

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ДРОЗД ВОЛОДИМИР АНАТОЛІЙОВИЧ

УДК 621.311.21:681.5

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ
СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ГОЛОВНИМИ ЦИРКУЛЯЦІЙНИМИ
НАСОСАМИ АТОМНИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ**

Спеціальність G6 Інформаційно-вимірювальні технології
(Галузь знань G Інженерія, виробництво та будівництво)

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ Дрозд В.А.

Науковий керівник: Канюк Геннадій Іванович, доктор технічних наук,
професор

Харків – 2026

АНОТАЦІЯ

Дрозд В. А. Удосконалення методів підвищення якості систем керування головними циркуляційними насосами атомних електростанцій – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії з галузі знань 6 Інженерія, виробництво та будівництво за спеціальністю 66 Інформаційно-вимірювальні технології. – Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна Міністерства освіти і науки України, Харків, 2026.

Дисертаційна робота виконувалася впродовж 2022-2025 рр. на кафедрі автоматизації, метрології та енергоефективних технологій ННІ «Української інженерно-педагогічної академії» в рамках держбюджетної науково-дослідної роботи ФН-21-05 «Розробка алгоритмів та структур енергозберігаючих автоматизованих систем керування нагнітальними установками нафто- та газоперекачувальних станцій».

У дисертаційній роботі розв'язано актуальну науково-прикладну задачу підвищення якості автоматизованого керування головними циркуляційними насосами (ГЦН) як критичного обладнання АЕС. Головні циркуляційні насоси забезпечують примусову циркуляцію теплоносія через активну зону реактора, парогенератори та трубопровідну систему, формуючи теплогідравлічні параметри, що визначають ефективність відведення тепла і стійкість роботи енергоблоку. Як агрегати великої потужності, ГЦН істотно впливають на власні потреби АЕС і економічні показники роботи. Разом із цим перехідні режими (пуск, компенсація збурень, вибіг) супроводжуються динамічними навантаженнями, коливаннями витрати та потужності, а також ризиками підвищеної вібрації, що може призводити до прискореного зношування та зниження ресурсу. У таких умовах виникає необхідність комплексного підходу до синтезу та оптимізації систем керування, який узгоджує різноманітні вимоги: якість

регулювання, енергоефективність, надійність (вібраційна складова), виконання обмежень електроприводу і режимну доцільність роботи насоса.

Мета досліджень полягає у розробці та обґрунтуванні методів підвищення показників якості систем керування головними циркуляційними насосами атомних електростанцій на основі математичного моделювання, синтезу структур САК і оптимізації параметрів регуляторів за критеріями енергоефективності, надійності та максимуму комплексного показника якості.

Об'єктом досліджень є процеси підвищення показників якості роботи циркуляційних насосів атомних електростанцій у пускових, перехідних та стаціонарних режимах роботи за нормальних умов експлуатації.

Предметом досліджень є наукові методи, математичні моделі та алгоритми підвищення показників якості головних циркуляційних насосів атомних електростанцій, а також комплексні критерії оцінювання якості їх роботи.

Методи дослідження: методи теорії кваліметрії, стандартизації, системного аналізу та теорії автоматичного керування; методи математичного моделювання гідромеханічних та електромеханічних систем (рівняння насоса, гідромережі, асинхронного двигуна, перетворювача частоти); методи лінеаризації нелінійних моделей у робочій точці та побудови передатних функцій для аналізу і синтезу регуляторів; методи оптимізації параметрів регуляторів за критеріями якості та за наявності обмежень (штрафні функції, багатокритеріальна оптимізація); імітаційне моделювання та обчислювальні експерименти для оцінювання перехідних процесів, втрат енергії та показників якості; методи статистичного аналізу та нормування показників якості (еталони, вагові коефіцієнти, комплексний показник).

Наукова новизна одержаних результатів.

Основні наукові результати досліджень складають:

1. Набули подальшого розвитку методи оцінювання якості керування головних циркуляційних насосів шляхом формування комплексного показника якості, що інтегрує п'ять складових: динамічну якість, енергоефективність, надійність, штрафи за порушення обмежень та режимний показник роботи насоса, що дозволяє застосовувати його як універсальний критерій оптимізації в різних експлуатаційних режимах.

2. Вперше поставлена і вирішена задача оптимізації налаштування регуляторів головних циркуляційних насосів за критерієм максимуму комплексного показника якості, що дозволяє формувати налаштування регуляторів відповідно до пріоритетів експлуатації та забезпечувати керування з урахуванням режимних факторів.

3. Набули подальшого розвитку математичні моделі головних циркуляційних насосів шляхом введення узгоджених моделей перехідних втрат енергії та режимних відхилень, що забезпечує можливість оцінювання показників якості в динаміці.

4. Набули подальшого розвитку методи структурного синтезу систем автоматичного керування головними циркуляційними насосами АЕС з використанням еталонної математичної моделі, що підвищує енергоефективність роботи насосів і дає можливість вибору та оптимізації показників якості його роботи в залежності від режимних факторів.

У *вступі* наведено загальну характеристику дисертаційного дослідження, актуальність теми та її відповідність науковим напрямам, визначено наукову новизну та практичне значення результатів досліджень, а також предмет та об'єкт дослідження, сформульовано мету та задачі наукового дослідження, показано зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, наведено дані про апробацію результатів та публікації.

У першому розділі проаналізовано роботу ГЦН як частини технологічного ланцюга теплообміну та забезпечення теплогідравлічної стійкості. Показано, що насос не є автономним агрегатом, а працює у жорсткому взаємозв'язку з реакторною установкою, парогенераторами, трубопроводами і системами контролю та захисту. Окремо деталізовано режими роботи ГЦН: пускові, стаціонарні, режим компенсації збурень і вибіг, з акцентом на те, що вимоги до якості керування у цих режимах відрізняються як за критеріями, так і за обмеженнями. Для пуску важливими стають допустимі темпи розгону, обмеження за струмом і моментом, узгодження з теплогідравлічними процесами та вимоги до безпеки; для стаціонарних режимів – стабільність витрати, робота у зоні доцільних характеристик насоса, мінімізація втрат; для збурень – робастність і здатність компенсувати впливи без значних коливань; для вибігу – прогнозована деградація режиму та коректне спрацювання логіки безпечних станів.

Виконано аналіз впливу ГЦН на ефективність роботи енергоблоків. Показано, що якість керування ГЦН впливає на енергетичні показники не лише через середній рівень споживання, а й через перехідні режими, пікові навантаження, роботу поза оптимумом та непродуктивні втрати. Проаналізовано роль ГЦН у загальній надійності енергоблоку: підкреслено, що ризики формуються не тільки відмовами обладнання, а й накопиченням пошкоджень через вібрації та динамічні навантаження, які напряму залежать від якості керування.

Проведено аналіз нормативних документів щодо забезпечення високих показників якості обладнання АЕС, у тому числі в частині класифікації інформаційно-вимірювальних систем, вимог до надійності, процедур випробувань і вимог до функцій контролю/захисту. Це дозволило узгодити наукові постановки з вимогами реальної експлуатації.

Значну увагу приділено аналізу структур систем керування. Розглянуто ПП/ПД як базові структури, їхні переваги та обмеження в умовах потужних насосних агрегатів. Показано доцільність каскадних структур, які розділяють швидкі електромеханічні процеси та повільні гідравлічні процеси, підвищуючи керованість і зменшуючи вплив взаємодії контурів. Особливо розглянуто підходи для вимірюваних збурень, робастні підходи для гарантій якості при невизначеностях параметрів та предиктивні методи як інструмент керування з обмеженнями і оптимізацією. Таким чином, у першому розділі сформовано системну рамку: які режими є ключовими, які вимоги й обмеження визначають якість, та які класи структур керування придатні для задачі.

Виконано узагальнення показників якості ГЦН та шляхів їх підвищення: обґрунтовано, що оцінювання якості має бути багатовимірним і включати точність регулювання, динамічні, енергетичні, вібраційні режими та обмежувальні аспекти.

Другий розділ присвячено математичному моделюванню ГЦН як об'єкта керування та побудові моделей, необхідних для синтезу регуляторів і оцінювання якості. Введено позначення, базові величини та узгоджено систему змінних, що пов'язує насосні характеристики, параметри гідромережі та електропривід. Розроблено математичну модель насосу ГЦН, яка відображає залежності напору, потужності і ККД від витрати та швидкості обертання. Описано підхід до використання характеристик і їх параметризації для розрахунків у стаціонарних та у перехідних процесах.

Розроблено модель гідромережі першого контуру, яка визначає навантаження на насос і формує робочу точку. У моделі враховано нелінійність гідравлічного опору та інерційні властивості, що важливо для коректного опису перехідних процесів. Побудовано математичне моделювання електроприводу з частотним перетворювачем: описано електромагнітну модель

асинхронного двигуна, принципи формування моменту, взаємодію електричних і механічних процесів, а також узагальнену модель перетворювача частоти як керованого джерела напруги/частоти з типовими динамічними обмеженнями, включно з обмеженнями за струмом і моментом.

Окремий блок присвячено пусковим режимам: описано методи моделювання часу розгону, характерних перехідних процесів і втрат енергії при пуску. Додатково (як окремий сценарій) наведено підхід до моделювання ГЦН з гідромурфтою та оцінювання втрат енергії, що дозволяє обґрунтувати переваги частотного керування з позиції енергоефективності та керованості.

Сформовано набір вихідних сигналів і похибок, які використовуються для оцінювання якості; визначено показники якості регулювання (динаміка і точність, зокрема за інтегральними критеріями типу ІТАЕ), енергетичні показники (споживання енергії та перехідні втрати), вібраційні показники як наслідки ресурсної надійності через динамічні навантаження, режимні гідравлічні показники (робота поблизу оптимуму насоса), а також штрафи за порушення обмежень. На цій основі введено комплексний показник якості, що інтегрує п'ять складових у єдину узгоджену оцінку, придатну для оптимізації і порівняння різних законів керування. Додатково сформовано модель втрат енергії у ГЦН у перехідних режимах як інструмент прямої оцінки енергоефективності керування.

Третій розділ присвячено синтезу систем керування ГЦН на основі розроблених моделей. Виконано аналіз системи регулювання реакторного обладнання в контексті місця ГЦН та обмежень, що накладаються верхніми рівнями керування та захисту. Розроблено лінеаризовану модель ГЦН, необхідну для класичного синтезу регуляторів у частотній/операторній області. Описано підхід до лінеаризації в робочій точці, визначення малосигнальних каналів «керування–вихід», а також підготовки моделі до розрахунку передатних функцій.

Сформовано структурну схему керування з обґрунтуванням каскадної організації (зовнішній контур витрати і внутрішній контур швидкості) та логіки обмежень електроприводу. Виконано розрахунок передатних функцій для насоса, двигуна, перетворювача частоти, елементів механічного тракту та вимірювальних каналів (датчиків швидкості та витрати), що створює формальну основу для вибору і налаштування регуляторів.

Виконано постановку задачі оптимізації режимів роботи та налаштування регуляторів за різними критеріями якості. Сформульовано три постановки: оптимізація за критерієм енергоефективності, оптимізація за критерієм надійності (вібраційної складової) та оптимізація за максимумом комплексного показника якості. Показано, як у постановки включаються штрафи за порушення обмежень (струм, момент, потужність, межі режимів) і режимний фактор, що узгоджує оптимізацію з реальними умовами експлуатації. У результаті запропоновано принципи побудови структури САК ГЦН і методичні рекомендації щодо вибору підходу залежно від пріоритетів (економічних, ресурсних, технологічних).

Четвертий розділ присвячено експериментальним (імітаційним) дослідженням роботи ГЦН в пускових і стаціонарних режимах та перевірці ефективності запропонованих методів. Розроблено імітаційну модель ГЦН, що поєднує гідравлічну частину (насос–мережа) і електромеханічну частину (електропривід–перетворювач частоти) із реалізацією контурів керування та обмежень. Виконано дослідження пуску потужного двигуна у середовищі обчислювальних експериментів за різними способами керування, що дозволило порівняти характер перехідних процесів і енергетичні наслідки.

Проведено дослідження режимів при керуванні гідромурфтою як базового/порівняльного варіанта та дослідження роботи ГЦН за різними законами керування (неоптимальне налаштування, оптимізація за енергоефективністю, оптимізація за надійністю, оптимізація за комплексним показником). Для кожного сценарію виконано аналіз перехідних процесів витрати

та потужності, а також оцінено втрати енергії у перехідних режимах. Паралельно проведено порівняльне оцінювання показників якості за розробленою системою критеріїв, що дозволило зробити висновок про переваги багатокритеріального підходу та практичну доцільність комплексного показника якості для налаштування регуляторів. Виконано узагальнення результатів експериментів і формування рекомендацій щодо вибору закону керування залежно від експлуатаційних пріоритетів і режимів.

У додатках наведено результати імітаційного моделювання, проект технічних умов «Забезпечення високих показників якості роботи головних циркуляційних насосів АЕС при їх автоматизованому керуванні» та акти впровадження

Результати досліджень можуть бути впровадженні в автоматизованих системах керування головними циркуляційними насосами атомних електростанцій.

Отримані в роботі нові наукові результати використовуються в навчальному процесі Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна, Навчально-науковий інститут «Української інженерно-педагогічної академії» у вигляді нових додаткових розділів у курсах лекцій з дисциплін: «Сучасні методи та алгоритми систем автоматичного керування», «Автоматизовані системи управління технологічними процесами і об'єктами».

Матеріали дисертації достатньо повно викладені у 12 наукових працях, у тому числі у 4 статтях у наукових фахових виданнях, апробовані на науково-технічних конференціях (опубліковано 8 тез доповідей в збірниках конференцій).

Ключові слова: показники якості, методи оцінювання якості, кваліметричні методи, комплексний показник якості, головні циркуляційні насоси, атомна електростанція, енергоефективність, енергозбереження, техніко-економічні показники, автоматизовані системи керування,

оптимізація, нормативне забезпечення.

ABSTRACT

Drozd V. A. Improvement of Methods for Enhancing the Quality of Control Systems of Main Circulation Pumps at Nuclear Power Plants – Qualifying scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the field of study G Electronics, Automation and Electronic Communications, specialty G6 Information and Measurement Technologies. V.N. Karazin Kharkiv National University of Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2026.

The dissertation was carried out during 2022–2025 at the Department of Automation, Metrology and Energy-Efficient Technologies of the Educational and Scientific Institute “Ukrainian Engineering and Pedagogical Academy” within the state-funded research project FN-21-05 “Development of algorithms and structures of energy-saving automated control systems for compressor units of oil and gas pipeline stations”.

The dissertation addresses an urgent applied scientific problem of improving the quality of automated control of main circulation pumps (MCPs) as critical equipment of nuclear power plants. MCPs provide forced circulation of the coolant through the reactor core, steam generators, and pipeline system, forming the thermo-hydraulic parameters that determine the efficiency of heat removal and the stability of power-unit operation. As high-power units, MCPs significantly affect NPP auxiliary power consumption and economic performance. At the same time, transient modes (start-up, disturbance compensation, coast-down) are accompanied by dynamic loads, flow-rate and power oscillations, and increased vibration risks, which may lead to accelerated wear and reduced service life. Under such conditions, a comprehensive approach to the synthesis and optimization of control systems is required, coordinating heterogeneous requirements: control performance, energy efficiency, reliability

(vibration component), compliance with electric-drive constraints, and operational feasibility of pump operation.

The purpose of the research is to develop and substantiate methods for improving the quality indicators of control systems for main circulation pumps of nuclear power plants based on mathematical modeling, synthesis of control-system structures, and optimization of controller parameters according to criteria of energy efficiency, reliability, and maximization of a comprehensive quality index.

The object of research there are processes for improving the quality performance indicators of main circulation pumps at nuclear power plants during start-up, transient, and steady-state operating modes under normal operating conditions.

The subject of research is methods, mathematical models, quality criteria, and synthesis/optimization algorithms for MCP control systems with frequency control that ensure coordinated improvement of dynamic performance, energy efficiency, and reliability, taking into account constraints and operating factors.

Research methods methods of qualimetry theory, standardization, systems analysis, and automatic control theory; methods of mathematical modeling of hydromechanical and electromechanical systems (pump, hydraulic network, induction motor, and variable-frequency drive equations); methods for linearizing nonlinear models at an operating point and deriving transfer functions for controller analysis and synthesis; methods for optimizing controller parameters according to quality criteria and under constraints (penalty functions, multi-criteria optimization); simulation modeling and computational experiments to assess transient responses, energy losses, and quality indicators; methods of statistical analysis and normalization of quality indicators (reference values, weighting coefficients, comprehensive quality index).

Scientific novelty of the obtained results

The main scientific results are as follows:

1. The methods for assessing the control quality of main circulation pumps have been further developed through the formulation of a comprehensive quality index that integrates five components: dynamic performance, energy efficiency, reliability, penalties for constraint violations, and an operating-mode indicator of pump operation. This enables its use as a universal optimization criterion across different operating modes.

2. For the first time, the problem of optimizing the tuning of main circulation pump controllers has been formulated and solved using the criterion of maximizing the comprehensive quality index. This makes it possible to determine controller settings in accordance with operational priorities and to ensure control that accounts for operating-mode factors.

3. The mathematical models of main circulation pumps have been further developed by introducing coordinated models of transient energy losses and operating-mode deviations, which enables the evaluation of quality indicators in dynamic conditions.

4. The methods for structural synthesis of automatic control systems for NPP main circulation pumps have been further developed using a reference mathematical model. This improves the pumps' energy efficiency and enables the selection and optimization of their quality performance indicators depending on operating-mode factors.

Dissertation structure and key content

The introduction presents the general characteristics of the research, relevance of the topic and its alignment with scientific directions, scientific novelty and practical significance, the object and subject of research, the aim and objectives, the relationship with scientific programs and topics, and information on approbation and publications.

