, Aditya. *Grokking Algorithms: An illustrated guide for programmers and other curious people*. Simon and Schuster, 2016.
123. Ferreira Filho, Wladston. *Computer Science Distilled: Learn the Art of Solving Computational Problems*. Code Energy, 2017.
124. Skiena, Steven S. "The Algorithm Design Manual (Texts in Computer Science)." *group* 23 (2020): 2516.



## ДОДАТОК А

## Список наукових праць здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

1. Bouraou N. Improvement of the vibration diagnostics of rotation shaft damage based on fractal analysis / N. Bouraou, O. Pavlovskyi, O. Pazdrii // *Vibrations in physical systems*. – 2016. – No. 27. – P. 61–66. – Режим доступу: [https://vibsys.put.poznan.pl/\\_journal/2016-27/articles/vibsys\\_2016-ch07.pdf](https://vibsys.put.poznan.pl/_journal/2016-27/articles/vibsys_2016-ch07.pdf) (*Scopus*, Q 3, ISSN 0860-6897)
2. Pazdrii O. Vibroacoustic condition monitoring of the complex rotation system based on multilevel signal processing / O. Pazdrii, N. Bouraou // *Vibrations in physical systems*. – 2020. – Vol. 31, no. 2. – 2020224. DOI: <https://doi.org/10.21008/j.0860-6897.2020.2.24> (*Scopus*, Q 4, ISSN 0860-6897)
3. Бурау Н. І. Використання фрактального аналізу частотно-часових спектрів віброакустичних сигналів для діагностики газотурбінних двигунів / Н. І. Бурау, С. Р. Ігнатович, О. Я. Паздрій // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Сер.: Серія Радіотехніка, Радіоапаратобудування. – 2018. – № 74. – С. 73–83. DOI: <https://doi.org/10.20535/RADAP.2018.74.73-83> (фахове видання, *Web of Science*, ISSN 2310-0389)
4. Бурау Н. І. Інтерпретація вібраційних сигналів складної роторної системи на основі фрактального аналізу / Н. І. Бурау, О. Я. Паздрій // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2019. – № 7. – С. 114–121. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2019.7.16> (фахове видання, ISSN 1727-7337)
5. Паздрій О. Я. Вплив методичних факторів на визначення фрактальних характеристик складних вібраційних сигналів / О. Я. Паздрій // Вісник Інженерної Академії України. – 2019. – № 2. – С. 114–121. (фахове видання до 03.2020, ISSN 2519-8793)
6. Бурау Н. І. Фізичне моделювання та діагностика попадання сторонніх предметів в обертovu систему / Н. І. Бурау, О. Я. Паздрій // *Авіаційно-*

космічна техніка і технологія. – 2021. – 4sup1. – С. 62–67.  
DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup1.09> (фахове видання, ISSN 1727-7337)

7. Паздрій О.Я. Застосування фрактального аналізу для покращення вібраційної діагностики пошкоджень вала / О.Я. Паздрій // Погляд у майбутнє приладобудування: зб. тез доп. IX науково-практичної конференції студентів та аспірантів / НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського. -м Київ, (17–18 травня), 2016. – С. 22.
8. Паздрій О.Я. Використання фрактального аналізу для вібраційної діагностики пошкоджень вала / О.Я. Паздрій // Приладобудування та метрологія: сучасні проблеми, тенденції розвитку: зб. тез доп. II Всеукраїнської науково-практичної конференції / ЛНТУ.- Луцьк, (6–7 жовтня), 2016.- С. 68-70.
9. Паздрій О. Я. Моделювання та цифрова обробка нестационарних вібраційних сигналів складної роторної системи / О. Я. Паздрій // Актуальні проблеми автоматики та приладобудування: зб. тез доп. 3-ї Всеукр. наук.-техн. конф / НТУ ХПІ.- Харків, 2016. – С. 25-26.
- 10.Паздрій О. Я. Порівняльний аналіз фрактальних характеристик нестационарного шумоподібного сигналу / О. Я. Паздрій // Приладобудування: стан і перспективи : зб. тез доп. XVI Міжнар. науково-техн. конф., 16–17 трав. 2017 р. – Київ, 2017. – С. 27.
- 11.Паздрій О. Я. Застосування фрактального аналізу для обробки діагностичних зображень / О. Я. Паздрій, Н. І. Бурау // Приладобудування: стан і перспективи : зб. тез доп. XVII Міжнар. науково-техн. конф., 15–16 трав. 2018 р. – Київ, 2018. – С. 26.
- 12.Паздрій О. Я. Застосування дворівневої обробки інформації для діагностики пошкоджень елементів роторних систем / О. Я. Паздрій, Н. І. Бурау // ПРТК-2018 : зб. тез доп. X Міжнар. науково-практ. конф. «Інтегр. інтелект. робототехн. комплекси» (ПРТК-2018)/, Київ, 23–24 трав. 2018 р. – Київ, 2018. – С. 249–250.