In *Chapter 1*, the operation of the main circulation pump (MCP) is analyzed as part of the heat-exchange process chain and the provision of thermohydraulic stability. It is shown that the pump is not an autonomous unit but operates in a

rigid interconnection with the reactor plant, steam generators, pipelines, and monitoring and protection systems. First of all, the operation of the main circulation pump (MCP) is analyzed as part of the technological heat-transfer chain and as a means of ensuring thermal-hydraulic stability. It is shown that the pump is not an autonomous unit; rather, it operates in a rigid interconnection with the reactor plant, steam generators, pipelines, and the monitoring and protection systems.

An analysis of the MCP impact on the efficiency of power-unit operation has been carried out. It is shown that the control quality of MCPs affects energy performance not only through the average power consumption level, but also through transient operating modes, peak loads, operation away from the optimum point, and non-productive losses. The role of MCPs in the overall reliability of the power unit has also been analyzed: it is emphasized that risks are formed not only by equipment failures, but also by the accumulation of damage due to vibrations and dynamic loads, which directly depend on control quality.

In addition, an analysis of regulatory documents related to ensuring high quality performance of NPP equipment has been performed, including aspects of classification of information-and-measurement systems, reliability requirements, testing procedures, and requirements for monitoring/protection functions. This made it possible to align the scientific formulations with real operational requirements.

Considerable attention is devoted to the analysis of control-system structures. PI/PID controllers are reviewed as basic structures, along with their advantages and limitations in the context of high-power pumping units. The expediency of cascade structures is demonstrated, as they separate fast electromechanical processes from slower hydraulic processes, thereby improving controllability and reducing the influence of loop interaction. Feedforward approaches for measurable disturbances are considered separately, as well as robust approaches that provide quality guarantees under parameter uncertainties,

and predictive methods as a tool for constraint handling and optimization. Thus, Chapter 1 establishes a systemic framework: which operating modes are key, which requirements and constraints define quality, and which classes of control structures are suitable for the problem.

A generalization of the quality indicators of MCPs and the ways to improve them has been carried out. It is substantiated that quality assessment should be multidimensional and include control accuracy as well as dynamic, energy, vibration-related, operating-mode, and constraint-related aspects.

Chapter 2 is devoted to mathematical modeling of the main circulation pump as a control object and to developing the models required for controller synthesis and quality evaluation. Notation and basic quantities are introduced, and a consistent system of variables linking pump characteristics, hydraulic-network parameters, and the electric drive is established. A mathematical model of the MCP is developed, describing the dependence of head, power, and efficiency on flow rate and rotational speed. An approach to using pump performance curves and their parameterization for calculations in steady-state conditions and during transients is presented.

A model of the primary-circuit hydraulic network has been developed, which determines the load on the pump and forms the operating point. The model accounts for the nonlinearity of hydraulic resistance and inertial properties, which is essential for an adequate description of transient processes. Mathematical modeling of the variable-frequency electric drive has been carried out: the electromagnetic model of the induction motor, the principles of torque formation, the interaction between electrical and mechanical processes, as well as a generalized model of the frequency converter as a controlled voltage/frequency source with typical dynamic constraints, including current and torque limits, are presented.

A separate block is devoted to start-up modes: methods for modeling acceleration time, characteristic transients, and start-up energy losses are

described. In addition, as a separate scenario, an approach to modeling an MCP with a hydraulic coupling and to evaluating energy losses is provided, which makes it possible to substantiate the advantages of variable-frequency control in terms of energy efficiency and controllability.

A set of output signals and errors used for quality assessment has been formed. Control quality indicators are defined, including regulation performance (dynamics and accuracy, in particular using integral criteria such as ITAE), energy indicators (energy consumption and transient losses), vibration indicators as a proxy for service-life reliability through dynamic loads, hydraulic operating-mode indicators (operation near the pump optimum), and penalty terms for constraint violations. On this basis, a comprehensive quality index is introduced that integrates five components into a single consistent assessment suitable for optimization and for comparing different control laws. In addition, a model of transient energy losses in the MCP is developed as a tool for direct evaluation of control energy efficiency.

Chapter 3 is devoted to the synthesis of MCP control systems based on the developed models. The reactor equipment regulation system is analyzed in the context of the MCP's role and the constraints imposed by higher-level control and protection layers. A linearized MCP model required for classical controller synthesis in the frequency/operator domain is developed. The approach to linearization at an operating point, identification of small-signal "control–output" channels, and preparation of the model for deriving transfer functions is described.

A control structure is formed with justification of a cascade organization (an outer flow-control loop and an inner speed-control loop) and the implementation of electric-drive constraint logic. Transfer functions are derived for the pump, motor, frequency converter, elements of the mechanical train, and measurement channels (speed and flow sensors), providing a formal basis for selecting and tuning controllers.

The optimization problem for operating-mode selection and controller

tuning under different quality criteria is formulated. Three formulations are proposed: optimization with respect to an energy-efficiency criterion, optimization with respect to a reliability criterion (vibration component), and optimization aimed at maximizing the comprehensive quality index. It is shown how penalty terms for constraint violations (current, torque, power, operating limits) and an operating-mode factor are incorporated, aligning the optimization with real operating conditions. As a result, principles for constructing the MCP automatic control system structure and methodological recommendations for choosing an approach depending on priorities (economic, lifetime/resource-related, and technological) are proposed.

Chapter 4 is devoted to experimental (simulation-based) studies of MCP operation in start-up and steady-state modes and to verifying the effectiveness of the proposed methods. A simulation model of the MCP has been developed that integrates the hydraulic part (pump–network) and the electromechanical part (electric drive–frequency converter), including the implementation of control loops and constraints. The start-up of a high-power motor is investigated through computational experiments using different control methods, which makes it possible to compare transient behavior and the associated energy implications.

Operating regimes with hydraulic-coupling control are studied as a baseline/comparative option, and MCP operation is analyzed under different control laws (non-optimal tuning, optimization for energy efficiency, optimization for reliability, and optimization for the comprehensive index). For each scenario, transients of flow rate and power are analyzed, and transient energy losses are evaluated. In parallel, a comparative assessment of quality indicators is performed using the developed criteria system, enabling a conclusion about the advantages of the multi-criteria approach and the practical suitability of the comprehensive quality index for controller tuning. The experimental results are summarized, and recommendations are formulated for selecting the control law depending on operating priorities and regimes.

The appendices present the results of simulation modeling, a draft of the technical specifications “Ensuring High Quality Performance of Main Circulation Pumps of NPPs under Automated Control,” and implementation (deployment) certificates.

The research results can be implemented in automated control systems for main circulation pumps of nuclear power plants.

The new scientific results obtained in this work are used in the educational process of V. N. Karazin Kharkiv National University and the Educational and Scientific Institute “Ukrainian Engineering and Pedagogical Academy” as new supplementary sections in lecture courses for the following disciplines: “Modern Methods and Algorithms of Automatic Control Systems” and “Automated Control Systems of Technological Processes and Objects.”

The dissertation results are presented in sufficient detail in 12 scientific publications, including 4 articles in peer-reviewed professional journals, and have been validated at scientific and technical conferences (8 conference abstracts published in conference proceedings).

Keywords: quality indicators; quality assessment methods; qualimetric methods; comprehensive quality index; main circulation pumps; nuclear power plant; energy efficiency; energy saving; techno-economic indicators; automated control systems; optimization; regulatory support.

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України:

1. Мезеря А.Ю., Дрозд В.А. Оцінка впливу неупорядкованості інформації на показники якості систем автоматизованого керування. *Машинобудування*. Харків: УПА. №31. 2023. С.87-93.

<https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-31-87-93>

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/309/234>

2. Крамаренко Ю.О, Дрозд В.А. Підвищення якості насосних установок шляхом удосконалення систем керування. *Машинобудування*.

Харків: УПА. №32. 2023. С.29-36. DOI [https://doi.org/10.32820/2079-1747-](https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-32-29-36)

[2023-32-29-36](https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-32-29-36)

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/312/237>

3. Крамаренко Ю.О., Дрозд В.А. Підвищення якості систем керування насосними агрегатами шляхом використання частотно-керованого електроприводу. *Машинобудування*. Харків: УПА. №33. 2024. С.38-50.

DOI: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2024-33-38-50>

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/322/247>

4. Дрозд В.А., Крамаренко Ю.О. Підвищення показників якості потужних насосів електростанцій шляхом оптимізації систем автоматичного керування. *Машинобудування*. Харків: УПА. №36. 2025. С.60-69. DOI: <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-36-06>

<https://periodicals.karazin.ua/engineering/issue/view/1609/2244>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Дрозд В.А. Метрологічні засади перерахунку характеристик відцентрових насосів на в'язкі рідини. *Збірник тез доповідей LV наукової студентської конференції Української інженерно-педагогічної академії* (м. Харків, 01-04 грудня 2020 р.) : за заг. ред. О. В. Чернишенко ; Укр. інж.-пед. акад. Харків. 2020. С.314. <https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez->

[dopovidej-lv-naukovo%D1%97-studentsko%D1%97-konferenci%D1%97-uipa/](https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidej-lv-naukovo%D1%97-studentsko%D1%97-konferenci%D1%97-uipa/)

2. Гатілов Д.В., Дрозд В.А. Ефективність частотного керування насосів теплових і атомних електростанцій. *Збірник тез доповідей LVII студентської наукової конференції Української інженерно-педагогічної академії* (м. Харків,. 07-11 листопада) Укр. інж.-пед. акад.; за заг. ред. Г.С. Грінченко.: у 3-х т. Т.1. Харків. 2022. С.26.

<https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidej-lvii-studentsko%D1%97-naukovo%D1%97-konferenci%D1%97-uipa/>

3. Дрозд В.А., Гатілов Д.В. Поліпшення техніко-економічних показників роботи нагнітачів електростанцій. *Збірник тез доповідей LVI Студентської науково-практичної конференції. Том 2. Секції: Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, фізики, електротехніки і електроенергетики, іншомовної підготовки, європейської інтеграції та міжнародного співробітництва.* Листопад 2021 р. Харків: УПА С.25.

<https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2021/12/collection-of-abstracts-2.pdf>

4. **Drozd Volodimir**, Крамаренко Yurii. Analysis of power units of power plants as a control object. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення.* [матеріали II міжнародної науково-практичної конференції, Харків. 14-15 березня 2023 року] за заг. ред. д.т.н., проф. Р. М. Трища, к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА. 2023. С.100.

<https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2023/03/collection-of-abstracts-of-the-conference.pdf>

5. **Drozd Volodimir**, Gatilov Dmitro Improvement of the technical-economic factors of the work pumps power station. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення».* 25-26 січня 2022. С.25.

<https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2022/02/conference-materials-1.pdf>

6. **Drozd Volodimir**, Kramarenko Yurii. Information-metrological bases of the calculation worker travell about centrifugal pump. *Наука. Інновації. Якість*. [матеріали національного науковопрактичного форуму, Харків – 09-10 серпня 2022 року] за заг. ред. к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА. 2022. С.43. https://yssc.in.ua/wp-content/uploads/2022/08/Zbirnyk_materialiv_forumu.pdf

7. Канюк Г., **Дрозд В.** Особливості математичного моделювання показників якості головних циркуляційних насосів атомних електростанцій. *Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні*: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (м. Одеса, 9–10 грудня 2025 р.). Одеський національний морський університет та ін. Одеса: Одеський національний морський університет. 2025. С.56. <http://rp.onmu.org.ua/handle/123456789/5310>

8. Mezerya A.Y., Tolstorebrov O.T., Viter V.S., **Drozd V.A.** Structure and functions of power plant control systems as a tool for improving their performance quality indicators. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ»)*. (Харків, 28-29 січня 2025 р.). Харків: ХНУ ім.В.Н.Каразіна. 2025. С. 14. <https://zenodo.org/records/14933781>

ЗМІСТ

	стор.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	25
ВСТУП	26
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ГОЛОВНИХ ЦІРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ АЕС	34
1.1. Аналіз роботи головних циркуляційних насосів АЕС	34
1.1.1. Функції ГЦН у першому контурі	34
1.1.2. Режими роботи ГЦН у першому контурі	36
1.1.3. Електродвигун ГЦН.....	39
1.2. Аналіз впливу головних циркуляційних насосів на показники ефективності роботи енергоблоків АЕС.....	41
1.3. Аналіз впливу роботи головних циркуляційних насосів на показники надійності енергоблоків АЕС.....	44
1.4. Аналіз структур систем керування головними циркуляційними насосами	51
1.4.1. ПІ(Д) як базова структура регулювання.....	51
1.4.2. Каскадне керування як спосіб розділення швидких і повільних динамік	52
1.4.3. Упереджувальна компенсація та структури для збурень, що вимірюються.....	52
1.4.4. Робастні підходи: гарантії якості при невизначеностях.....	53
1.4.5. Предиктивні методи (MPC/GPC/DMC) як інструмент керування з обмеженнями та оптимізацією.....	54
1.5. Аналіз нормативних документів щодо забезпечення високих показників якості обладнання АЕС.....	54
1.6. Аналіз показників якості ГЦН та шляхів їх підвищення	60
1.7. Висновки за розділом 1	67

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГОЛОВНИХ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ АЕС.....	69
2.1. Математичне моделювання насосу та мережі.....	69
2.1.1. Позначення і базові величини.....	69
2.1.2. Математична модель насосу ГЦН.....	69
2.1.3. Модель гідромережі (перший контур).....	71
2.2. Математичне моделювання електроприводу з частотним перетворювачем.....	72
2.2.1. Позначення і базові величини.....	72
2.2.2. Електромагнітна модель асинхронного двигуна	73
2.2.3. Модель перетворювача частоти (ПЧ)	73
2.3. Математичне моделювання ГЦН в пускових режимах.....	76
2.3.1. Час розгону	76
2.3.2. Втрати енергії при пуску.....	80
2.4. Математичне моделювання ГЦН х гідромуфтою	81
2.4.1. Моделювання втрат енергії в гідромуфті	86
2.5. Математичне моделювання показників якості ГЦН	92
2.5.1. Вихідні сигнали та похибки (для оцінювання якості).....	92
2.5.2. Якість регулювання (динаміка + точність). ІТАЕ.....	92
2.5.3. Енергетична якість (споживання енергії).....	93
2.5.4. Вібраційна якість (ресурс/надійність через динамічні навантаження).....	93
2.5.5. Гідравлічна режимна якість (робота поблизу оптимуму насоса)	94
2.5.6. Комплексний показник якості	95
2.6. Математичне моделювання втрат енергії у ГЦН.....	96
2.7. Висновки за розділом 2	99
РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ГОЛОВНИМИ	

ЦИРКУЛЯЦІЙНИМИ НАСОСАМИ.....	101
3.1. Аналіз системи регулювання реакторного обладнання	101
3.2. Розробка лінеаризованої моделі ГЦН	108
3.3. Розробка структурної схеми керування.....	113
3.4. Розрахунок передатних функцій	114
3.5. Постановка задачі оптимізації режимів роботи ГЦН за різними критеріями якості	120
3.5.1. Задача оптимізації за критерієм енергоефективності.....	120
3.5.2. Задача оптимізації за критерієм надійності.....	122
3.5.3. Задача оптимізації за критерієм максимуму комплексного показника якості.....	124
3.6. Розробка структура системи керування ГЦН.....	126
3.7. Висновки за розділом 3	130
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГОЛОВНИХ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ АЕС В ПУСКОВИХ ТА СТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМАХ	131
4.1. Розробка імітаційної моделі ГЦН.....	131
4.2. Дослідження пуску потужного двигуна насосу в середовищі MathCad за різними способами.....	132
4.3. Експериментальні дослідження роботи насосу при керуванні гідромуфтою	133
4.4. Дослідження роботи ГЦН за різними законами керування....	136
4.5. Аналіз втрат енергії в перехідних режимах	143
4.6. Аналіз показників якості ГЦН за різними законами оптимізації	144
4.7. Розробка проекту технічних умов.....	148
4.8. Висновки за розділом 4	155
ВИСНОВКИ.....	157

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	159
ДОДАТКИ.....	175
Додаток А. Список публікацій здобувача за темою дисертації	175
Додаток Б. Характеристики ГЦН-195М	178
Додаток В. Характеристики електронасосу ГЦН ПЕ 600-300-4 з електроприводом АВ-8000/6000У3 (пуско-резервний).....	183
Додаток Г. Дослідження пуску потужного двигуна за різними законами керування	186
Додаток Д. Акти впровадження	195

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АД	Асинхронний двигун
АЕС	Атомна електростанція
АСР	Автоматична система регулювання
АСУ	Автоматизована система управління
АСУТП	Автоматизована система управління технологічним процесом
АТ	Автотрансформатор
в.п.	Власні потреби
ВВЕР	Водо-водяний енергетичний реактор
ВПП	Високовольтний пусковий пристрій
ГСП	Групова система пуску
ГЦН	Головний циркуляційний насос
ЕРС	Електрорушійна сила
ККД	Коефіцієнт корисної дії
ПМП	Пристрій м'якого пуску
СІФУ	Система імпульсно-фазового управління
СПП	Система плавного пуску
СУЗ	Система управління та захисту
ТВЕЛ	Тепловиділяючий елемент
ТВС	Тепловиділяюча секція
ТПЧ	Тиристорний перетворювач частоти
ТРН	Тиристорний регулятор напруги

ВСТУП

Актуальність теми. Головні циркуляційні насоси (ГЦН) є критично важливими елементами першого контуру атомних електростанцій, оскільки забезпечують циркуляцію теплоносія через активну зону реактора, парогенератори та трубопровідну систему. Від стабільності та керованості режимів ГЦН безпосередньо залежать теплогідрравлічні параметри першого контуру, ефективність відведення тепла, термогідрравлічна стійкість реакторної установки та надійність роботи основного обладнання. У сучасних умовах підвищення вимог до ядерної та радіаційної безпеки, енергоефективності та ресурсної надійності обладнання АЕС набуває особливого значення. При цьому ГЦН, як агрегати великої потужності, формують значну частину власних потреб енергоблоку, а отже істотно впливають на економічні показники роботи АЕС.

Традиційні схеми регулювання ГЦН у багатьох випадках історично орієнтовані на забезпечення технологічної працездатності без комплексної оптимізації якості. З одного боку, перехідні процеси (пуск, зміна режимів, компенсація збурень) можуть супроводжуватись надмірними динамічними навантаженнями, що проявляються у підвищених вібраціях, зростанні зношування підшипникових вузлів, ущільнень, робочого колеса, а також у збільшенні ризиків гідродинамічних явищ. З іншого боку, недостатньо раціональна динаміка керування призводить до додаткових втрат енергії в перехідних режимах, підвищення піків потужності та струму, що ускладнює забезпечення електромеханічних обмежень електроприводу і збільшує навантаження на електричну мережу власних потреб. Особливою проблемою є узгодження вимог різної фізичної природи: забезпечення якості регулювання витрати та тиску (динаміка і точність), мінімізація енергоспоживання (енергоефективність), забезпечення ресурсної надійності через обмеження вібрацій і динамічних зусиль (надійність), виконання

технологічних та електромеханічних обмежень (штрафи), а також підтримка режимної доцільності роботи насоса (режимний показник).

Сучасна тенденція модернізації енергетичного обладнання передбачає перехід від суто регуляторного підходу до інтегрованих систем керування на основі частотних перетворювачів, що дозволяє гнучко змінювати швидкість обертання, формувати бажану механічну характеристику електроприводу та реалізовувати керування з урахуванням обмежень. Проте впровадження частотного керування для ГЦН потребує науково обґрунтованих моделей, методів лінеаризації та побудови передатних функцій для синтезу регуляторів, а також формалізації критеріїв якості, які відображають специфіку першого контуру АЕС. Додатково актуальною є задача вибору структури системи автоматичного керування (САК) з урахуванням зміни режимів, обмежень електроприводу та вимог нормативних документів у частині безпеки, надійності та контрольованості.

Таким чином, актуальність дисертаційного дослідження зумовлена необхідністю удосконалення методів підвищення якості систем керування ГЦН АЕС на основі комплексного підходу, який поєднує математичне моделювання, синтез та оптимізацію законів керування, оцінювання енергетичних втрат і ресурсної надійності, а також забезпечує узгодження різномірних вимог (динаміка–енергоефективність–надійність–обмеження–режимність). Розв’язання цієї задачі дозволяє підвищити ефективність роботи енергоблоків, зменшити втрати енергії у перехідних режимах, знизити динамічні навантаження та вібрації, а також забезпечити більшу прогнозованість і керованість теплогідравлічних процесів першого контуру.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка та обґрунтування методів підвищення показників якості систем керування головними циркуляційними насосами атомних електростанцій на основі математичного моделювання, синтезу структур САК і оптимізації

параметрів регуляторів за критеріями енергоефективності, надійності та максимуму комплексного показника якості.

Для досягнення зазначеної мети поставлено такі наукові задачі:

1. Провести аналіз функцій і режимів роботи ГЦН АЕС та визначити ключові чинники, що формують вимоги до якості керування у пускових і стаціонарних режимах.

2. Обґрунтувати систему показників якості роботи ГЦН (динамічних, енергетичних, вібраційних, режимних) та розробити математичні моделі їх обчислення.

3. Розробити повну математичну модель комплексу «насос–гідромережа–електропривід–ПЧ» та методику лінеаризації для синтезу регуляторів, включно з побудовою передатних функцій основних ланок.

4. Обрати раціональну структуру САК для ГЦН з частотним керуванням.

5. Сформулювати задачі оптимізації налаштування регуляторів за критеріями максимальної енергоефективності, максимальної надійності та максимуму комплексного показника якості, визначивши штрафи та обмеження.

6. Розробити імітаційну модель ГЦН та провести експериментальні дослідження (пуск, збурення, стаціонарні режими) для оцінювання перехідних втрат енергії і показників якості за різними законами керування.

7. Розробити проект технічних умов та рекомендації з упровадження САК ГЦН, включно з вимогами до засобів вимірювання, параметрів перетворювача частоти та процедур випробувань.

Об'єктом досліджень є процеси підвищення показників якості роботи циркуляційних насосів атомних електростанцій у пускових, перехідних та стаціонарних режимах роботи за нормальних умов експлуатації.

Предметом досліджень є наукові методи, математичні моделі та алгоритми підвищення показників якості головних циркуляційних насосів атомних електростанцій, а також комплексні критерії оцінювання якості їх роботи.

Методи дослідження: методи теорії кваліметрії, стандартизації, системного аналізу та теорії автоматичного керування; методи математичного моделювання гідромеханічних та електромеханічних систем (рівняння насоса, гідромережі, асинхронного двигуна, перетворювача частоти); методи лінеаризації нелінійних моделей у робочій точці та побудови передатних функцій для аналізу і синтезу регуляторів; методи оптимізації параметрів регуляторів за критеріями якості та за наявності обмежень (штрафні функції, багатокритеріальна оптимізація); імітаційне моделювання та обчислювальні експерименти для оцінювання перехідних процесів, втрат енергії та показників якості; методи статистичного аналізу та нормування показників якості (еталони, вагові коефіцієнти, комплексний показник).

Наукова новизна одержаних результатів.

Основні наукові результати досліджень складають:

1. Набули подальшого розвитку методи оцінювання якості керування головних циркуляційних насосів шляхом формування комплексного показника якості, що інтегрує п'ять складових: динамічну якість, енергоефективність, надійність, штрафи за порушення обмежень та режимний показник роботи насоса, що дозволяє застосовувати його як універсальний критерій оптимізації в різних експлуатаційних режимах.

2. Вперше поставлена і вирішена задача оптимізації налаштування регуляторів головних циркуляційних насосів за критерієм максимуму комплексного показника якості, що дозволяє формувати налаштування регуляторів відповідно до пріоритетів експлуатації та забезпечувати керування з урахуванням режимних факторів.

3. Набули подальшого розвитку математичні моделі головних циркуляційних насосів шляхом введення узгоджених моделей перехідних втрат енергії та режимних відхилень, що забезпечує можливість оцінювання показників якості в динаміці.

4. Набули подальшого розвитку методи структурного синтезу систем автоматичного керування головними циркуляційними насосами АЕС з використанням еталонної математичної моделі, що підвищує енергоефективність роботи насосів і дає можливість вибору та оптимізації показників якості його роботи в залежності від режимних факторів.

Практичне значення одержаних результатів. Практичне значення одержаних результатів полягає в наступному:

1. Запропонований комплексний показник якості роботи ГЦН та методики його розрахунку, що може бути використано для налаштування та порівняння САК ГЦН у проєктах модернізації АЕС, а також для обґрунтування вибору структури керування.

2. Розроблені математичні моделі та імітаційні засоби дозволяють оцінювати перехідні втрати енергії і пікові навантаження електроприводу при різних законах керування, що забезпечує зниження енергоспоживання власних потреб та підвищення енергоефективності енергоблоку.

3. Запропоновані алгоритмічні рішення зменшують динамічні навантаження і вібрацію, що підвищує ресурсну надійність ГЦН та знижує ризики позапланових зупинок.

4. Отримані результати можуть бути використані при розробці програм і методик випробувань та під час введення САК ГЦН в експлуатацію, забезпечуючи формалізовані критерії за показниками якості.

5. Розроблено проєкт технічних умов «Забезпечення високих показників якості роботи ГЦН при їх автоматизованому керуванні», який може бути використаний як основа для регламентування вимог до САК та

процедур технічного обслуговування і ремонту у рамках промислової експлуатації.

Ефективність і практична корисність запропонованих рішень підтверджується актами впровадження на ПАТ «Центрэнерго».

Отримані в процесі роботи нові наукові результати в напрямку підвищення показників якості роботи головних циркуляційних насосів АЕС використовуються у навчальному процесі Навчально-наукового інституту «Українська інженерно-педагогічна академія» Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна у вигляді нових додаткових розділів до курсу лекцій з дисциплін «Сучасні методи та алгоритми систем автоматичного керування», «Автоматизовані системи управління технологічними процесами і об'єктами».

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи відповідає закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» – новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі. Матеріали дисертації є узагальненням наукових результатів досліджень, отриманих автором на протязі 2022-2025 рр., які виконуються на кафедрі автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Української інженерно-педагогічної академії (Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія» Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна), зокрема держбюджетна науково-дослідна робота № ФН-21-10 «Розробка алгоритмів та структур енергозберігаючих автоматизованих систем керування нагнітальними установками нафто- та газоперекачувальних станцій».

Здобувач брав безпосередню участь у виконанні зазначеної НДР в якості виконавця.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертації, що виносяться на захист отримані автором самостійно. Серед них – уточнені

критеріє якості та комплексний критерій якості головних циркуляційних насосів, уточнені математичні моделі систем автоматичного керування головними циркуляційними насосами атомних електростанцій, експериментальні енергетичні характеристики головних циркуляційних насосів та систем регулювання, структурно-параметричний синтез енергоефективних систем керування, структури та алгоритми систем керування.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати роботи доповідалися на таких конференціях:

- LV Студентська науково-практична конференція. Частина 1. Секція: Автоматизація, теплоенергетика та енергозбереження. Харків: УПА, листопад 2020 р.
- LVI Студентська науково-практична конференція. Частина 1. Секції: Автоматизація, метрологія та енергозбереження Фізика та електроенергетика, Іноземна мова. Харків: УПА, грудень 2021 р.
- LVII Студентська науково-практична конференція. Частина 1. Секції: Автоматизація, метрологія та енергозбереження Фізика та електроенергетика, Іноземна мова. Харків: УПА, листопад 2022 р.
- II Міжнародна науково-практична конференція: «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення». Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА, 14-15 березня 2023 р.
- Міжнародна науково-практична конференція: «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення». Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА, 25-26 січня 2022 р.
- Національний науково-практичний форум: «Наука. Інновації. Якість». Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА, 9-10 серпня 2022 р.
- Міжнародна науково-технічна конференція «Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні». Одеський національний

морський університет та ін. Одеса: Одеський національний морський університет. 9-10 грудня 2025 р.

– III Міжнародна науково-практичної конференція «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ»). (Харків, 28-29 січня 2025 р.). Харків: ХНУ ім.В.Н.Каразіна.

Публікації: За темою дисертаційної роботи опубліковано 12 наукових праць, серед них: 4 статті у фахових виданнях України, апробовані на науково-технічних конференціях (опубліковано 8 тез доповідей в збірниках конференцій).

Структура та обсяг дисертації: Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел зі 149 найменувань, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 196 сторінок, із них 123 сторінки основного тексту, 31 рисунок, з яких 10 на 7 окремих сторінках, 4 таблиці, з яких 1 на окремій сторінці, додатки на 22 сторінках, а також список використаних літературних джерел на 16 сторінках.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ГОЛОВНИХ ЦІРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ АЕС

1.1. Аналіз роботи головних циркуляційних насосів АЕС

Для ГЦН якість керування – це не лише швидкість перехідного процесу, а компроміс між:

- динамічною якістю (перерегулювання, час встановлення, коливальність витрати/ Δp);
- енергоефективністю (споживана потужність приводу, робота у зоні кращого ККД, доцільність частотного регулювання);
- надійністю і ресурсом (вібрації, гідроудари, кавітаційний запас/NPSH, температурний режим ущільнень, термомеханічні навантаження);
- обмеженнями безпеки (допустимі траєкторії розгону/вибігу, межі швидкості/струму/моменту, технологічні блокування). Орієнтири по безпечному проектуванню системи теплоносія і насосів/ущільнень описуються в документах ІАЕА щодо Reactor Coolant System, зокрема про контроль витоків і охолодження ущільнень.

1.1.1. Функції ГЦН у першому контурі

У більшості водо-водяних енергетичних реакторів (ВВЕР) головні циркуляційні насоси (ГЦН) є ключовим елементом реакторної установки (рис. 1.1.), який формує примусову циркуляцію теплоносія у першому контурі, забезпечуючи відведення тепла від активної зони до парогенераторів/теплообмінників і підтримання теплогідролічних запасів (некипіння, запас до кризи тепловіддачі, допустимі температури оболонок твелів) [1]

Проектні вимоги до насосів у контурі охоплюють здатність працювати в межах проектних режимів та перехідних процесів, зокрема – коректну

поведінку при втраті живлення та інерційному вибігу, щоб створити “місток” до встановлення природної циркуляції та/або підключення систем відведення залишкового тепла [2]

З точки зору безпеки та експлуатації, функції ГЦН у першому контурі доцільно групувати так:

Теплотехнічна (енергетична) функція – забезпечення необхідної витрати й напору для перенесення теплової потужності від активної зони до теплообмінних апаратів у всьому діапазоні допустимих режимів [1, 2].

Функція стабілізації теплогідравліки контуру – формування режиму течії з керованою гідравлічною стійкістю, обмеження локальних зон застою, зменшення чутливості температурного поля до збурень (зміни потужності, параметрів другого контуру, гідравлічного опору) [1, 8].

Функція забезпечення керованості та прогнозованості перехідних процесів – важлива не тільки величина витрати, а й траєкторія її зміни під час перехідних процесів (пуск, зупинка, перерозподіл витрат між петлями, реакторний захист тощо). Для цього в літературі застосовують моделі перехідних характеристик насоса й трубопроводів [7, 12].

Функція бар’єрності/герметичності через вузол ущільнень – ГЦН є одним із типових “вікон ризику” за сценаріями витоків, бо вал проходить через межу тиску; тому контроль і поведінка ущільнень розглядаються як окрема критична складова безпеки [6, 5].

Функція діагностування та захисту від деградації – контроль вібрації/переміщень ротора та інші ознаки стану (підшипники, співвісність, гідродинаміка) входять до експлуатаційних функцій, бо помилкова або запізнена діагностика може призвести до позапланового зупину/обмежень потужності [10, 25].

1.1.2. Режими роботи ГЦН у першому контурі

1. Пуск

Пуск ГЦН є складним нестационарним режимом, де одночасно змінюються частота обертання, витрата, напір і гідравлічний опір системи. Класичний висновок із робіт з моделювання пуску відцентрових насосів у ядерних контурах полягає в тому, що коректний опис вимагає врахування інерції рідини в трубопроводах, інерції ротора/маховика та нелінійності насосної характеристики [7].

У сучасніших постановках задачі для аварійних/аномальних сценаріїв (наприклад, пуск/перезапуск після втрати живлення, складні просторові напружено-деформаційні стани) застосовують зв'язані термо-гідро-міцнісні підходи, що дозволяє оцінювати, як перехідні гідравлічні навантаження відгукуються у вібраціях, деформаціях і ресурсі елементів [12].

У пуску якість визначається не лише “досягненням уставки”, а й:

- обмеженням гідрударних ефектів і швидкостей зміни витрати/тиску;
- контролем вібраційного відгуку (перехід через резонансні області);
- запобіганням кавітації (через NPSH-запас) та небажаних режимів “турбінування” насоса [7], [10].

2. Нормальна робота

У нормальній експлуатації ГЦН забезпечують розрахункову циркуляцію в петлях першого контуру, а система керування/захисту переважно виконує наглядово-обмежувальні функції: контроль вібрації, температур підшипників, електричних параметрів двигуна, перепадів тиску, потоків охолодження й витоків через ущільнення [2, 10].

Література з діагностики вказує, що для ГЦН значущими є методи обробки сигналів (час-частотні представлення) та алгоритми класифікації станів, які дозволяють відрізнити небезпечні дефекти (розбаланс, тертя, перекіс, тріщини) від “помірних” технологічних відхилень і тим самим

підвищувати експлуатаційну якість (менше хибних спрацювань, менше прихованих дефектів) [10, 25].

Окремий пласт робіт стосується оптимізації гідравлічної частини (геометрії напрямних апаратів, робочого колеса) з метою підвищення ККД та зменшення втрат – що безпосередньо впливає на інтегральні критерії якості (енергоефективність + надійність + стійкість перехідних) [11, 14], [18].

3. Збурення

До типових збурень у першому контурі, що “відчуває” ГЦН, відносять:

- електричні: зміни напруги/частоти, втрата зовнішнього живлення;
- технологічні: зміни реакторної потужності, режимів другого контуру, гідравлічного опору (перемикання арматури, нештатні положення клапанів), газовміст/двофазність;
- аварійні: зупинка одного/кількох ГЦН, сценарії з обмеженням циркуляції та потребою в перезапуску/перерозподілі витрат між петлями.

У контексті безпеки широко аналізуються сценарії, де збурення призводить до зниження витрати й змін температури теплоносія після втрати живлення; роботи показують, що саме темп (градієнт) зниження витрати та пов’язаний із ним тепловий відгук контуру є ключовим для оцінки запасів безпеки [8, 9, 13].

Додатково підкреслюється роль експлуатаційного досвіду: витоки/тріщини в межі тиску та пов’язані з ними події (зокрема в зонах, де можливі витоки з ущільнень або прилеглих елементів) систематизуються як джерело уроків щодо моніторингу, інспекцій та протиаварійних заходів [5].

Окремо виділяють тему відмов ущільнень ГЦН, оскільки некероване зростання витоку може перетворити “порівняно м’яке” збурення” [6].

4. Вибіг

Вибіг – це режим, коли насос після втрати живлення продовжує

обертатися за рахунок кінетичної енергії ротора/маховика, а витрата у контурі спадає за інерційною кривою. Проектні вимоги для сучасних проектів прямо фіксують необхідність достатньої інерції ротора та недопущення пошкоджень насоса при вибігу [2].