13. Pazdrii O. Two-level signal processing of vibroacoustical signals for condition monitoring of complex rotary systems / O. Pazdrii, N. Bouraou // Proc. of NTSP (2018). – 2018. – P. 164–168. DOI: <https://doi.org/10.23919/NTSP.2018.8524093> (*Scopus*, ISBN 8080405476)
14. Паздрій О. Я. Порівняльний аналіз методів обробки шумоподібних сигналів для діагностики початкових пошкоджень обертових систем / О. Я. Паздрій // Приладобудування: стан і перспективи : зб. тез доп. XVIII Міжнар. науково-техн. конф., 15–16 трав. 2019 р. – Київ, 2019. – С. 27-28.
15. Бурау Н. И. Інтерпретація вібраційних сигналів складної роторної системи на основі фрактального аналізу / Н. И. Бурау, О. Я. Паздрій // XXIV Міжнародний конгрес двигунобудівників : Тези доп : зб. тез доп. XXIV Міжнар. науково-техн. конф., Харків. – Харків, 2019. – С. 34
16. Паздрій О. Я. Про ефективність обробки діагностичної інформації для багатокласової діагностики складної обертової системи / О. Я. Паздрій // Приладобудування: стан і перспективи : зб. тез доп. XIX Міжнар. науково-техн. конф., 13–14 трав. 2020 р. – Київ, 2020. – С. 19-20.
17. Паздрій О. Я. Підвищення ефективності дворівневої обробки Інформації для багатокласової системи діагностики Складної обертової системи / О. Я. Паздрій // ПРТК-2020 : зб. тез доп. XIII Міжнар. науково-практ. конф. «Інтегр. інтелект. робототехн. комплекси» (ПРТК-2020)/, Київ, 19–20 трав. 2020 р. – Київ, 2020. – С. 251–252.
18. Bouraou N. Vibroacoustic condition monitoring of the complex rotation system based on multilevel signal processing / N. Bouraou, O. Pazdrii // XXIX Conference Vibrations in Physical Systems (VIBSYS 2020), 14–16 October 2020. – P. 53.
19. Бурау Н. И. Багаторівнева обробка віброакустичних сигналів для діагностики попадання в обертову систему сторонніх предметів / Н. И. Бурау, О. Я. Паздрій // XXVI Міжнародний конгрес двигунобудівників : Тези доп. – Харків, 2021. – С. 80–81.

- 20.Паздрій О. Я. Вдосконалення бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна / О. Я. Паздрій, Н. І. Бурау // Міжнародна науково-технічна конференція "Міцність і довговічність сучасних матеріалів та конструкцій", присвячена 70-річчю від дня народження член-кореспондента НАН України, проф. Яснія Петра Володимировича (Тернопіль, 10-11 листопада 2022 р.): Зб. праць конф. – Тернопіль, 2022. – С. 216–218.
- 21.Свідоцтво № 69592 України про реєстрацію авторського права на твір. Комп'ютерна програма «Програма визначення фрактальної характеристики нестационарного процесу» [Текст] Бурау Н.І., Паздрій О.Я., Півторак Д.О. (Україна); заявник та власник Бурау Н.І., Паздрій О.Я., Півторак Д.О. - № 70151; заявл. 04.11.2016; зареєстровано 04.01.2017 р. в Державному реєстрі свідоцтв про реєстрацію авторського права на твір.



## **ДОДАТОК Б**

### **Акти впровадження результатів дисертаційної роботи**



### АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи в навчальний процес  
Національного технічного університету України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Ми, що підписалися нижче, заступник декана з методичної роботи к.т.н., доцент Філіппова М.В., доцент кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем к.т.н., доцент Півторак Д.О., вчений секретар кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем к.т.н., доцент Павловський О.М. склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи аспірантки кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем Паздрій Ольги Ярославівни «Вдосконалення бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна» використовуються в навчальному процесі кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем приладобудівного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського.

А саме:

-принцип створення моделей динамічних систем на прикладі вдосконаленої бортової системи контролю вібрації двигуна;

-методичне забезпечення вейвлет аналізу та частотно-часового аналізу складних вібраційних сигналів, отриманих в процесі експериментальних досліджень, використовуючи програмне забезпечення Matlab Signal Processing toolbox та Wavelet toolbox

використовуються в дисципліні «Інтегровані пакети прикладних програм».

Заст. декана  
з методичної роботи

Доцент кафедри КІОНС

Вчений секретар  
кафедри КІОНС

Марина Філіппова

Діана Півторак

Олексій Павловський

“ 30 ” 12 2023 р.



## АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи в навчальний процес  
Національного технічного університету України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Ми, що підписалися нижче, заступник декана з методичної роботи к.т.н., доцент Філіппова М.В., доцент кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем к.т.н., доцент Цибульник С.О., вчений секретар кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем к.т.н., доцент Павловський О.М. склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи аспірантки кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем Паздрій Ольги Ярославівни «Вдосконалення бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна» використовуються в навчальному процесі кафедри комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем приладобудівного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського.

А саме:

- методичне забезпечення алгоритмів формування вікна вибірки даних для створення діагностичних алгоритмів;
- методичне забезпечення алгоритмів визначення поточного режиму роботи складних обертових систем як елемент загальної структури діагностичної системи;

використовуються в дисципліні «Програмні алгоритми та структури даних».

Заст. декана  
з методичної роботи

Доцент кафедри КІОНС

Вчений секретар  
кафедри КІОНС

Марина Філіппова

Сергій Цибульник

Олексій Павловський

“ 30 ” 12 2023 р.



## Товариство з обмеженою відповідальністю «ЕФТЕРРА»

04123, м. Київ, вул. Галицька 3, к.17  
+3800634557800  
[efterra2020@gmail.com](mailto:efterra2020@gmail.com)

№ 12/Н  
від " 15" листопада 2023р.

### Акт впровадження результатів дисертаційної роботи

Ми, що нижче підписалися, Бабіч І.М. – заступник директора, Рудь О.Д. – науковий консультант, склали цей акт про те, що результати наукових досліджень Паздрій Ольги Ярославівни, отримані в дисертаційній роботі «Вдосконалення бортової системи керування і контролю для багатокласової діагностики авіаційного газотурбінного двигуна», яка виконувалась на кафедрі Комп'ютерно-інтегрованих оптичних та навігаційних систем КПП ім. Ігоря Сікорського, є важливими і будуть використані для розробок перспективних автоматичних систем вібраційної та віброакустичної діагностики машин та механізмів, що працюють в умовах вібраційного збурення, а саме алгоритмічне, програмне та методичне забезпечення для багаторівневої обробки сигналів за методами частотно-часового та фрактального аналізу.

Заступник директора

 Бабіч І.М.

Науковий консультант

 Рудь О.Д.





---

## Quantum Satis Engeneering LLC

+1 484 52 111 21  
1201 N. Orange  
Street Suite 7160  
19801  
Wilmington  
Delaware  
United States

sale@nanofulleron.com  
www.nanofulleron.com

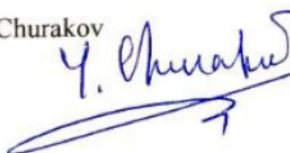
January 18, 2024

### **Act Implementation of the results of the dissertation**

This Act is composed by Yaroslav Churakov, Director of "Quantum Satis Engeneering LLC", the undersigned, confirms that:

the results of scientific research by Olha Pazdrii, obtained in the thesis "Improvement of on-board control and monitoring system for multi-class diagnostics of aircraft gas turbine engine", which was carried out at the Department of computer-integrated optical and navigation systems of National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", are important and will be used for the development of modern automatic systems for vibration and vibroacoustic diagnostics of machines and mechanisms operating under conditions of vibration disturbance, namely algorithmic, software and methodical support for multi-level processing of signals using the methods of time-frequency and fractal analysis.

Yaroslav Churakov  
director



## ДОДАТОК В

# Програма визначення фрактальної характеристики нестационарного процесу

```

function [H1,H2]=Hurst(x)
% Input x: signal
% Output.
% H1: Hurst parameter from regression on all data.
% H2: Hurst parameter from regression on segmentation means.
x = cumsum(x - mean(x));
N = length(x);
m = floor(log2(N - 1));
NN = 2^m;
segmax = m - 2;
y = diff(x(1:NN+1));
s = std(y);
xmax = max(x(1:NN));
xmin = min(x(1:NN));
r = xmax - xmin;
dy(1) = log2(NN);
RS(1) = log2(r / s);
mdy(1) = dy(1);
mRS(1) = RS(1);
for i=1:segmax
nseg = 2^i;
lseg = NN / nseg;
Y = reshape(y,lseg,nseg);
S = std(Y);
X = cumsum(Y);
Xmax = max(X);
Xmin = min(X);
R = Xmax - Xmin;
RSi = log2(R ./ S);
mRS(i + 1) = mean(RSi);
RS = [RS; RSi'];
dyi = ones(nseg, 1) * lseg;
dyi = log2(dyi);
mdy(i + 1) = log2(lseg);
dy = [dy; dyi];
end
plot(dy, RS, 'o')
xlabel('log2 segment length');
ylabel('log2 R/S');
hold on
p = polyfit(dy, RS,1);
H1 = num2str(p(1));
fit = polyval(p, dy);
plot(dy, fit, 'r')
pm = polyfit(mdy, mRS, 1);
H2 = num2str(pm(1));
fit2 = polyval(pm, mdy);
ss = ['Slopes are: (i) ' H1 ' (ii) ' H2];
plot(mdy, mRS, 'g*', mdy, fit2, 'g'), title(ss);
hold off
return

```

## ДОДАТОК Г

## Значення показників Херста для діагностики тріщини валу ротора двигуна

Таблиця Г.1 – Значення показників херста для діагностики тріщини валу ротора двигуна для таких параметрів:  $\psi = 0^\circ$ ;  $\beta = 0^\circ$ ;  $q = 0.05$ 

		Для сигналів повної довжини (N=1600 точок)	Для першої вибірки, яка містить субгармонічний резонанс (N=500 точок)	Для другої вибірки, яка містить основний резонанс (N=500 точок)
№	$\Delta K$	H		
1	0	0.6707	0.48019	0.58541
2	0.001	0.6511	0.36861	0.58351
3	0.002	0.64224	0.29558	0.58156
4	0.003	0.6608	0.37732	0.57958
5	0.004	0.68348	0.43451	0.57755
6	0.005	0.70054	0.46805	0.57547
7	0.006	0.71249	0.48884	0.57334
8	0.007	0.72088	0.48822	0.57118
9	0.008	0.72661	0.48466	0.56901
10	0.009	0.73102	0.45978	0.56683
11	0.010	0.73508	0.4391	0.56465
12	0.011	0.7385	0.41811	0.5625
13	0.012	0.74076	0.40023	0.56039
14	0.013	0.74214	0.38378	0.55833
15	0.014	0.74296	0.36852	0.55633
16	0.015	0.74289	0.35494	0.55442
17	0.016	0.74247	0.34325	0.5526
18	0.017	0.74222	0.33267	0.55088
19	0.018	0.74177	0.323	0.54928