Аналітичні та розрахункові роботи для показують:

- вибіг визначається взаємодією механічної інерції, гідравлічної інерції та опору системи [7, 9];

- для коректного моделювання важливі повні характеристики насоса, особливо якщо можливі режими близькі до “турбінування” або при нештатних умовах двофазності/газовмісту [18];

- енергетична картина втрат у проточній частині під час coastdown змінюється в часі (перерозподіл динамічної/статичної складових тиску, ентропійні втрати), що може використовуватись як інформативні ознаки для діагностики й для постановки критеріїв якості перехідного процесу [13].

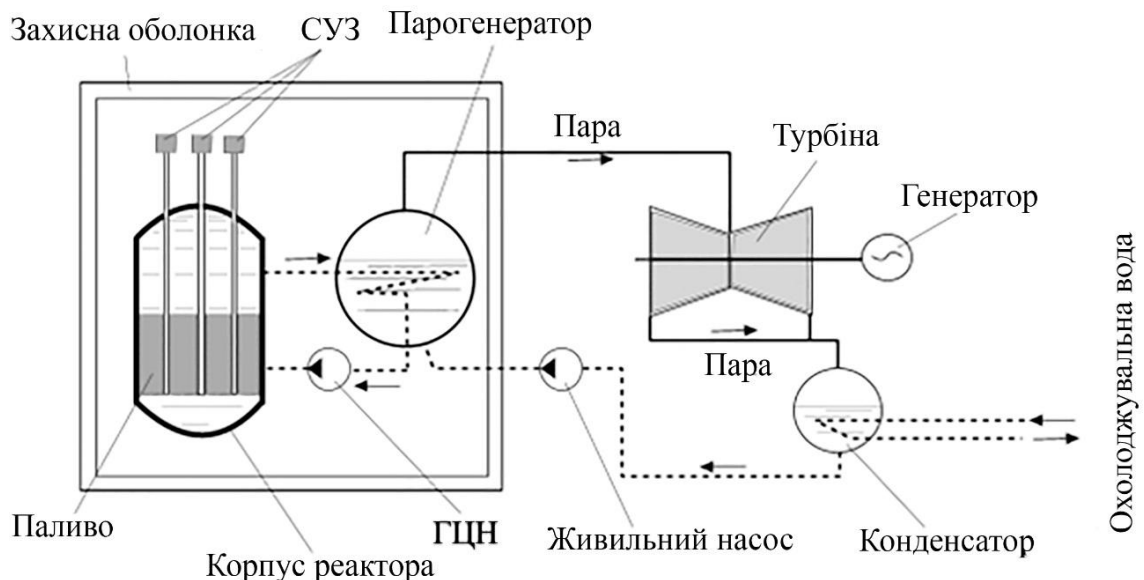


Рисунок 1.1 – Принципова схема роботи АЕС з реактором ВВЕР-1000

Технічна характеристика ГЦН-195М при номінальних параметрах 1 контуру наведена в додатку Б (таблиця Б1).

1.1.3. Електродвигун ГЦН

Як привод ГЦН застосований вертикальний асинхронний закритий електродвигун типу ВАЗ 215/109-6АМО5, що відноситься до класу безпеки 2Н (по ОПБ).

Технічна характеристика електродвигуна наведена у таблиці Б2.

Характеристики ГЦН-195М показано на рис. 1.2.-1.3., а схема – на рис.

1.4.

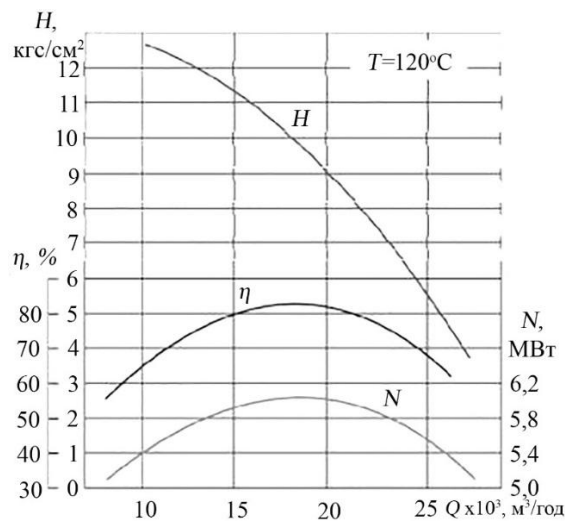


Рисунок 1.2 – Характеристики насоса ГЦН-195М під час роботи на «холодній» воді ($T=120^{\circ}\text{C}$)

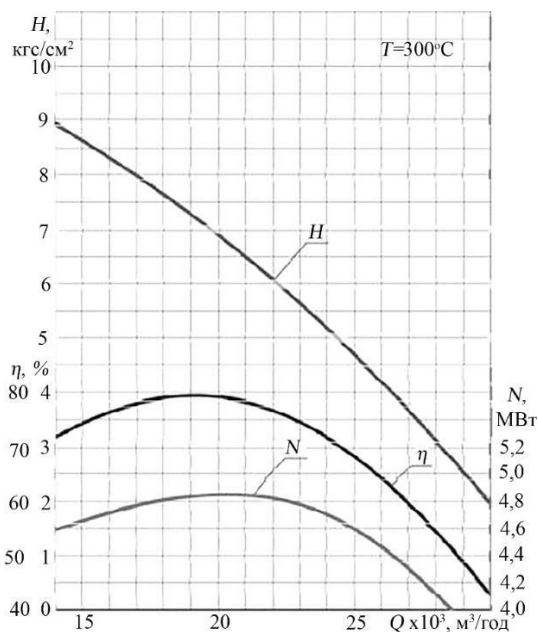


Рисунок 1.3 – Характеристики насоса ГЦН-195М під час роботи на «гарячій» воді ($T=300^{\circ}\text{C}$)

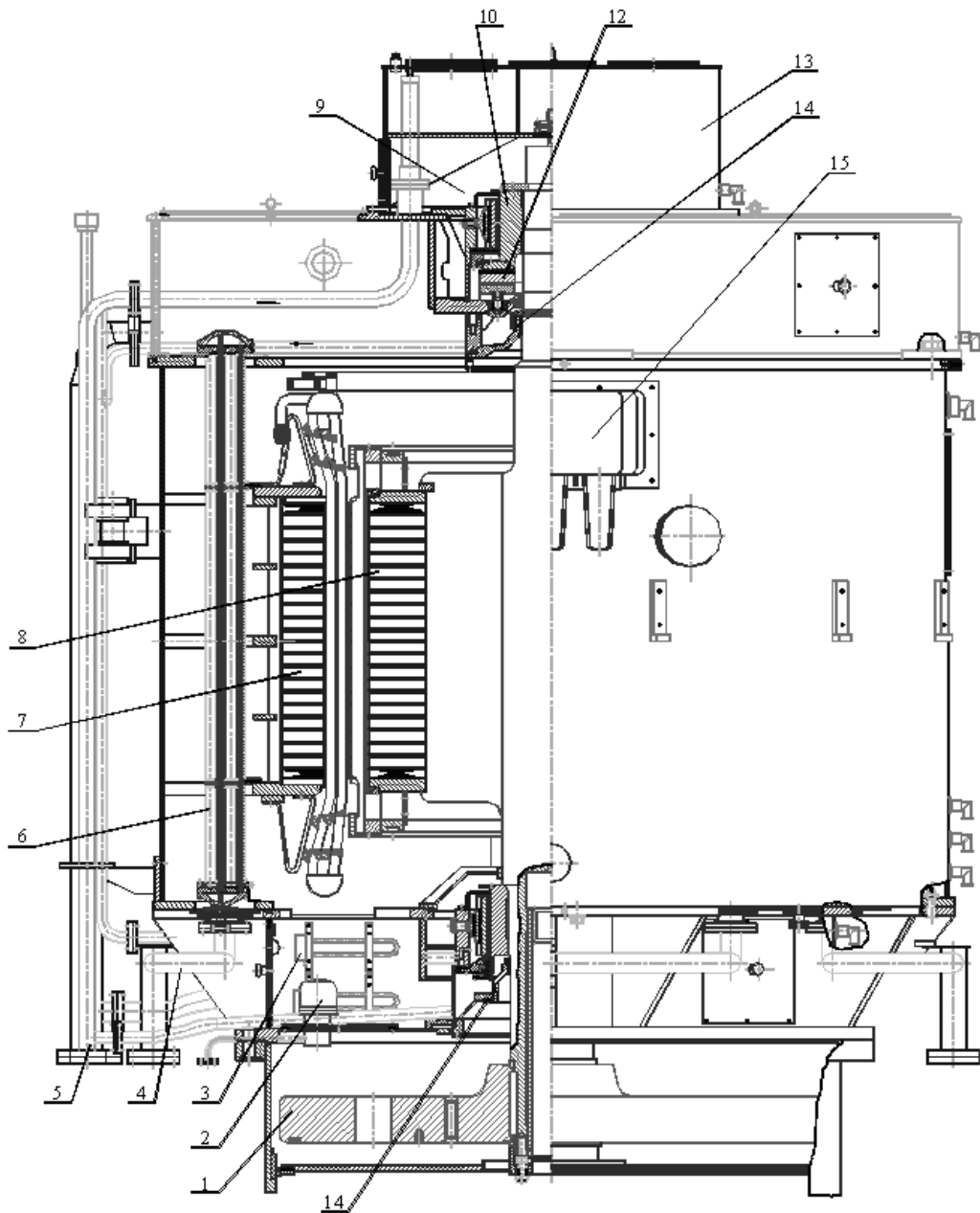


Рисунок 1.4 – Схема електропривода ГЦН

1 – маховик; 2 – показник рідини; 3 – термоелектричні нагрівачі (ТЕН); 4 – підведення холодної води; 5 – маслопровід; 6 – повітря-охолоджувач; 7 – обмотка статора; 8 – обмотка ротора; 9 – вузол верхнього напрямлюючого підшипнику; 10 – втулка підп'ятнику; 11 – тахометр; 12 – опорно-упорний підшипник; 13 – верхня олієванна; 14 – лабіринтове ущільнення; 15 – виводи обмотки статора

1.2. Аналіз впливу головних циркуляційних насосів на показники ефективності роботи енергоблоків АЕС

Призначенням ГЦН є безперебійне забезпечення режимів роботи енергоблоків АЕС відповідно до графіків їх роботи.

Завданням ГЦН є забезпечення безперебійної подачі живильної води для забезпечення заданого режиму роботи енергоблоку ($N_{ei}=\text{const}$). Слід зазначити, що крім подачі живильної води ГЦН забезпечують необхідний тиск пари на виході з реактора та перед турбіною P_0 (при одноконтурній схемі).

Отже, зміна режиму роботи ГЦН впливає на вироблення електроенергії.

Зміна потужності енергоблоку при цьому може бути визначена (для $P_0=\text{const}$; $T_0=\text{const}$; $P_k=\text{const}$; $\pm\Delta D_{\text{жв}}=\pm\Delta D_0$) за допомогою рівняння потужності:

$$\pm\Delta N_e^i = \pm\Delta D_{\text{жв}} \cdot H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g, \quad (1.1)$$

де $H_i = h_0 - h_k$ – справжнє теплопадіння в проточній частині головної турбіни.

Складнішим є вплив тиску, що розвивається ГЦН, на економічність енергоблоку. Докладно про це йдеться в [8], де розглядається вплив термодинамічних параметрів робочого тіла на економічність циклу. Тут же йдеться про відхилення тиску, що розвивається живильним насосом, від розрахункового внаслідок будь-яких відмов.

ГЦН істотно впливають на енергетичні показники АЕС. Зокрема, термічний ККД циклу залежить від роботи ГЦН:

$$\eta_t = \frac{H_a - H_{\text{на}}}{Q'_0 - \tau_{\text{на}}}, \quad (1.2)$$

де H_a – теплоперепад пари в турбіні, кДж/кг;

$H_{\text{на}}$ – питома робота підвищення тиску в ГЦН, кДж/кг;

$$H_{\text{на}} = \bar{V} \cdot (P_{\text{н}} - P_{\text{в}}); \quad (1.3)$$

\bar{V} – усереднений питомий об'єм води на вході та виході ГЦН, м³/т;

$P_{\text{н}}$ та $P_{\text{в}}$ – тиск води на виході та вході в насос, МПа;

$Q'_{\text{о}} = h'_{\text{о}} - h'_{\text{к}}$ – витрата теплоти на турбіну без урахування підігріву

води в насосі, кДж / кг;

$\tau_{\text{на}} = H_{\text{на}}$ – підігрів води в насосі, кДж/кг ($\tau_{\text{на}} \cong 40$ кДж/кг).

ГЦН витрачають електричну енергію чи теплоту з приводу. У цьому витрата електроенергії на привід ГЦН досягає до 50% від сумарного витрати електроенергії для потреб електростанції, тобто на ККД електростанції впливає у тому числі й витрата електроенергії на електропривід ГЦН:

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{с}}^{\delta} (1 - \alpha_{\text{вн}}), \quad (1.4)$$

де $\eta_{\text{с}}^{\delta}$ – ККД станції бруто [6];

$\alpha_{\text{вн}}$ – частка загальної витрати електроенергії на власні потреби електростанції:

$$\alpha_{\text{вн}} = \frac{N_{\text{вп}}}{N_{\text{е}}} = \frac{N_{\text{гцн}} + \sum_1^z N_{\text{вп}}^i}{N_{\text{е}}} = \alpha_{\text{гцн}} + \sum_1^z \alpha_{\text{вп}}^i; \quad (1.5)$$

$\alpha_{\text{гцн}}$; $\sum_1^z \alpha_{\text{вп}}^i$ – відповідно до частки витрати електроенергії на

електропривод ГЦН та на інші потреби електростанції (без урахування електроприводу):

$$\alpha_{\text{гцн}} = \frac{N_{\text{гцн}}}{N_{\text{е}}}; \quad \sum_1^z \alpha_{\text{вп}}^i = \frac{\sum_1^z N_{\text{вп}}^i}{N_{\text{е}}}. \quad (1.6)$$

Потужність електроприводу ГЦН:

$$N_{\text{гцн}} = \frac{D_{\text{вод}} \cdot \bar{V} (P_{\text{н}} - P_{\text{в}})}{\eta_{\text{н}}}. \quad (1.7)$$

Таким чином, ГЦН має подвійний вплив на ККД електростанції, а

саме через термічний ККД (η_t) та витрата енергії на власні потреби. При цьому термічний ККД враховує енергію, що повертається до циклу за рахунок підігріву живильної води в насосі.

У теплотехнічних розрахунках рекомендується визначати умови теплової економічності паротурбінного або електричного приводу ГЦН за допомогою співвідношення:

$$\eta_{\text{н}}^{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}} > \eta_{\text{н}}^{\text{еп}} \cdot \eta_{\text{еп}}, \quad (1.8)$$

де ККД перетворення та передачі енергії при турбоприводі $\eta_{\text{тп}}$ та електроприводі $\eta_{\text{еп}}$ відповідно:

$$\eta_{\text{тп}} = \eta_{\text{oi}}^{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{ін}}; \quad (1.9)$$

$$\eta_{\text{еп}} = \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{тр.е}} \cdot \eta_{\text{ед}} \cdot \eta_{\text{гм}}, \quad (1.10)$$

де $\eta_{\text{oi}}; \eta_{\text{oi}}^{\text{тп}}$ – внутрішні відносні ККД головної та приводної турбін;

$\eta_{\text{м}}; \eta_{\text{м}}^{\text{тп}}$ – механічні ККД головної та приводної турбін;

$\eta_{\text{ін}}$ – коефіцієнт дроселювання пари в тракці приводної турбіни;

$\eta_{\text{г}}$ – ККД генератора головної турбіни;

$\eta_{\text{тр.е}}$ – ККД електричного трансформатора та електромережі власних потреб електростанції;

$\eta_{\text{ед}}$ – ККД приводного електродвигуна;

$\eta_{\text{гм}}$ – ККД гідромуфти ГЦН.

Кінцевим критерієм ефективності будь-якого типу приводу є розрахункові витрати, що враховують капітальні та експлуатаційні витрати.

Результати порівняння (1.8) залежать від режиму роботи насосів та вартості палива. На АЕС, де відносно дороге паливо та надкритичні параметри пари перед турбінами, вигіднішим є паротурбінний привід ГЦН, а в якості приводу пускового ГЦН використовується електропривод.

1.3. Аналіз впливу роботи головних циркуляційних насосів на показники надійності енергоблоків АЕС

Надійність ГНЦ – це властивість виконувати задані функції (забезпечувати технологічний процес), зберігаючи свої експлуатаційні показники продуктивності, економічності, рентабельності та інші в заданих межах протягом необхідного проміжку часу або необхідного напрацювання. Для ГЦН, що являють собою великі малосерійні вироби з великим терміном служби, поняття надійності можна інтерпретувати, як властивість відпускати нехрональну продукцію (енергію) за строго заданим режимом, при цьому зберігаючи експлуатаційні показники в заданих межах протягом необхідної тривалості роботи .

До основних властивостей ГЦН можна віднести такі: безвідмовність, довговічність, справність, несправність, працездатність, непрацездатність, граничний стан.

Для характеристики надійності роботи ГЦН АЕС, як правило, використовують такі поняття:

- ушкодження – подія, що полягає у порушенні справності системи її підсистем та елементів, внаслідок впливу зовнішніх впливів, що перевищують рівні, встановлені у нормативно-технічній документації на об'єкт;
- відмова – подія, що полягає у порушенні працездатності енергоблоку, внаслідок несправності ГЦН та його елементів.

Відмови можуть бути повними та частковими. Після виникнення повної відмови ГЦН енергоблок відключається або переводиться на резерву систему. Після виникнення часткової відмови енергоблок може залишатись у роботі, але з меншою ефективністю.

Надійність ГЦН можна визначити коефіцієнтом готовності K_r . Коефіцієнт готовності – це можливість того, що ГЦН виявляється працездатними, тобто готовим нести проектне навантаження у довільний момент часу, крім періодів його планових зупинок.