20	0.019	0.74163	0.3141	0.54777
21	0.020	0.74184	0.30583	0.54638
22	0.021	0.74221	0.29806	0.54509
23	0.022	0.74238	0.29072	0.5439
24	0.023	0.74245	0.28381	0.54281
25	0.024	0.74275	0.2772	0.5418
26	0.025	0.74303	0.27095	0.54087
27	0.026	0.74276	0.26508	0.53999
28	0.027	0.74231	0.25947	0.53917
29	0.028	0.74204	0.25408	0.53839
30	0.029	0.74195	0.24892	0.53765
31	0.030	0.7416	0.24395	0.53693
32	0.031	0.7409	0.23917	0.53624
33	0.032	0.74002	0.23455	0.53556
34	0.033	0.73944	0.23009	0.5349
35	0.034	0.73887	0.22577	0.53426
36	0.035	0.73815	0.22157	0.53365
37	0.036	0.73706	0.21751	0.53305
38	0.037	0.73603	0.21355	0.53247
39	0.038	0.73476	0.20971	0.53189
40	0.039	0.73393	0.20597	0.53133
41	0.040	0.73214	0.20233	0.53076
42	0.041	0.72897	0.19883	0.53021
43	0.042	0.72558	0.19544	0.52966
44	0.043	0.72248	0.19216	0.52912
45	0.044	0.71973	0.18898	0.52858
46	0.045	0.71719	0.18596	0.52805
47	0.046	0.71455	0.18306	0.52752
48	0.047	0.7113	0.1805	0.52699
49	0.048	0.70809	0.1781	0.52646
50	0.049	0.70484	0.17581	0.52592



51	0.050	0.70185	0.17364	0.52539
52	0.051	0.69904	0.17161	0.52486
53	0.052	0.69625	0.16975	0.52433
54	0.053	0.69356	0.16797	0.52379
55	0.054	0.69086	0.16626	0.52325
56	0.055	0.68797	0.16462	0.52271
57	0.056	0.68519	0.16305	0.52214
58	0.057	0.6825	0.16154	0.52157
59	0.058	0.67981	0.16008	0.521
60	0.059	0.67709	0.15864	0.52042
61	0.060	0.67427	0.15723	0.51985
62	0.061	0.6714	0.15585	0.51928
63	0.062	0.66863	0.1545	0.51871
64	0.063	0.66596	0.15349	0.51813
65	0.064	0.66323	0.1525	0.51746
66	0.065	0.66046	0.15164	0.51677
67	0.066	0.65777	0.15089	0.51607
68	0.067	0.65515	0.15018	0.51536
69	0.068	0.65258	0.14951	0.51465
70	0.069	0.65007	0.14885	0.51394
71	0.070	0.64757	0.14819	0.51322
72	0.071	0.64504	0.14754	0.5125
73	0.072	0.64256	0.14689	0.51178
74	0.073	0.64012	0.14625	0.51105
75	0.074	0.63766	0.14567	0.51032
76	0.075	0.63522	0.14519	0.50958
77	0.076	0.63281	0.14477	0.50884
78	0.077	0.63042	0.14436	0.5081
79	0.078	0.62806	0.14394	0.50736
80	0.079	0.62571	0.14353	0.50661
81	0.080	0.62337	0.14311	0.50587

82	0.081	0.621	0.14269	0.50514
83	0.082	0.61868	0.14235	0.50441
84	0.083	0.61644	0.14213	0.50367
85	0.084	0.61427	0.14229	0.50293
86	0.085	0.61218	0.14244	0.50219
87	0.086	0.61014	0.1426	0.50144
88	0.087	0.60808	0.14276	0.50073
89	0.088	0.60602	0.14291	0.49999
90	0.089	0.604	0.14307	0.49914
91	0.090	0.60203	0.14322	0.4983
92	0.091	0.60011	0.1434	0.49746
93	0.092	0.59822	0.14362	0.49662
94	0.093	0.59634	0.14385	0.49578
95	0.094	0.59449	0.14409	0.49494
96	0.095	0.59271	0.14433	0.49403
97	0.096	0.59094	0.14457	0.49312
98	0.097	0.58923	0.14481	0.49221
99	0.098	0.58755	0.14506	0.4913
100	0.099	0.58591	0.14531	0.49038
101	0.100	0.58431	0.14586	0.48945

Таблиця Г.2 – значення показників Херста для діагностики тріщини валу ротора двигуна для таких параметрів:  $\psi = 135^\circ$ ;  $\beta = 135^\circ$ ;  $q = 0.05$

		Для сигналів повної довжини (N=1600 точок)	Для першої вибірки, яка містить субгармонічний резонанс (N=500 точок)	Для другої вибірки, яка містить основний резонанс (N=500 точок)
№	$\Delta K$	H		
1	0	0.66881	0.45691	0.55474
2	0.001	0.66881	0.50701	0.55528
3	0.002	0.67743	0.5594	0.55582
4	0.003	0.69392	0.56261	0.55636
5	0.004	0.70475	0.55807	0.55685
6	0.005	0.71794	0.54832	0.55736
7	0.006	0.73298	0.5389	0.55791
8	0.007	0.74828	0.53152	0.5585
9	0.008	0.76137	0.51399	0.55908
10	0.009	0.77162	0.50089	0.5596
11	0.010	0.77848	0.487	0.56017
12	0.011	0.78397	0.47635	0.56079
13	0.012	0.78855	0.46649	0.56142
14	0.013	0.79225	0.45669	0.56195
15	0.014	0.79494	0.44747	0.56252
16	0.015	0.79648	0.43803	0.56311
17	0.016	0.79754	0.42947	0.56373
18	0.017	0.79846	0.42299	0.56435
19	0.018	0.7995	0.41806	0.565
20	0.019	0.80007	0.41448	0.56568
21	0.020	0.80062	0.4124	0.56621
22	0.021	0.8009	0.41182	0.5667

23	0.022	0.80118	0.4114	0.56718
24	0.023	0.80151	0.41077	0.56747
25	0.024	0.80174	0.41009	0.56765
26	0.025	0.80166	0.40955	0.56784
27	0.026	0.80151	0.40895	0.56805
28	0.027	0.80148	0.40829	0.56827
29	0.028	0.80133	0.4076	0.5685
30	0.029	0.80085	0.40688	0.56876
31	0.030	0.8002	0.40614	0.56903
32	0.031	0.79967	0.40539	0.56919
33	0.032	0.79922	0.40464	0.56929
34	0.033	0.79869	0.40401	0.56942
35	0.034	0.79793	0.40344	0.56956
36	0.035	0.79723	0.40289	0.56972
37	0.036	0.7965	0.40233	0.56989
38	0.037	0.79562	0.40177	0.57007
39	0.038	0.79477	0.40159	0.57019
40	0.039	0.79379	0.40161	0.57025
41	0.040	0.79283	0.40169	0.57027
42	0.041	0.79179	0.40168	0.5703
43	0.042	0.79026	0.40165	0.57035
44	0.043	0.78884	0.40162	0.57042
45	0.044	0.78747	0.40153	0.57049
46	0.045	0.78595	0.40135	0.5706
47	0.046	0.7844	0.40116	0.57072
48	0.047	0.78291	0.40097	0.57086
49	0.048	0.7815	0.40078	0.57101
50	0.049	0.7802	0.4007	0.57117
51	0.050	0.77902	0.40061	0.57133
52	0.051	0.77796	0.40053	0.5715
53	0.052	0.77703	0.40046	0.57166



54	0.053	0.77615	0.40043	0.57178
55	0.054	0.77518	0.4004	0.57188
56	0.055	0.77415	0.40036	0.57197
57	0.056	0.77311	0.40034	0.57207
58	0.057	0.77182	0.40031	0.57216
59	0.058	0.77051	0.40028	0.57226
60	0.059	0.76922	0.40026	0.57235
61	0.060	0.77902	0.40023	0.57245
62	0.061	0.77796	0.40021	0.57255
63	0.062	0.77703	0.4002	0.57265
64	0.063	0.77615	0.40022	0.57275
65	0.064	0.77518	0.40034	0.57285
66	0.065	0.77415	0.40047	0.57293
67	0.066	0.77311	0.40059	0.57301
68	0.067	0.77182	0.40072	0.57309
69	0.068	0.77051	0.40085	0.57316
70	0.069	0.76922	0.40098	0.5732
71	0.070	0.76803	0.40111	0.5732
72	0.071	0.76666	0.40124	0.57317
73	0.072	0.76522	0.40137	0.57314
74	0.073	0.76365	0.40154	0.57311
75	0.074	0.76212	0.40172	0.57309
76	0.075	0.76042	0.4019	0.57305
77	0.076	0.75829	0.40209	0.57302
78	0.077	0.75595	0.40227	0.57299
79	0.078	0.75379	0.40246	0.57296
80	0.079	0.75173	0.40266	0.57294
81	0.080	0.73083	0.40286	0.57292
82	0.081	0.729	0.40306	0.5729
83	0.082	0.72723	0.40327	0.57288
84	0.083	0.72551	0.40347	0.57286

85	0.084	0.72387	0.40367	0.57283
86	0.085	0.72231	0.40388	0.5728
87	0.086	0.71894	0.40405	0.57277
88	0.087	0.72069	0.40423	0.57275
89	0.088	0.7173	0.40441	0.57273
90	0.089	0.71573	0.40458	0.57272
91	0.090	0.71425	0.40476	0.5727
92	0.091	0.71287	0.40494	0.57269
93	0.092	0.7115	0.40512	0.57269
94	0.093	0.71015	0.4053	0.57269
95	0.094	0.70874	0.40547	0.5727
96	0.095	0.70739	0.40565	0.57272
97	0.096	0.7061	0.40583	0.57272
98	0.097	0.70487	0.40601	0.57272
99	0.098	0.70366	0.40619	0.57272
100	0.099	0.70251	0.40637	0.57274
101	0.100	0.70143	0.40655	0.57276