При порядку обслуговування, що передбачає негайний початок відновлення об'єкта, що відмовив, для визначення коефіцієнта готовності може бути застосована формулою:

$$K_r = \frac{\tau_0}{\tau_0 + \tau_b}, \quad (1.11)$$

де τ_0 – напрацювання на відмову (середнє число годин безвідмовної роботи) год;

τ_b – середній час відновлення працездатності, внаслідок повного $N_e = 0$, чи часткового відмов, $N > 0$, год.

Коефіцієнт готовності K_r , що використовується в практиці аналізу надійності енергообладнання, враховує тільки повні відмови і не відображає часткових відмов.

Як показує досвід багаторічної експлуатації найбільш характерними, є часткові відмови.

Для визначення величини часткової відмови, що призводить до недо-вироблення електроенергії можна використовувати коефіцієнт часткової відмови $K_{\text{ч}}$ [27]:

$$K_{\text{ч}} = \frac{\Delta E}{E_0} = \frac{\Delta N_{\text{еч}} \tau_{\text{ч}}}{N_{\text{е0}} \tau_0}, \quad (1.12)$$

де: ΔE – річний недовідпустку електроенергії, через часткові відмови, кВт год;

E_0 – планове річне вироблення електроенергії, кВт год;

$\Delta N_{\text{еч}}$ – недовидання потужності внаслідок відмови, кВт;

$\tau_{\text{ч}}$ – тривалість відмови, годин;

$N_{\text{е0}}$ – проектна потужність, кВт;

τ_0 – проектне число годин роботи, годин.

Коефіцієнт часткової відмови, що призводить лише до погіршення техніко-економічних показників енергоблоку може бути визначений за формулою:

$$K_{\text{вч}} = \frac{\Delta B}{B_0} = \frac{\Delta N_{\text{вч}} \tau_{\text{ч}} (\epsilon_{\text{ч}} - \epsilon_0)}{N_{\text{е0}} \epsilon_0 \tau_0}, \quad (1.13)$$

де: ΔB – перевитрата палива, внаслідок відмови, кг;

B_0 – повна планова витрата, кг;

$\epsilon_{\text{ч}}$ – питома витрата палива при частковій відмові, кг/кВт год;

ϵ_0 – планова питома витрата, кг/кВт год;

$\tau_{\text{ч}}, \tau_0$ – тривалість відмови та проектне число годин роботи на рік, годину;

$\Delta N_{\text{вч}}, N_{\text{е0}}$ – неவிдача потужності внаслідок відмови і проектна потужність, кВт.

Глибина часткової відмови визначається не лише часткою зниження потужності установки ΔN через відмову від будь-якого елемента, але й режим навантаження енергоблоку за період усунення відмови. У разі постійного навантаження значення недовідпустки енергії визначається з виразу:

$$\Delta E = \sum \Delta N \tau_{\text{ч}}. \quad (1.14)$$

Якщо ж заданий змінний графік навантаження $N(t)$, його необхідно апроксимувати ступінчастою функцією, а значення ΔE визначається як сумарне:

$$\Delta E = \sum_j \Delta N_j \Delta \tau_j, \quad (1.15)$$

де $\Delta N_j = (N_j - N_{\text{ч}})$ – потужність, що недодається на j -му прямолінійному ділянці апроксимованого ступінчастого графіка [кВт];

ΔT_j – час, протягом якого навантаження на j -му ділянці прийнято постійною, тобто $N_j = \text{const}$.

За час $\Delta T_j = (T_{\text{ч}} - \Delta T)$ продовжується відновлення елемента, що викликав часткову відмову, але комплекс повністю забезпечує заданий графік навантаження та недовироблення відсутня.

Відповідно до сказаного показники надійності та витрати повинні визначатися з урахуванням повних та часткових відмов.

Відмови впливають на техніко-економічні показники якості енергоблоку, які залежать від ККД.

Для оцінки впливу часткової відмови на ККД скористаємося формулою ККД АЕС, або енергоблоку η_c яка має вигляд:

$$\eta_c = \eta_{ку} \eta_{тр} \eta_{ту} \eta_{г} (1 - \alpha_{вп}), \quad (1.16)$$

де:

$\eta_{ку}$ – ККД котельної установки;

$\eta_{тр}$ – ККД транспорту;

$\eta_{ту}$ – ККД турбоустановки;

$\eta_{г}$ – ККД генератора;

$\alpha_{вп}$ – частка витрати електроенергії на власні потреби.

Зниження ККД внаслідок відмови можна визначити, як різниця:

$$\Delta \eta_{сч} = \eta_c - \eta_{сч}, \quad (1.17)$$

де: η_c – проектний ККД, при номінальних навантаженнях (N_{e0});

$\eta_{сч}$ – ККД при частковій відмові ($\Delta N_{сч}$).

Відомо, що ККД η_c можна визначити і за допомогою рівняння енергетичного балансу:

$$\eta_c = \frac{3600 \cdot N_{e0}}{Q_c}, \quad (1.18)$$

де Q_c – теплота палива в реакторі, кДж/кг;

Для складних технологічних систем, до яких належать енергоблоки АЕС, оцінку впливу відмов в окремих елементах можна зробити з використанням методу декомпозиції. При цьому вважаємо, що коефіцієнт готовності енергоблоку:

$$K_{г} = K_{г}^{ку} \cdot K_{г}^{тр} \cdot K_{г}^{ту} \cdot K_{г}^{гг}, \quad (1.19)$$

є добуток коефіцієнтів готовності окремих елементів, що справедливо для систем із послідовним перебігом процесів в окремих елементах та підсистемах. Загальне зниження потужності енергоблоку, представляє суму зниження потужностей окремих елементів та підсистем:

$$\Delta N = \frac{\Delta N_e}{N_e}; \Delta N_e = f(\Delta P_i, \Delta t_i), \quad (1.20)$$

Додаткові втрати, що виникають в результаті відмов обладнання АЕС визначаються, по різниці між фактичними техніко-економічними показниками устаткування, що відмовило і заміняло його в період відмови. Під замінним устаткуванням у разі розуміється найбільш економічне сучасне устаткування, що може бути встановлено наявної площі реконструйованої електростанції, чи компенсації недовироблення, внаслідок відмов.

Сумарні збитки внаслідок відмови елементів обладнання блокових АЕС за аналізований період (найчастіше за один рік) можна подати у вигляді суми:

$$U = U_T + U_{\text{нед}} + U_{\text{ав.рем}} + U_{\text{пуск}} + U_{\text{виб}} + U_{\text{вп}}, \text{ грн.}, \quad (1.21)$$

де:

U_T – збитки від перевитрати палива внаслідок відмови обладнання, грн.;

$U_{\text{нед}}$ – збитки АЕС від недовідпуску енергії через технологічні відмови обладнання, грн.;

$U_{\text{ав.рем}}$ – збитки, спричинені проведенням аварійних ремонтів, спричинених відмовою обладнання, грн.;

$U_{\text{пуск}}$ – збитки, спричинені позаплановими пусками, внаслідок відмов, спричинених старінням обладнання, грн.;

$U_{\text{виб}}$ – збитки від збільшення викидів в атмосферу забруднюючих речовин, спричинених відмовою, грн.;

$U_{\text{вп}}$ – збитки внаслідок збільшення витрати енергії на власні потреби, грн.;

Перевитрата палива при частих відмови обладнання $B_{\text{пер}}$ являє собою різницю між фактичними витратами палива на аварійному $B_{\text{ав}}$ і заміщувальному обладнанні B_3 (або за проектними даними B):

$$\Delta B_{\text{пер}} = B_{\text{ав}} - B_3, \text{ Т} . \quad (1.22)$$

Тобто. збитки від перевитрати палива при експлуатації енергоблока з обладнанням, що відмовило, становить:

$$U_{\text{Т}} = C_{\text{Т}}(B_{\text{ав}} - B_3), \text{ грн/рік}, \quad (1.23)$$

де $C_{\text{Т}}$ – ціна однієї тони умовного чи натурального палива, грн/т

Збитки АЕС внаслідок недовідпуску електричної та теплової енергії, відмов, тривалості ремонту з усунення тривалості, міжремонтного періоду обладнання, порівняно із заміщаючим його (знаходженням терміном модернізації, поетапна модернізація):

$$U_{\text{нед}} = \left[T E_{\text{от.у}}^{\text{ав}} (1 - \beta_{\text{втр}}^{\text{е}}) - \epsilon_{\text{еу}} E_{\text{от.у}}^{\text{ав}} Q_{\text{от.у}}^{\text{ав}} (1 - \beta_{\text{втр}}^{\text{т}}) - \epsilon_{\text{ту}} Q_{\text{от.у}}^{\text{ав}} C_{\text{т}} \right] \times (Y_{\text{отк}} + Y_{\text{д.рем}} + Y_{\text{пр.рем}}), \text{ грн.} \quad (1.24)$$

У випадках недовідпустки лише електричної енергії:

$$U_{\text{нед}}^{\text{е}} = T E_{\text{от.у}} (1 - \beta_{\text{втр}}^{\text{е}}), \text{ грн.}, \quad (1.25)$$

де: $T_{\text{е}}$ – середні тарифи на електроенергію, грн/кВт·год;

$E_{\text{от.у}}^{\text{ав}}$ і $Q_{\text{от.у}}^{\text{ав}}$ – зниження вироблення електроенергії та тепла при аварій-

ному відключенні обладнання, внаслідок відмов, кВт·год;

$\beta_{\text{втр}}^{\text{е}}$ і $\beta_{\text{втр}}^{\text{т}}$ – коефіцієнти втрат в електричних та теплових мережах, що

приймаються за чинними нормативами;

$\epsilon_{\text{еу}}, \epsilon_{\text{ту}}$ – фактичні питомі витрати умовного палива на відпустку електроенергії та тепла, т.у.п./кВт·год;

$Y_{\text{отк}}, Y_{\text{д.рем}}, Y_{\text{пр.рем}}$ – коефіцієнти перевищення у розрахунку на рік числа відмов, тривалості ремонту і тривалості міжремонтного періоду застарілого обладнання в порівнянні з його замінює.

Збитки від позапланових пусків енергоблоків внаслідок відмов може бути визначено за формулою:

$$U_{\text{пуск}} = C_{\text{т}} \sum_i B_{\text{нi}} n_i m_i, \text{ грн.}, \quad (1.26)$$

де: $C_{\text{т}}$ – ціна палива, що використовується на АЕС під час пусків, грн/т;

$B_{\text{нi}}$ – нормативні витрати пального на кожний позаплановий пуск енергоблоку i -го типу, т/пуск;

n_i – кількість енергоблоків, що пускаються « i », шт;

m_i – кількість пусків енергоблоків " i ", шт;

Збитки від збільшення викидів у доквілля забруднюючих речовин визначаються додатковою платою за викиди під час експлуатації несправного устаткування енергоблоку, або ліквідації наслідків.

Для оцінки збитків від викидів забруднюючих речовин може бути використана формула:

$$U_{\text{вик}} = \sum_i \left[(M_{\text{всвi}} - M_{\text{пвдi}}) H_{\text{всвi}} K_{\text{Е}} + (M_{\text{вi}} - M_{\text{всвi}}) 5 H_{\text{всвi}} K_{\text{Е}} \right], \text{ грн.} \quad (1.27)$$

де: $H_{\text{всвi}}$ – норматив плати за викиди " i " забруднюючої речовини, грн/т.

$M_{\text{всвi}}$, $M_{\text{пвдi}}$ – викиди i -ї забруднюючої речовини (золи, діоксиду сірки, оксиду азоту) у межах граничної концентрації, т/с;

$M_{\text{вi}}$ – фактичні викиди i -ї забруднюючої речовини, т/с;

$K_{\text{Е}}$ – коефіцієнт екологічної ситуації;

Сумарні збитки, внаслідок відмов обладнання АЕС, можуть бути визначені за (1.21), з урахуванням (1.23)-(1.27), а також пошуки способів його запобігання, можна з високим ступенем точності визначити за (1.21) при цьому слід зазначити, що достовірність та оперативність результатів шляхом відповідного удосконалення на базі АСУТП.

1.4. Аналіз структур систем керування головними циркуляційними насосами

Системи керування головними циркуляційними насосами (ГЦН) та загалом насосно-гідравлічними об'єктами першого контуру належать до класу швидкодіючих енергетичних приводів із суттєвими нелінійностями (характеристика $H-Q$, кавітаційні обмеження, залежність гідравлічного опору від режиму), жорсткими експлуатаційними та безпековими обмеженнями (градієнти швидкості/витрати, обмеження струму двигуна, граничні тиски/перепади, вимоги до надійності та відмовостійкості). У цих умовах вибір структури регулятора визначає не лише якість перехідних процесів, а й запас стійкості при параметричних варіаціях, здатність працювати на широкому діапазоні режимів, а також складність верифікації/валідації алгоритмів, що особливо критично для АЕС [47–49]. Нижче наведено узагальнений аналіз публікацій за ключовими класами структур керування.

1.4.1. П(Д) як базова структура регулювання

ПІ та ПІД-регулятори зберігають домінування в промислових системах завдяки прозорій інженерній інтерпретації, простоті реалізації, сумісності зі стандартними контурами (тиск, витрата, ΔT , рівень), а також можливості формального налаштування (за критеріями робастності/запасів стійкості) [26–29]. Оглядові роботи підкреслюють типову проблему: «номінально працюючий» ПІД часто є погано налаштованим у сенсі робастності та якості перехідних процесів при збуреннях і зміні параметрів об'єкта [26, 27]. Тому сучасний тренд – відхід від “одного набору коефіцієнтів назавжди” до структур із двома ступенями свободи, фільтрації D-ланки, анти-windup, а також до налаштувань, узгоджених із моделлю об'єкта (ІМС-логіка) [28, 29]. Для насосних об'єктів це важливо через часті переходи між станами (пуск/зміна навантаження/відпрацювання збурень), де домінують не лише статичні похибки, а й пікові відхилення тиску/витрати та обмеження приводу.

1.4.2. Каскадне керування як спосіб розділення швидких і повільних динамік

Каскадні структури історично є одним із найефективніших шляхів підвищення якості при наявності внутрішньої швидкої змінної (наприклад, швидкість/момент електропривода) та зовнішньої повільнішої змінної (тиск/витрата/перепад) [31–33]. Узагальнена перевага каскаду – локалізація збурень: внутрішній контур пригнічує швидкі збурення (вплив моменту навантаження, коливання напруги, “пульсації” гідравліки), тоді як зовнішній контур формує якість за технологічним показником. Публікації з узагальненими каскадними структурами показують, що правильний вибір “пар” змінних та узгодження смуг пропускання контурів дає суттєве покращення перехідних процесів без збільшення агресивності зовнішнього регулятора [31]. Окремі методики підбору ПД-налаштувань для каскаду підкреслюють, що внутрішній контур має налаштовуватись не лише на швидкодію, а й на збалансованість режимів (відпрацювання завдання / відпрацювання навантаження), інакше каскад може втратити переваги та навіть погіршити робастність [32]. Для ГЦН каскадна логіка природно поєднується з приводом (тиристорний перетворювач) і дозволяє зняти з зовнішнього регулятора частину швидких нелінійних ефектів привода.

1.4.3. Упереджувальна компенсація та структури для збурень, що вимірюються

Якщо домінантне збурення доступне для вимірювання (наприклад, зміна положення регулюючої арматури, сигнал навантаження/потужності, оцінений гідравлічний опір контуру, швидка зміна температурних параметрів), то структура може радикально зменшити відхилення керованої змінної ще до того, як замкнений контур реагує похибку [34]. Огляд підходів до компенсації вимірюваних збурень для процесів із запізненнями підкреслює

практичні обмеження реалізованості (причинність, інверсія запізнення, ризику нестійкості при невдалому модельному співвідношенні каналів «керування-вихід» та «збурення-вихід») і пропонує критерії коректного вибору структури компенсації [34]. Для багатьох енергетичних об'єктів (зокрема насосних контурів) типовою є ситуація, коли запізнення/інерційність каналів різна, і ідеальна компенсація стає нереалізовною; тоді застосовують фільтрацію, обмеження швидкості компенсації та узгодження з робастністю основного контуру.

1.4.4. Робастні підходи: гарантії якості при невизначеностях

Робастне керування (зокрема H_∞ -підходи) актуальне там, де модель об'єкта неминуче неточна (зношування, зміна гідравліки, кавітаційні ефекти, нелінійні обмеження приводу), а вимоги до запасів стійкості жорсткі [37-39]. Роботи з H_∞ -синтезу формалізують постановку задачі як мінімізацію найгіршого підсилення для збурень/невизначеностей при одночасному виконанні вимог до стійкості та частотних характеристик [37]. Практичні процедури роблять акцент на інженерному формуванні частотної характеристики відкритого контуру (в т.ч. для придушення низькочастотних збурень і обмеження високочастотного шуму), після чого робастний синтез “закріплює” потрібні запаси при модельних відхиленнях [39]. Для АЕС додатковим чинником є те, що складні робастні алгоритми повинні бути узгоджені з вимогами до проектування/кваліфікації (класифікація функцій, незалежність, верифікація програмної реалізації) [47-49], тому на практиці робастні рішення часто застосовують у небезпечних контурах або як надбудови (фільтрація, обмеження, супервізор), залишаючи базову структуру простою.