## ДОДАТОК Д

### Реалізації та параметри вимірюваних під час фізичного моделювання віброакустичних сигналів

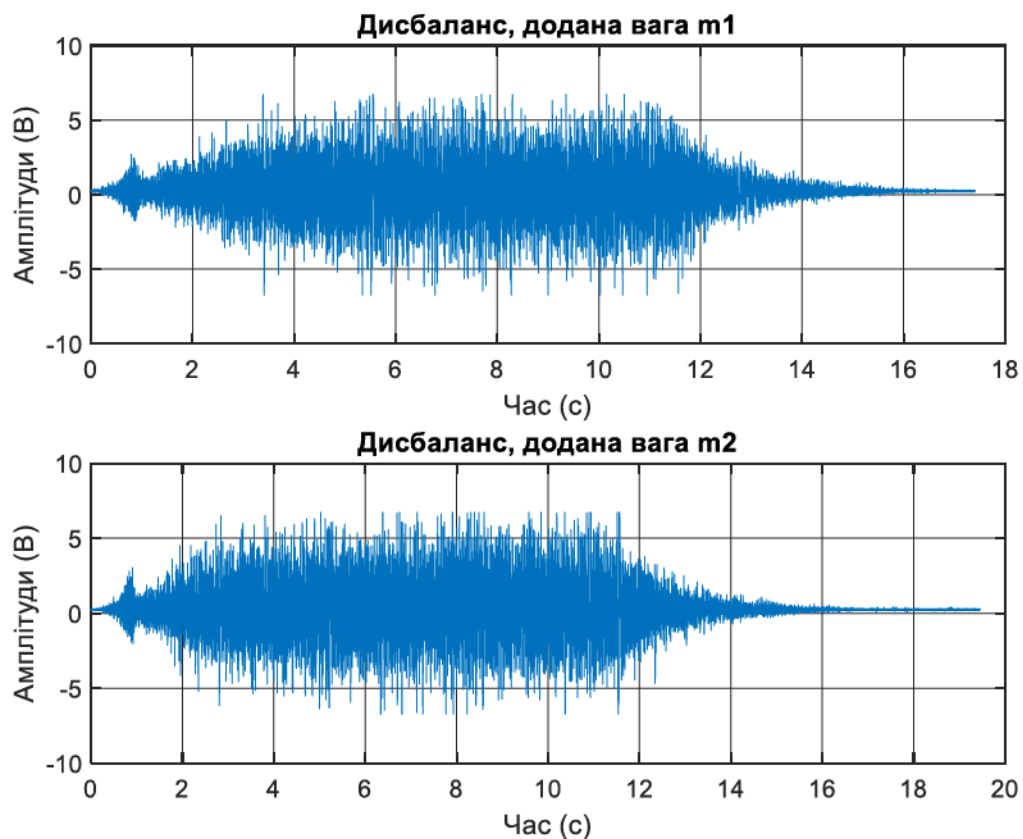


Рисунок Д.1 – Віброакустичні сигнали, які випромінюється фізичною моделлю  
обертової системи з імітацією дисбалансу

Таблиця Д.1 – Параметри віброакустичних сигналів, вимірюваних під час  
імітації дисбалансу

Частота обертання двигуна	3000 об/хв ( $f=50\text{Гц}$ )
Частота дискретизації	$f_d = 16\text{ кГц}$
Кількість точок повного сигналу з доданою масою m1	278528
Тривалість сигналу з доданою масою m1	17.4 с
Кількість точок повного сигналу з доданою масою m2	311296
Тривалість сигналу з доданою масою m2	19.45с
Кількість точок фрагментів сигналу	30000