1.4.5. Предиктивні методи (MPC/GPC/DMC) як інструмент керування з обмеженнями та оптимізацією

Головна перевага MPC – явне врахування обмежень і багатозмінності: оптимізаційна задача на горизонті дозволяє одночасно тримати тиск/витрату в межах, обмежувати швидкість зміни керування, враховувати насичення приводу, а також оптимізувати критерії (енерговитрати, мінімум коливань, мінімум піків) [40–43]. Класичний огляд MPC підкреслює, що саме гнучкість роботи з обмеженнями зробила MPC привабливим для жорстких технологічних процесів [40], а теоретичні результати щодо стійкості/оптимальності для обмежених систем формують базу для коректного промислового застосування [41]. Огляд промислових MPC-технологій відзначає еволюцію від DMC/GPC до сучасних MPC-реалізацій та фокус на практичні питання: ідентифікація моделей, робота з невизначеностями, налаштування ваг і обмежень, інтеграція з верхнім рівнем оптимізації [42]. Для умов значних невизначеностей та вимог гарантій застосовують робастні MPC-підходи, що дозволяє забезпечувати виконання обмежень у найгірших сценаріях [44]. У контексті ГЦН предиктивні структури найбільш виправдані для режимів, де обмеження визначають якість сильніше, ніж ідеальна швидкодія (пуски/перемикання/вибіги, недопущення гідроударів, обмеження струмів/моментів, дотримання безпечних траєкторій зміни витрати).

1.5. Аналіз нормативних документів щодо забезпечення високих показників якості обладнання АЕС

В діючій нормативній базі України, щодо забезпечення якості роботи головних циркуляційних насосів, його елементів та систем керування достатньо освітлені питання підтримки та покращення основних показників якості, таких як надійність, безпека, ефективність та інші.

1 Блок. Регулювання безпеки та вимог до інформаційно-керуючих систем (ІКС), що впливають на керування ГЦН.

Ключовим напрямком для побудови та модернізації систем керування на АЕС є нормативи, які задають: вимоги до ІКС, важливих для безпеки, класифікацію функцій/систем, принципи проєктування, верифікації та експлуатаційної придатності.

НП 306.2.113-2005 визначає обов'язкові вимоги до автоматизованих систем керування технологічними процесами (АСКТП) атомних станцій: від загальних принципів і структури до забезпечення надійності/відмовостійкості, контролю стану, документації, випробувань і супроводу протягом життєвого циклу. Для ГЦН це напряду задає рамки допустимих архітектур (резервування, діагностика, самоконтроль), вимоги до каналів вимірювання (що входять у контури регулювання) та обмеження на зміни при модернізації [51].

ДСТУ ІЕС 61513:2009 задає загальні вимоги до інформаційних і керівних систем, важливих для безпеки АЕС – логіку ієрархії ІКС, принципи незалежності/розділення, вимоги до функціональної відповідності, проєктних рішень і верифікації. Це важливо, коли система керування ГЦН має інтерфейси з загальностанційними ІКС або реалізує функції, критичні для безпеки (включно із захистами, блокуваннями, сигналізацією) [58].

ДСТУ ІЕС 61226:2007 визначає класифікацію ІКС АЕС, важливих для безпеки. Для теми ГЦН це означає формалізований підхід: які вимірювальні канали/регулятори/захисти належать до певного класу – і які звідси впливають вимоги до якості, надійності, тестування і керування конфігурацією [56].

У практичному сенсі ці документи задають «коридор» для наукового внеску: покращення якості регулювання ГЦН (динаміка, стійкість, енергоефективність, знос) не може суперечити вимогам класифікації/незалежності/перевірюваності/керуваності змін [51, 56, 58].

Блок 2. Організаційні стандарти НАЕК «Енергоатом» для технічного обслуговування і ремонту (ТОіР), стану обладнання та вимірювань:

Для ГЦН як головного елементу першого контуру реальні показники якості керування тісно пов'язані з тим, як організовано ТОіР, як оцінюється стан насоса, і наскільки якісно вимірюються технологічні параметри.

СОУ НАЕК 033:2021 регламентує правила організації технічного обслуговування і ремонту обладнання енергоблоків і загальностанційного обладнання АЕС. Він задає процесну основу: планування/підготовка/виконання ремонту, документація, контроль якості робіт, взаємодія підрозділів – тобто те, що визначає вхідні умови для систем керування (наприклад, які відхилення стану допускаються, як фіксуються дефекти, як керуються зміни) [54].

СОУ НАЕК 013:2022 встановлює основні положення забезпечення якості в процесі ТОіР обладнання АЕС. Метод керування/діагностики/підлаштування регулятора може бути вписаний у систему якості – через процедури перевірки, критерії приймання, протоколи, контроль змін [55].

СОУ НАЕК 137-1:2023 – методика оцінки технічного стану обертових механізмів, частина 1 (насоси). Це прямо стикується з сучасними підходами до підвищення якості керування: перехід від класичного ППД до керування з урахуванням деградації/вібрації/зазорів/гідродинаміки через діагностичні ознаки та критерії стану [53].

СОУ НАЕК 134:2023 – методика оцінки технічного стану тепломеханічного обладнання, переведеного в ремонт за технічним станом. У контексті ГЦН це підтримує підхід «якість керування ↔ технічний стан»: оптимізація перехідних процесів і режимів може бути обґрунтована не лише енерговитратами, а й зменшенням деградаційних факторів (динамічні навантаження, кавітаційні ризики, часті розгони/гальмування) [52].

СОУ НАЕК 190:2019 нормує точність вимірювань основних технологічних параметрів (для АЕС з ВВЕР-1000). Це критично для якості регулювання ГЦН, бо реальна стійкість/робастність і помилки регулятора

визначаються не лише математичною моделлю, а і похибками каналів (дрейф, шум, калібрування, часові затримки) [68].

СОУ НАЕК 158:2020 задає технічні вимоги до влаштування та безпечної експлуатації обладнання і трубопроводів АЕС з ВВЕР. Для систем керування ГЦН це «межі допустимого»: обмеження режимів, вимоги до безпечної експлуатації, що повинні враховуватись як обмеження в алгоритмах (блокування, обмежувачі, аварійні режими, логіка переходів) [57].

Блок 3. Стандарти/методики з надійності та оцінювання систем

СОУ НАЕК 261:2022 – методи оцінки показників експлуатаційної надійності насосів АЕС. Це дуже корисно для дисертаційної методики, бо дозволяє формально пов'язати «покращення керування» з КРІ надійності (готовність, безвідмовність, відмови за режимами, вплив ТОіР, статистика відмов/відхилень) [67].

ДСТУ EN 62308:2022 задає підходи до оцінювання надійності на основі ринкових/польових/випробувальних даних – корисно для підсистем керування, датчиків, приводів, частотних перетворювачів, де є статистика відмов і потрібно формувати надійні оцінки для ранніх рішень або модернізації [60].

ДСТУ EN 61069-5:2022 – оцінювання властивостей системи, частина 5: надійність системи. Для дисертації це зручний місток між «класичною теорією керування» та «інженерною якістю»: можна формалізувати dependability-метрики для контурів керування ГЦН і їх взаємодії з об'єктом та вимірювальними каналами [66].

Серія ДСТУ 2861–2864 формує базовий національний корпус з аналізу надійності [61], розрахунку показників [62], програм забезпечення надійності [63] та експериментального оцінювання/контролю [64]. Ці стандарти зручні для оформлення методики: (1) постановка задачі аналізу надійності системи «ГЦН + керування», (2) вибір показників

(MTBF/MTTR/готовність тощо), (3) план збору даних і приймання рішень, (4) верифікація ефекту від удосконалення алгоритмів [61-64].

ДСТУ 3004-95 задає методи оцінки показників надійності за експлуатаційними/випробувальними даними (у т.ч. вибір планів і обсягів випробувань та оцінювання показників). Це корисно, коли ви хочете показати, що запропонована модернізація керування зменшує ймовірність певних відмов або частоту небажаних подій у даних експлуатації [65].

ГКД 34.20.507-2003 – правила технічної експлуатації електричних станцій і мереж. Документ задає експлуатаційну дисципліну та вимоги, які опосередковано формують вимоги до керування (режимність, оперативні перемикання, обмеження) [69].

СОУ-Н МПЕ 40.1.09.151:2005 – методика моніторингу технічного стану та визначення залишкового ресурсу обладнання електростанцій. Для дисертації це сильний аргумент на користь інтеграції діагностичних ознак і стан-орієнтованих критеріїв у керування ГЦН [71].

Блок 4. Стандарти з вибору та безпеки випробувань насосів.

ДСТУ EN 12162:2013 – вимоги щодо безпеки для рідинних насосів і методика гідростатичних випробувань. Для ГЦН (як для великого насосного обладнання зі специфічними вимогами) це корисний документ: він допомагає коректно описувати випробування, безпечність процедур і контроль герметичності/міцності, які важливі в контексті модернізацій та приймання обладнання [70].

ДСТУ EN 809:2015 – базовий стандарт із безпеки насосів і насосних агрегатів для рідин, гармонізований з EN 809:1998+A1:2009. Встановлює технічні вимоги безпеки для етапів конструювання, складання, монтажу, експлуатації та обслуговування насоса/насосного агрегату.

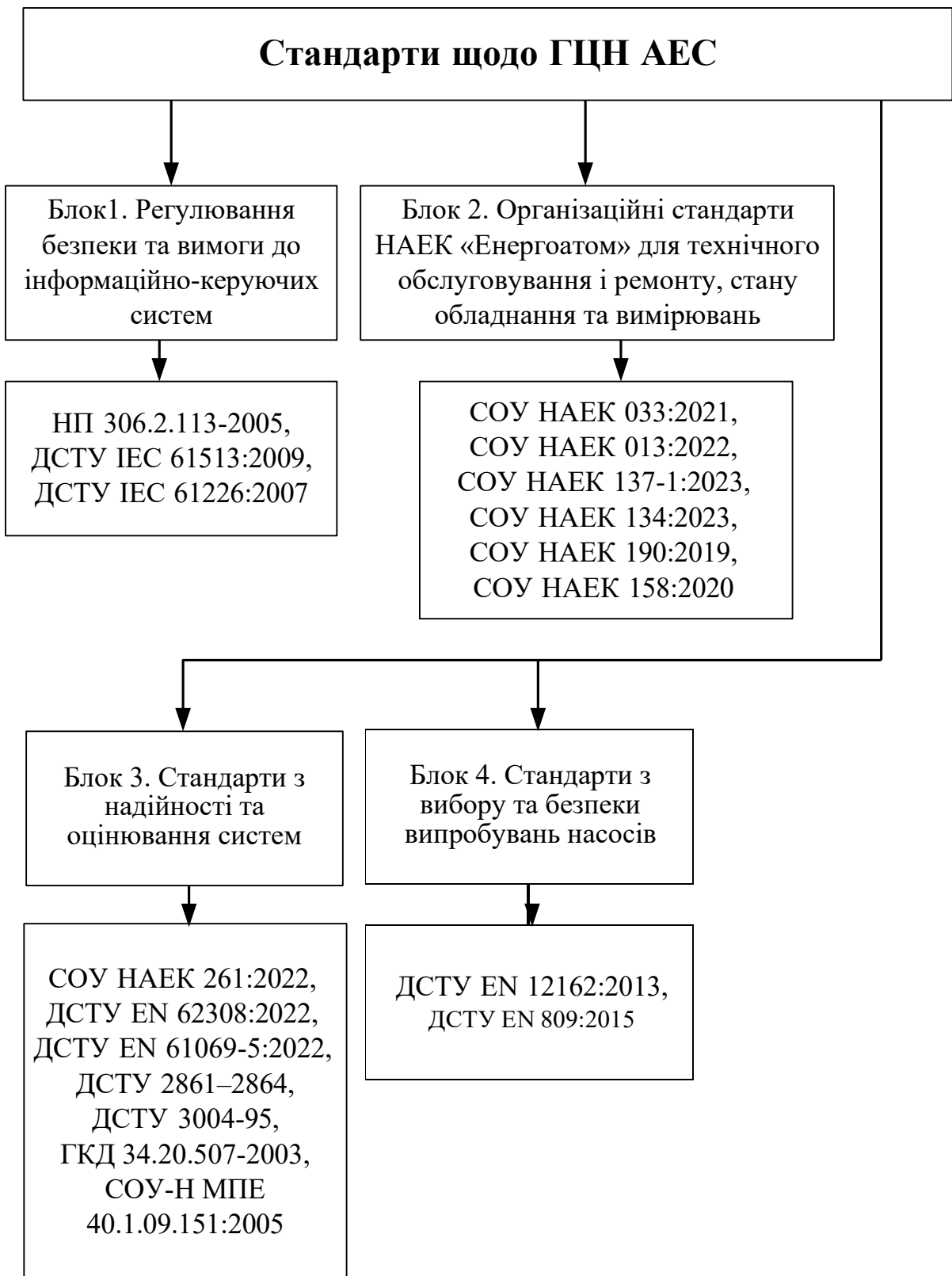


Рисунок 1.5 – Структура нормативної бази щодо ефективності роботи ГЦН

Аналіз діючих нормативних документів, структура яких показана на рис. 1.5., показав, що значна увага приділяється проектуванню, експлуатації та ремонту ГЦН та окремих його елементів. Серед показників якості роботи ГЦН розглядаються, насамперед, безпека та надійність. Щодо енергоефективності, то це питання майже не регламентується. Відсутні рекомендації щодо визначення та підтримки енергоефективних режимів, включаючи алгоритми, математичні моделі тощо. Питання надійності розглядається переважно з точки зору надійності в стаціонарних режимах роботи ГЦН. Бракує регламентації перехідних характеристик та методів, а також визначення та забезпечення показників надійності в цих режимах. Таким чином, в діючій нормативній базі не достатньо сформульовані вимоги відносно створення та експлуатації як автоматизованих систем керування та й автоматичних систем регулювання ГЦН, які б гарантовано забезпечували високі показники надійності роботи ГЦН в перехідних режимах експлуатації та максимальну енергетичну ефективність роботи ГЦН в сталих режимах, тобто гарантовано забезпечували максимальне значення ККД у всьому діапазоні навантажень.

1.6. Аналіз показників якості ГЦН та шляхів їх підвищення

Головні циркуляційні насоси) є критичним елементом першого контуру АЕС: саме вони забезпечують необхідну витрату теплоносія крізь активну зону та теплообмінники, а отже прямо впливають на теплогідравлічну стійкість режиму, запас до криз теплообміну та можливість реалізації перехідних і аварійних алгоритмів. У сучасних підходах якість ГЦН трактується не як один показник, а як сукупність взаємопов'язаних груп індикаторів: гідравлічна/енергетична ефективність, вібраційна надійність і ресурс, герметичність (витоки) та екологічна безпека, електромеханічна справність приводу, керованість і стійкість у перехідних режимах, експлуатаційна готовність і ремонтпридатність [77,

[78, 79].

1) Гідравлічні та енергетичні показники якості.

До базових відносять забезпечення заданих $Q-H$ характеристик, обмеження кавітаційних явищ (запас NPSH), мінімізацію гідравлічних втрат та підвищення ККД у робочих точках. У роботі [80] показано, що підвищення ККД насосного агрегату для ядерних застосувань може давати суттєвий ефект для енергоспоживання і теплового балансу, а також корелює з надійністю через зниження термо- та вібронавантажень. Для ГЦН, які працюють переважно в зоні великих витрат, важливо оцінювати не лише номінальний ККД, а і інтегральні енергетичні показники (питомі витрати енергії на прокачування, втрати на дроселюванні/регулюванні, відхилення від оптимальної робочої точки при збуреннях), що напряду пов'язує якість насоса з якістю системи керування [78, 80]. Окремий акцент у літературі робиться на використанні частотного регулювання для зменшення енергетичних втрат на регулюючих органах та для оптимізації перехідних режимів; зокрема, для реакторних циркуляційних насосів розглядаються інженерні рішення із застосуванням перетворювачів частоти та відповідні вимоги до режимів і захистів [89].

2) Перехідні режими як індикатор якості та джерело деградації.

Якість ГЦН значною мірою визначається поведінкою у режимах пуску, змін навантаження, збурень, вибігу. Дослідження перехідних процесів у першому контурі показують, що саме нестационарні етапи формують пікові навантаження на підшипникові вузли, ущільнення, елементи гідротракту та електропривід, а також створюють ризики небажаних пульсацій тиску/витрати [86, 87]. Для вибігу важливою якісною характеристикою виступає відтворюваність та прогнозованість гідродинаміки (наприклад, спад витрати й напору), бо ці процеси враховуються у перевірках безпеки та алгоритмах [88]. Окремо вказується, що перехідні процеси можуть суттєво змінювати спектр коливань і

проявляти приховані дефекти (розбаланс, пошкодження підшипників, гідродинамічні нестійкості) – тому якість має включати показники керованості та діагностованості у динаміці [77, 85].

3) Вібраційна надійність і діагностика як ключова група показників.

Вібраційні параметри (RMS, пікові значення, спектральні компоненти, орбітальні траєкторії, пульсації тиску) часто розглядаються як найбільш інформативні для технічного стану ГЦН. Класичною для АЕС є концепція спеціалізованих систем моніторингу вібрацій ГЦН, де діагностичні правила поєднують тренди, пороги та ознаки у частотній області [77]. Подальші роботи розвивають цей напрям через більш чутливі методи обробки сигналів: наприклад, аналіз пульсацій/нерівномірного підводу з використанням вейвлет-перетворень як засобу раннього виявлення нестійкостей течії [81]. Паралельно розвивається сенсорика для візуалізації/реєстрації вібрацій з низьким енергоспоживанням, що важливо для розгортання додаткових каналів контролю в обмежених умовах експлуатації [82]. Окрема група досліджень аналізує причини виникнення осьових сил і їхній зв'язок із гідродинамікою та конструктивними параметрами – це напряму впливає на зношування підшипників і “вібраційну якість” [84]. У вітчизняних публікаціях також підкреслюється, що електромагнітні збурення приводу можуть робити внесок у загальний вібраційний стан, а отже якість потребує міждисциплінарного (електро-механіко-гідравлічного) опису [76, 83].

4) Герметичність, витоки та екологічна складова якості.

Для ГЦН першого контуру витоки через ущільнення мають не лише економічне, а й безпекове значення. У працях [72, 74] послідовно розглядається підвищення надійності й екологічної безпеки ущільнювальних систем насосів АЕС: від аналізу факторів деградації до шляхів підвищення герметичності. Важливим внеском є моделювання динаміки ротор-канавкових ущільнень у контексті вібраційної надійності:

показано, що параметри ущільнення можуть істотно впливати на динамічну поведінку агрегату, а тому їх коректно трактувати як частину комплексної якості [73]. Англомовні дослідження поглиблюють розуміння фізики витоків і зносу ущільнень (наприклад, вплив хвилястості та мікрогеометрії), що може застосовуватися для уточнення моделей деградації й формування діагностичних ознак витоків [90]. Також показовими є роботи з прогнозування витоків/відмов на основі багатокрокових моделей і даних експлуатації, де якість трактується як здатність системи підтримувати герметичність у часі та завчасно сигналізувати про деградацію [92, 93].

5) Якість електроприводу та електромеханічної частини.

Електропривід ГЦН (двигун, пуско-регулювальна апаратура, захисти) формує обмеження за моментом/струмом і впливає на динаміку швидкості, а через неї – на гідравліку першого контуру. Автори [83] пропонують математичну модель електротехнічного комплексу приводу ГЦН ВВЕР-1000, що є корисним підґрунтям для синтезу САК та для аналізу режимів пуску/вибігу з урахуванням електромагнітних процесів. У публікації [75] розглянуто модернізацію ізоляційних систем електродвигунів ГЦН як шлях підвищення експлуатаційної надійності (що прямо входить у якість через показники готовності/ресурсу). Окремо в літературі для насосів АЕС обговорюється застосування перетворювачів частоти: потенційні вигоди в керованості та зниженні ударних навантажень мають бути узгоджені з вимогами до електромагнітної сумісності та надійності [89].

6) Показники надійності/готовності як “каркас” оцінювання якості.

Оскільки ГЦН – критичний елемент, індикатори безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності, готовності повинні бути формалізовані та уніфіковані. На національному рівні терміни й основи аналізу надійності задаються стандартами (зокрема ДСТУ 2860-94 та ДСТУ 2861-94), що дозволяє коректно вводити $MTBF/\lambda(t)$, коефіцієнт готовності, показники відновлюваності тощо як частину системи показників якості [94, 95]. Для

систем вимірювання і керування корисним є стандартний підхід до оцінювання властивостей та показників систем керування безперервними процесами (у тому числі точність, стійкість, динамічні властивості, надійність у контурі), що дає методологічну основу для зв'язку якості ГЦН з якістю САК [96].

7) Шляхи підвищення якості: інтеграція керування, моніторингу стану та предиктивних підходів.

Сучасна тенденція – перехід від реагування на відмову до керування технічним станом: поглиблені програми моніторингу/діагностики, які системно знижують імовірність відмов та оптимізують ТОiP [78]. Публікації ІАЕА з online-моніторингу показують, що ефект дає саме комплекс: (а) якісні вимірювання, (б) коректні діагностичні моделі/ознаки, (в) інтеграція з експлуатаційними рішеннями [79]. Розвиток концепції прогностичного керування у ядерній галузі обґрунтовує використання машинного навчання, ризик-орієнтованих підходів та прогнозування залишкового ресурсу для критичного обладнання (включно з насосами), що безпосередньо підвищує якість через зростання готовності й зменшення важких деградаційних сценаріїв [85]. Додатково досліджуються алгоритми інтелектуальної діагностики з адаптивними/нечіткими обчисленнями, де якість трактується як здатність виявляти аномалії на ранніх стадіях при змінних режимах і шумних вимірюваннях [91].

Література демонструє, що показники якості ГЦН мають багатокритеріальну природу: гідравлічно-енергетичні ($Q-H-\eta$); динамічні (пуск/збурення/вибіг); вібраційно-діагностичні; герметичність і витіки; електромеханічна справність; надійність-готовність. Найбільш результативні шляхи підвищення якості – це не локальні удосконалення, а системна інтеграція: моделі приводу й гідромережі для синтезу САК [83], узгодження режимів з обмеженнями й перехідними процесами [86-88], розвинений вібромоніторинг і сучасні методи обробки сигналів [77, 81],

сенсорні рішення [82], підвищення надійності ущільнень і прогнозування витоків [72-74, 90, 92], а також підходи, що переводять якість у площину керованого життєвого циклу обладнання [78, 85].

Структура показників якості ГЦН показана на рис. 1.6., вплив ГЦН на якість роботи АЕС – на рис. 1.7. Вплив показників якості на ефективність роботи ГЦН – на рис. 1.8.

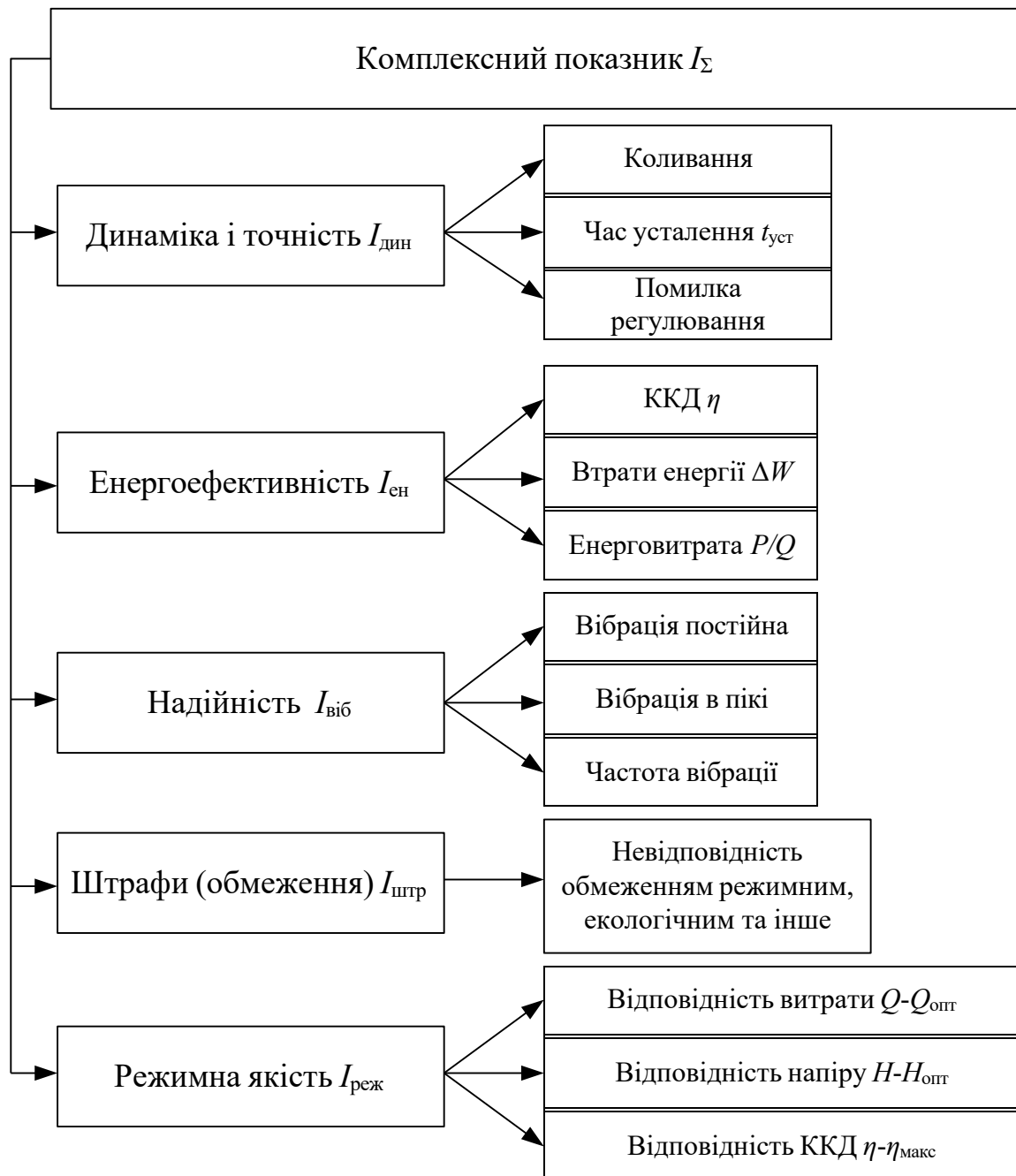


Рисунок 1.6 – Структура показників якості ГЦН

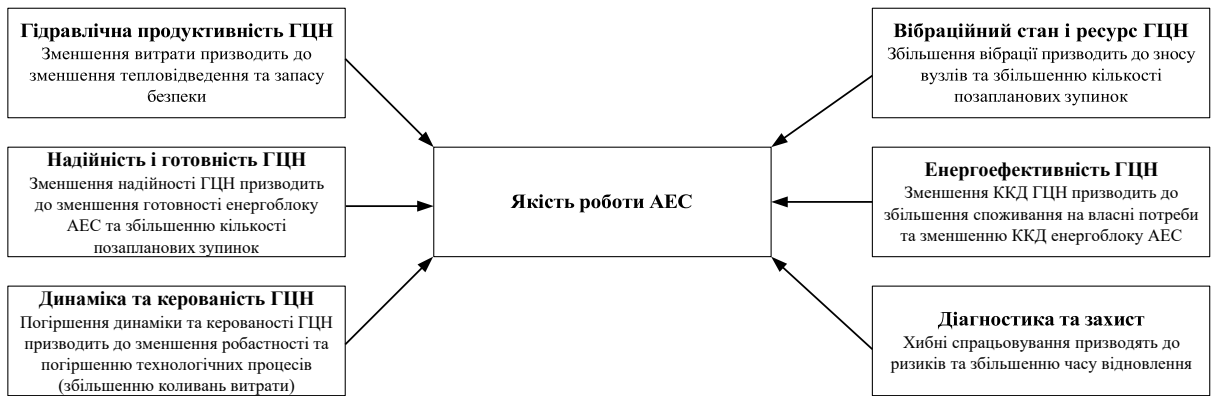


Рисунок 1.7 – Вплив ГЦН на якості роботи енергоблоку АЕС

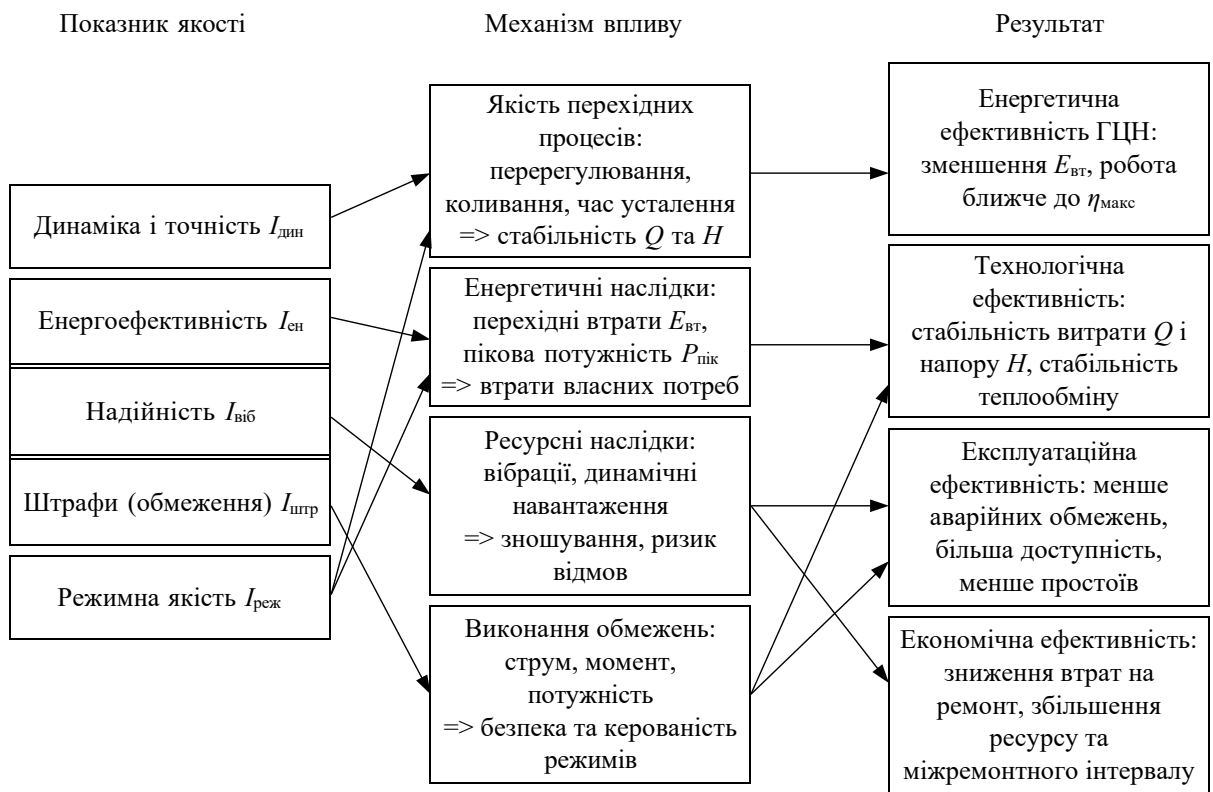


Рисунок 1.8 – Вплив показників якості на ефективність роботи ГЦН

1.7. Висновки за розділом 1

За розділом 1 можна зробити наступні висновки:

1. Аналіз показників надійності та енергоефективності АЕС показав, що головні циркуляційні насоси є найвідповідальнішими насосами АЕС. Показники якості їх роботи суттєво впливають на якість роботи всього енергоблоку, а саме на показники енергоефективності та показники надійності.

2. Узагальнено режими роботи ГЦН (пуск, стаціонар, збурення, вибіг) і визначено характерні вимоги до САК для кожного режиму: мінімізація піків потужності/струму в пуску, обмеження перерегулювання і коливань у перехідних процесах, стабільність у стаціонарі, безпечна деградація у вибігу.

3. Режими роботи ГЦН впливають на вироблення електроенергії, ККД термічного циклу та витрату електроенергії на власні потреби, отже, навіть невеликі перехідні перевитрати енергії та робота поза оптимальними гідравлічними режимами призводять до відчутних енергетичних втрат на рівні енергоблоку.

4. Визначено, що на надійність енергоблоку впливають не лише відмови ГЦН як обладнання, а й динамічні навантаження, що зумовлені якістю керування (вібрації, гідроудари, перевантаження електроприводу), тому критерії якості повинні враховувати ресурсну складову.

5. Виконано огляд структур керування ГЦН: ПІ/ПД як базова структура; каскадні схеми як спосіб розділення швидких (електропривід) і повільних (гідромережа) динамік; feedforward-компенсація вимірюваних збурень; робастні та предиктивні методи для забезпечення якості при невизначеностях та обмеженнях.

6. Обґрунтовано систему показників якості ГЦН та шляхів їх підвищення: динаміка регулювання, енергоефективність, надійність через

вібраційні показники, штрафи за порушення обмежень, режимний показник (робота поблизу оптимальних режимів).

7. Проаналізовано нормативні документи, що формують вимоги до інформаційно-вимірювальних систем, функціональної безпеки, класифікації, надійності та приймальних випробувань. В діючій нормативній базі не достатньо сформульовані вимоги відносно створення та експлуатації як автоматизованих систем керування та й автоматичних систем регулювання ГЦН, які б гарантовано забезпечували високі показники надійності роботи ГЦН в перехідних режимах експлуатації та максимальну енергетичну ефективність роботи ГЦН в сталих режимах, тобто гарантовано забезпечували максимальне значення ККД та комплексного показника якості у всьому діапазоні навантажень.

8. Удосконалення наукових методів та оптимізація систем керування з метою підвищення показників якості роботи головних циркуляційних насосів АЕС є актуальною задачею.

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГОЛОВНИХ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ АЕС

2.1. Математичне моделювання насосу та мережі

2.1.1. Позначення і базові величини

$Q(t)$ – витрата через насос/петлю, м³/с

$\omega(t)$ – кутова швидкість ротора насоса, рад/с (або $n=\omega \cdot 60/(2\pi)$, об/хв)

$p_{вс}(t), p_{нг}(t)$ – тиск на всмоктуванні та нагнітанні, Па

$\Delta p=p_{вс}-p_{нг}$ – перепад тиску на насосі, Па

$\rho(T)$ – густина теплоносія, кг/м³;

$g = 9.81$ м/с²

H – напір насоса, м;

η – ККД насоса (гідрравлічний/загальний)

J_p – момент інерції ротора+маховика, кг·м²

$M_{дв}$ – електромагнітний момент двигуна, Н·м

$M_{гд}$ – гідрравлічний момент навантаження на валу, Н·м

$B_{мех}$ – коефіцієнт в'язкого тертя (мех. втрати), Н·м·с/рад

2.1.2. Математична модель насосу ГЦН

1) **Насос:** характеристика “напір–витрата–швидкість”

Варіант А (практичний для ідентифікації): поверхня $H(Q, \omega)$

Використовують параметризацію, що узгоджується з афінними законами:

$$H(Q, \omega) = \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \left(a_0 + a_1 \frac{Q}{Q_0} \frac{\omega_0}{\omega} + a_2 \left(\frac{Q}{Q_0} \frac{\omega_0}{\omega} \right)^2 \right), \quad (2.1)$$

де ω_0, Q_0 – номінальні; a_0, a_1, a_2 – коефіцієнти, що задають форму кривої при ω_0 .

Термін $(\omega/\omega_0)^2$ реалізує закон $H \sim \omega^2$.

Нормований аргумент $\frac{Q}{Q_0} \frac{\omega_0}{\omega}$ реалізує закон $Q \sim \omega$.

Перепад тиску насоса:

$$\Delta p_p = \rho g H(Q, \omega). \quad (2.2)$$

Варіант В (універсальний “гомологічний”): безрозмірні коефіцієнти

$$\varphi = \frac{Q}{\omega D^3}, \quad \psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2}, \quad (2.3)$$

$$\psi = f(\varphi) \Rightarrow H(Q, \omega) = \frac{g}{\omega^2 D^2} f\left(\frac{Q}{\omega D^3}\right). \quad (2.4)$$

Цей підхід особливо корисний, якщо є дані або потрібні режими поза номіналом.