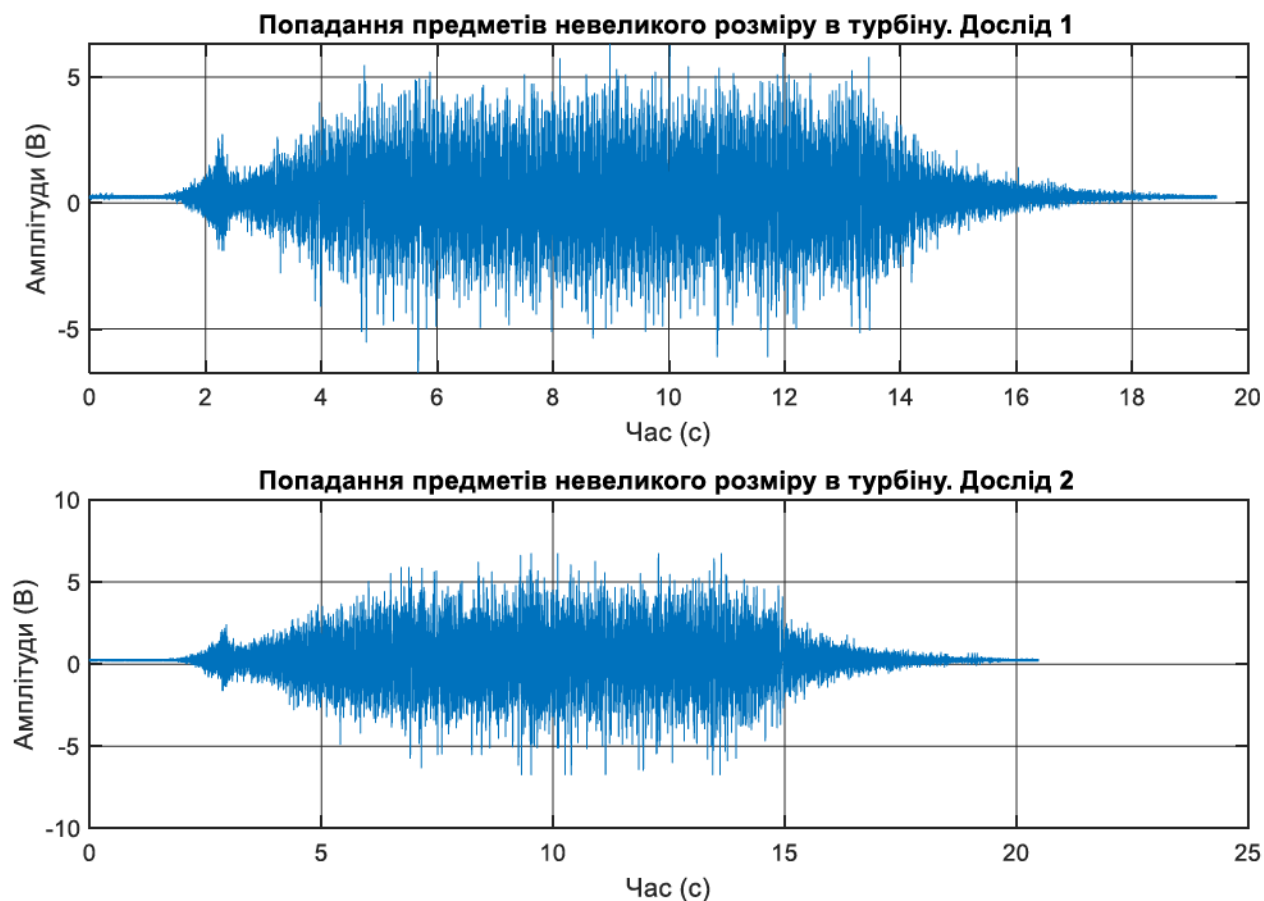


Рисунок Д.2 – Віброакустичні сигнали, які випромінюється фізичною моделлю під час потрапляння на стаціонарному режимі в турбіну обертової системи предметів невеликого розміру, виміряні під час Дослід 1 та Дослід 2

Таблиця Д.2 – Параметри віброакустичних сигналів, виміряних під час потрапляння на стаціонарному режимі в турбіну обертової системи предметів невеликого розміру

Частота обертання двигуна	3000 об/хв ( $f=50\text{Гц}$ )
Частота дискретизації	$f_d = 16\text{ кГц}$
Кількість точок вимірюного сигналу під час Дослід 1	311296
Тривалість сигналу під час Дослід 1	19,5 с
Кількість точок вимірюного сигналу під час дослід 2	327680
Тривалість сигналу під час Дослід 2	20,5 с



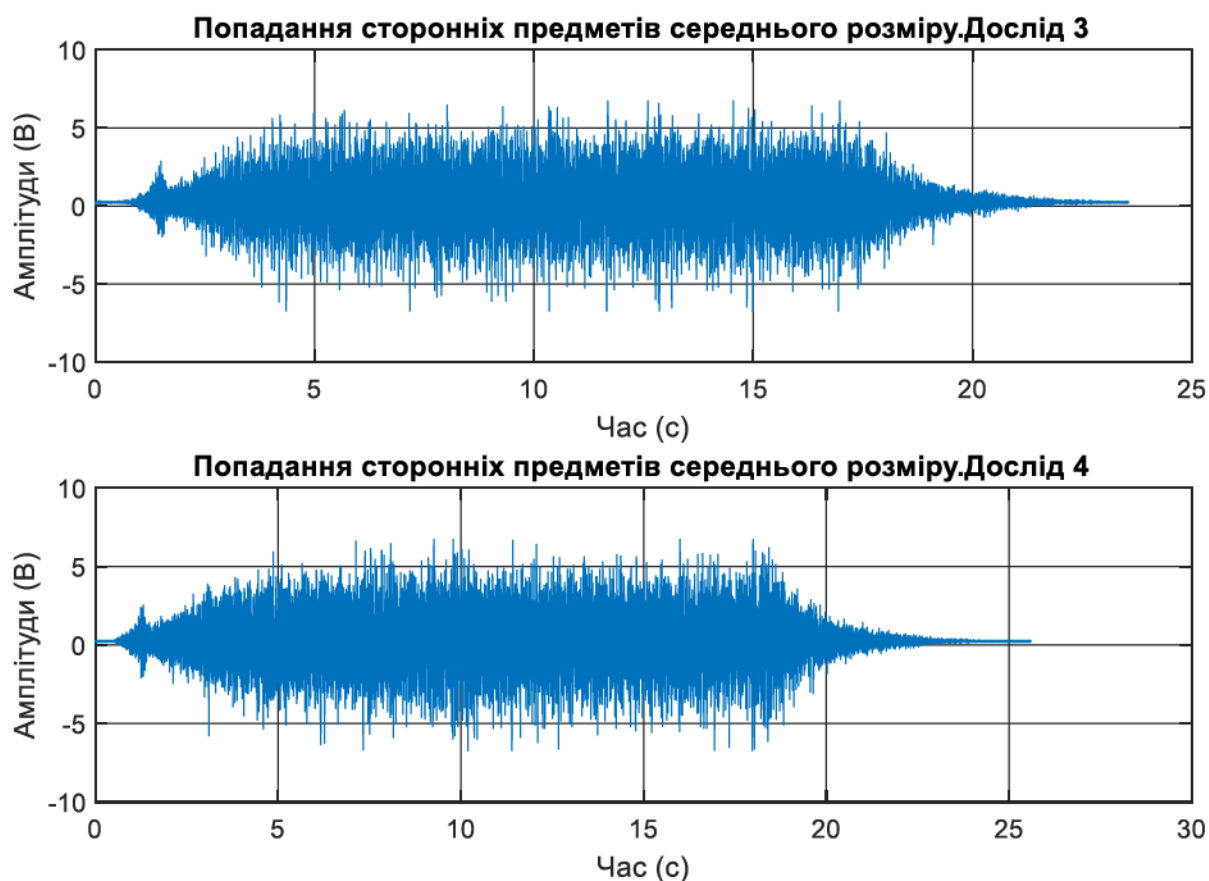


Рисунок Д.3 – Віброакустичні сигнали, які випромінюється фізичною моделлю під час потрапляння в турбіну обертової системи предметів середнього розміру , виміряні під час Дослід 3 та Дослід 4

Таблиця Д.3 – Параметри віброакустичних сигналів, виміряних під час потрапляння на стаціонарному режимі в турбіну обертової системи предметів середнього розміру

Частота обертання двигуна	3000 об/хв ( $f=50\text{Гц}$ )
Частота дискретизації	$f_d = 16\text{ кГц}$
Кількість точок вимірюваного сигналу під час Дослід 3	376832
Тривалість сигналу під час Дослід 3	23,5 с
Кількість точок вимірюваного сигналу під час Дослід 4	409600
Тривалість сигналу під час Дослід 4	25,6 с

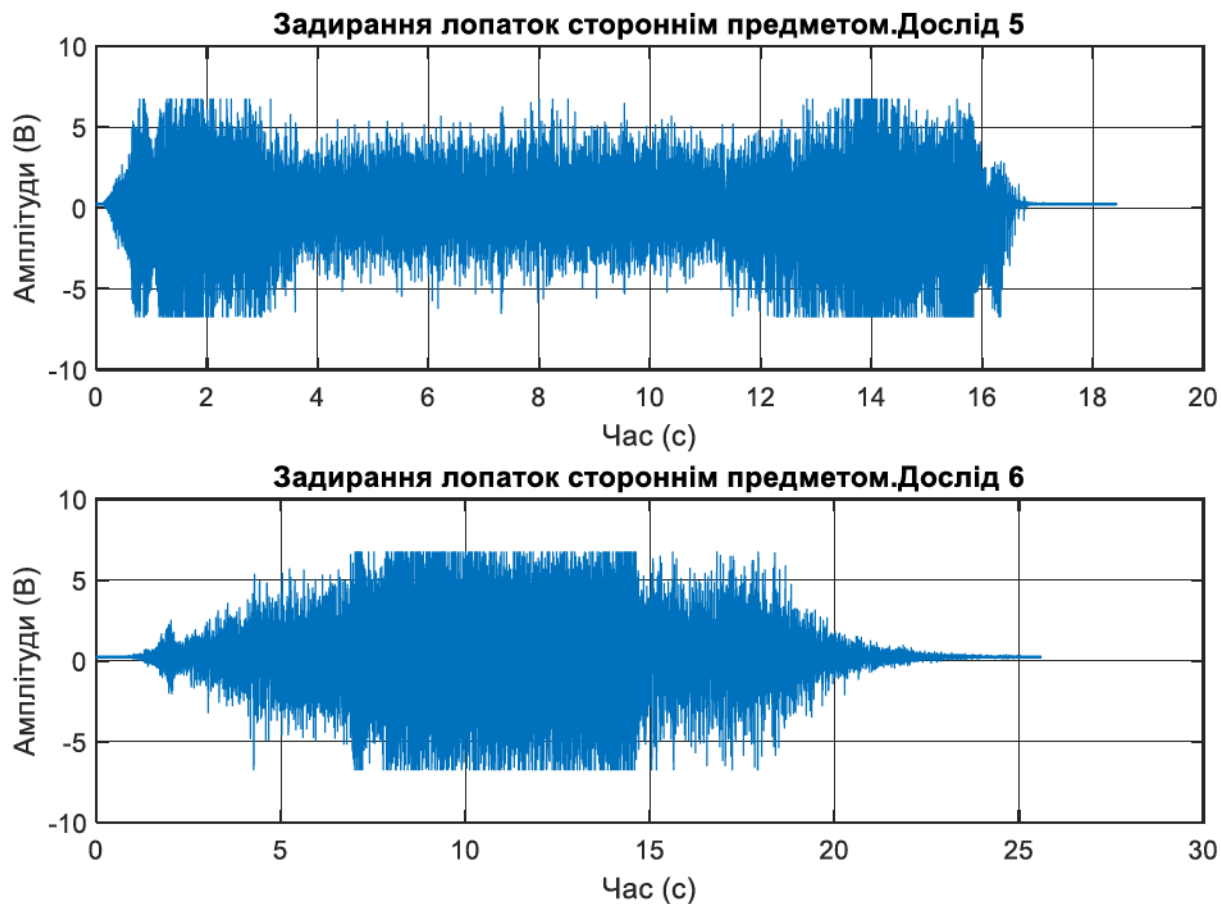


Рисунок Д.4 – Віброакустичні сигнали, які випромінюється фізичною моделлю під час задирання лопаток турбіни обертової системи

Таблиця Д.4 – Параметри віброакустичних сигналів, виміряних під час задирання лопаток турбіни обертової системи

Частота обертання двигуна	3000 об/хв ( $f=50\text{Гц}$ )
Частота дискретизації	$f_d = 16\text{ кГц}$
Кількість точок вимірюного сигналу під час Дослід 5	294912
Тривалість сигналу під час Дослід 5	18,4 с
Кількість точок вимірюного сигналу під час Дослід 6	409600
Тривалість сигналу під час Дослід 6	25,6 с

Паздрій  
Ольга

Автор цифрового  
підпису Паздрій Ольга  
Дата: 2024.03.13  
05:02:43 +02'00'