2) ККД і гідравлічний момент на валу.

Гідравлічна потужність:

$$P_{\text{гд}} = \Delta p_{\text{нс}} Q. \quad (2.5)$$

Потужність насоса на валу:

$$P_{\text{вал}} = \frac{P_{\text{гд}}}{\eta_{\text{нс}}(Q, \omega)}. \quad (2.6)$$

Гідравлічний момент навантаження:

$$M_{\text{гд}} = \frac{P_{\text{вал}}}{\omega} = \frac{\Delta p_{\text{нс}} Q}{\eta_{\text{нс}}(Q, \omega) \omega}. \quad (2.7)$$

ККД часто задають поліномом/таблицею:

$$\eta_{\text{нс}}(Q, \omega) = b_0 + b_1 Q^\sim + b_2 Q^{\sim 2}, \quad Q^\sim = \frac{Q}{Q_{\text{ВЕР}}}. \quad (2.8)$$

3) Динаміка ротора (вибіг/пуск/перехідні)

$$J_p \dot{\omega} = M_{\text{дв}} - M_{\text{гд}} - B_{\text{мех}} \omega - M_{\text{дод}}(\omega), \quad (2.9)$$

де $M_{\text{дод}}(\omega)$ – додаткові втрати (наприклад сухе тертя/вентиляція), за потреби.

Для вибігу часто достатньо:

$$M_{\text{дв}}(t) = 0 \Rightarrow J_p \dot{\omega} = -M_{\text{гд}} - B_{\text{мех}} \omega \quad (2.10)$$

і далі $\omega(t)$ через зв'язок з $Q(t)$ визначає спад витрати.

4) Кавітація як обмеження (важливо для ГЦН)

Розрахунок доступного кавітаційного запасу:

$$NPSH_{\text{д}} = \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + z_{\text{вс}} - \frac{p_{\text{п}}(T)}{\rho g} - h_{\text{втр.вс}}(Q), \quad (2.11)$$

де $p_{\text{п}}(T)$ – тиск насиченої пари;

$h_{\text{втр.вс}}$ – втрати у всмоктувальній частині.

Якщо $NPSH_{\text{д}} < NPSH_{\text{потр}}(Q, \omega)$, вводять деградацію напору:

$$H_{\text{еф}} = H_{\text{нс}} \left(1 - k_{\text{кав}} \left(1 - \frac{NPSH_{\text{д}}}{NPSH_{\text{потр}}} \right) \right), \quad NPSH_{\text{д}} < NPSH_{\text{потр}},$$

$$H_{\text{еф}} = H_{\text{нс}}, \quad NPSH_{\text{д}} \geq NPSH_{\text{потр}} \quad (2.12)$$

і далі $\Delta p_{\text{нс}} = \rho g H_{\text{еф}}$.

2.1.3. Модель гідромережі (перший контур)

1) Мінімальна модель “одна петля”: інерція потоку + втрати

Рівняння імпульсу:

$$L_{\text{мр}} \dot{Q} = \Delta p_{\text{нс}} - \Delta p_{\text{втр}}(Q) - \Delta p_{\text{ст}}, \quad (2.13)$$

де: $L_{\text{мр}}$ – гідравлічна інертність мережі ($\text{Па} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^3$ або еквівалент):

$$L_{\text{мр}} = \sum_k \frac{\rho l_k}{A_k}; \quad (2.14)$$

$\Delta p_{\text{ст}}$ – статична складова (геодезія), часто $\Delta p_{\text{ст}} = 0$ у замкненій петлі.

Втрати тиску зручно звести до квадратичного опору:

$$\Delta p_{\text{втр}}(Q) = R_{\text{мр}} Q |Q|. \quad (2.15)$$

Отже:

$$L_{\text{мр}} \dot{Q} = \rho g H_{\text{нс}}(Q, \omega) - R_{\text{мр}} Q |Q| - \Delta p_{\text{ст}}. \quad (2.16)$$

2) Модель з “комплаєнсом”: вузлові тиски

Для вузла i :

L_M – магнітна індуктивність, Гн

$\sigma = 1 - L_M^2 / L_{ст} L_{рт}$ – коефіцієнт розсіювання

$L_\sigma = \sigma L_{ст}$ – еквівалентна індуктивність розсіювання статора

$\omega_{ел}$ – електрична кутова швидкість обертання dq -системи, рад/с

$\omega_{ковз}$ – швидкість ковзання, рад/с

$\omega_{рт}$ – електрична швидкість ротора, рад/с

2.2.2. Електромагнітна модель асинхронного двигуна

1 Зв'язок потоків і струмів:

$$\Psi_{стд} = L_\sigma i_{стд} + \frac{L_M}{L_{рт}} \Psi_{ртд}, \quad \Psi_{стq} = L_\sigma i_{стq} + \frac{L_M}{L_{рт}} \Psi_{ртq}. \quad (2.21)$$

2 Рівняння напруг статора:

$$v_{стд} = R_{ст} i_{стд} + \frac{d\Psi_{стд}}{dt} - \omega_{ел} \Psi_{стq}, \quad (2.22)$$

$$v_{стq} = R_{ст} i_{стq} + \frac{d\Psi_{стq}}{dt} - \omega_{ел} \Psi_{стд}. \quad (2.23)$$

3 Динаміка потокозчеплення ротора

(роторна напруга у короткозамкненому роторі = 0)

$$\Psi_{ртд} = -\frac{R_{рт}}{L_{рт}} \Psi_{ртд} + \frac{R_{рт} L_M}{L_{рт}} i_{стд} + (\omega_{ел} - \omega_{рт}) \Psi_{ртq}, \quad (2.24)$$

$$\Psi_{ртq} = -\frac{R_{рт}}{L_{рт}} \Psi_{ртq} + \frac{R_{рт} L_M}{L_{рт}} i_{стq} + (\omega_{ел} - \omega_{рт}) \Psi_{ртд}. \quad (2.25)$$

Тут $\omega_{ел} - \omega_{рт} = \omega_{ковз}$ – електрична швидкість ковзання.

4 Електромагнітний момент:

$$M_{ем} = \frac{3}{2} p \frac{L_M}{L_{рт}} (\Psi_{ртд} i_{стq} - \Psi_{ртq} i_{стд}). \quad (2.26)$$

2.2.3. Модель перетворювача частоти (ПЧ)

1. Постійна ланка

Найуживаніша динаміка:

$$C_{\text{пст}} \dot{i}_{\text{пст}} = i_{\text{вх}} - i_{\text{пст}}, \quad (2.27)$$

де $i_{\text{вх}}$ – струм від випрямляча/мережі у ланці (можна задавати моделлю випрямляча або як кероване джерело)

$i_{\text{пст}}$ – струм, який споживає інвертор.

Практична апроксимація зв'язку з потужністю інвертора:

$$i_{\text{пст}} = \frac{P_{\text{інв}}}{u_{\text{пст}}}, \quad P_{\text{інв}} = \frac{3}{2} (v_{\text{std}} i_{\text{std}} + v_{\text{стq}} i_{\text{стq}}). \quad (2.28)$$

2 Обмеження напруги інвертора (ШІМ)

Для двовимірного вектора напруг:

$$\sqrt{v_{\text{std}}^2 + v_{\text{стq}}^2} \leq v_{\text{max}} (u_{\text{пст}}). \quad (2.29)$$

Типово для ШІМ:

$$v_{\text{max}} = \frac{u_{\text{пст}}}{\sqrt{3}}. \quad (2.30)$$

Точний коефіцієнт залежить від реалізації модуляції та запасів)

3. Контур керування приводом (для САК) + обмеження за струмом/моментом

Для задач САК ГЦН зазвичай моделюють (векторне керування) ϵ : зовнішній контур швидкості \rightarrow завдання моменту, внутрішній контур струмів \rightarrow напруги інвертора.

3.1 Зовнішній контур швидкості

$$e_{\omega} = \Omega_{\text{зад}} - \omega. \quad (2.31)$$

$$M_{\text{зад}} = K_{p\omega} e_{\omega} + K_{i\omega} \int e_{\omega} dt. \quad (2.32)$$

Обмеження моменту (теплові/струмові):

$$M_{\text{зад,обм}} = \text{sat}(M_{\text{зад}}, -M_{\text{max}}, M_{\text{max}}). \quad (2.33)$$

3.2 Перехід від моменту до струму $i_{\text{стq}}$

У потокозчепленому керуванні (вісь d уздовж $\psi_{\text{рт}}$: $\psi_{\text{ртq}} \approx 0$):

$$M_{\text{ем}} = \frac{3}{2} p \frac{L_{\text{м}}}{L_{\text{рт}}} \Psi_{\text{рт стг}} i_{\text{стг,зад}} \Rightarrow i_{\text{стг,зад}} = \frac{2}{3} \frac{L_{\text{рт}}}{p L_{\text{м}}} \frac{M_{\text{зад,обм}}}{\Psi_{\text{рт,зад}}}. \quad (2.34)$$

Завдання намагнічування (потіку) задають через:

$$i_{\text{стд,зад}} = \frac{\Psi_{\text{рт,зад}}}{L_{\text{м}}} \quad (2.35)$$

(або таблицею “потік–швидкість” для режиму ослаблення поля).

3.3 Обмеження за струмом (основне для ПЧ):

$$\sqrt{i_{\text{стд,зад}}^2 + i_{\text{стг,зад}}^2} \leq I_{\text{мах}} \quad (2.36)$$

Якщо порушено – застосовують масштабування:

$$k_I = \min \left\{ 1, \frac{I_{\text{мах}}}{\sqrt{i_{\text{стд,зад}}^2 + i_{\text{стг,зад}}^2}} \right\},$$

$$i_{\text{стд,зад}} \leftarrow k_I i_{\text{стд,зад}}, i_{\text{стг,зад}} \leftarrow k_I i_{\text{стг,зад}}. \quad (2.37)$$

Це реалізує одночасно обмеження моменту через струм.

3.4 Внутрішні контури струму (аперіодична модель або ПІ-модель)

Варіант А: 1-й порядок:

$$\tau_i \dot{i}_{\text{стд}} + i_{\text{стд}} = i_{\text{стд,зад}}, \quad (2.38)$$

$$\tau_i \dot{i}_{\text{стг}} + i_{\text{стг}} = i_{\text{стг,зад}}. \quad (2.39)$$

Тоді момент для механіки береться як:

$$M_{\text{ем}} = \frac{3}{2} p \frac{L_{\text{м}}}{L_{\text{рт}}} \Psi_{\text{рт стг}} i. \quad (2.40)$$

Варіант В (детальніше): ПІ-регулятори струму + насичення по напрузі:

$$e_{id} = i_{\text{стд,зад}} - i_{\text{стд}}, e_{iq} = i_{\text{стг,зад}} - i_{\text{стг}}, \quad (2.41)$$

$$v_{\text{стд,зад}} = K_{pid} e_{id} + K_{iid} \int e_{id} dt + v_{\text{розвд}}, \quad (2.42)$$

$$v_{\text{стг,зад}} = K_{piq} e_{iq} + K_{iiq} \int e_{iq} dt + v_{\text{розвг}}, \quad (2.43)$$

де $u_{розвd}$, $u_{розвq}$ – члени розв’язування (компенсація перехресних зв’язків).

Обмеження по напрузі інвертора:

$$\sqrt{v_{std,зад}^2 + v_{стq,зад}^2} \leq v_{max} (u_{пст}) \quad (2.44)$$

і отримуємо фактичні u_{std} , $u_{стq}$

4. Підсумкова система станів

Можна взяти вектор стану:

$$x = [\omega, u_{пст}, i_{std}, i_{стq}, \psi_{рtq}, \psi_{рtq}]^T. \quad (2.45)$$

2.3. Математичне моделювання ГЦН в пускових режимах

Моделювання пуску ГЦН містить у собі, у першу чергу, моделювання пускових характеристик асинхронного двигуна, що є приводом ГЦН. У зв’язку із цим, проведемо моделювання пуску асинхронного двигуна.

2.3.1. Час розгону

Динамічні властивості електропривода з асинхронним електродвигуном визначаються рівнянням: [23]

$$M = M_{ст} + M_{дин}, \quad (2.46)$$

де $M_{дин} = Jd\Omega_2/dt$ – динамічний момент системи асинхронний двигун – виробничий механізм.

Виражаючи момент інерції через маховий момент $J = GD^{2/4}g$ (кг·м²) (g – прискорення сили тяжіння, рівне 9,81 м/с²) і частоту обертання $\Omega_2 = 2\pi \cdot n_2/60$, отримуємо:

$$M_{дин} = (GD^2 / 375) \frac{dn_2}{dt}. \quad (2.47)$$

Час розгону електродвигуна визначається головним чином електромеханічними процесами, тому що електромагнітні перехідні процеси, що відбуваються у двигуні, протікають значно швидше, ніж електромеханічні. Звичайно про швидкодію двигуна судять за значенням

його електромеханічної постійної часу $T_{\text{п}}$, що приблизно на порядок вище електромагнітної постійної часу $T_{\text{ем}}=L/R$, обумовленою індуктивністю двигуна,

Значення $T_{\text{м}}$ визначається з умов розгону двигуна при статичному моменті на валу $M_{\text{ст}} = 0$, При цьому рівняння (2.1) приймає вид:

$$M = M_{\text{дин}} = J \frac{d\Omega_2}{dt}. \quad (2.48)$$

Виражаючи динамічний момент у відносних одиницях (у частках від номінального моменту двигуна) і з огляду на, що $\Omega_2 = \Omega_1 (l-s)$, $d\Omega_2/ds = -\Omega_1$ одержимо:

$$M_{\text{дин}^*} = \frac{M_{\text{дин}}}{M_{\text{ном}}} = \frac{J \frac{d\Omega_2}{dt}}{M_{\text{ном}}} = \frac{-J \Omega_1 ds}{M_{\text{ном}} dt} = -T_{\text{м}} \frac{ds}{dt}, \quad (2.49)$$

де $T_{\text{м}}$ – електромеханічна постійна часу, що визначає динамічні властивості двигуна,

$$T_{\text{м}} = J\Omega_1 / M_{\text{ном}}. \quad (2.50)$$

Для визначення рівняння руху ротора в загальному випадку виразимо з (2.1) динамічний момент:

$$M_{\text{дин}^*} = M_* - M_{\text{ст}^*},$$

де $M_* = M/M_{\text{ном}}$, $M_{\text{ст}^*} = M_{\text{ст}}/M_{\text{ном}}$ – значення зазначених моментів у відносних одиницях. Тоді:

$$dt = - \frac{T_{\text{м}}}{M_* - M_{\text{ст}^*}} ds. \quad (2.51)$$

Значення M_* і $M_{\text{ст}^*}$ визначаються з механічної характеристики двигуна і характеристики виробничого механізму, Для багатьох електроприводів статичний момент змінюється за законом $M_{\text{ст}} = M_{\text{п}}(a-bs)$, де a і b – постійні. При $s=1$: $M_{\text{ст}} = M_{\text{п}}/(a-b) = M_{\text{п}}/k_{\text{р}}$, де $k_{\text{р}}$ – коефіцієнт резерву, необхідний для забезпечення розгону двигуна на початку пуску. [22]

Тривалість пуску можна визначити з (2.6):

$$t_{\pi} = T_{\text{м}} \int_{s_{\text{НОМ}}}^1 ds / (M^* - M_{\text{СТ}^*}) = t_{\pi 1} + t_{\pi 2}, \quad (2.52)$$

де:

$$t_{\pi 1} = T_{\text{м}} \int_{s_{\text{НОМ}}}^{s_{\text{КР}}} ds / (M^* - M_{\text{СТ}^*}) \quad (2.53)$$

– тривалість пуску в зоні зміни s від 1 до $s_{\text{КР}}$;

$$t_{\pi 2} = T_{\text{м}} \int_{s_{\text{НОМ}}}^{s_{\text{КР}}} ds / (M^* - M_{\text{СТ}^*}) \quad (2.54)$$

– тривалість пуску в зоні зміни s від $s_{\text{КР}}$ до $s_{\text{НОМ}}$

Ураховавши $T_{\text{м}}$ і переходячи до інтегрування по $d\Omega_2$, одержимо:

$$t_{\pi} = \int_0^{\Omega_{2\text{НОМ}}} J d\Omega_2 / (M^* - M_{\text{СТ}^*}). \quad (2.55)$$

Час розгону пропорційно заштрихованій площі (рис. 2.1) на графіку кривій $J/(M-M_{\text{СТ}})$. Це час звичайно невеликий і не перевищує декількох секунд, Однак у двигунах з короткозамкненим ротором при недостатньо великому електромагнітному моменті (тобто різниці $M-M_{\text{СТ}}$) і значному моменті інерції процес пуску може сильно затягтися і температура обмоток ротора і статора через більші пускові струми може перевищити припустимі межі.

Розглянемо рівняння руху ротора при пуску електродвигуна без навантаження ($M_{\text{СТ}}=0$), припустивши, що механічна характеристика двигуна визначається вираженням:

$$M / M_{\text{макс}} \approx 2 / (s_{\text{кр}} / s + s / s_{\text{кр}}).$$

У цьому випадку (2.6) приймає вид:

$$\begin{aligned} dt &= - \frac{T_{\text{м}}}{M / M_{\text{НОМ}}} ds = - \frac{T_{\text{м}} M_{\text{НОМ}} (s_{\text{кр}} / s + s / s_{\text{кр}})}{2M_{\text{макс}}} ds = \\ &= - \frac{T_{\text{м}}}{2k_{\text{м}}} \left(\frac{s_{\text{кр}}}{s} + \frac{s}{s_{\text{кр}}} \right) ds \end{aligned} \quad (2.56)$$

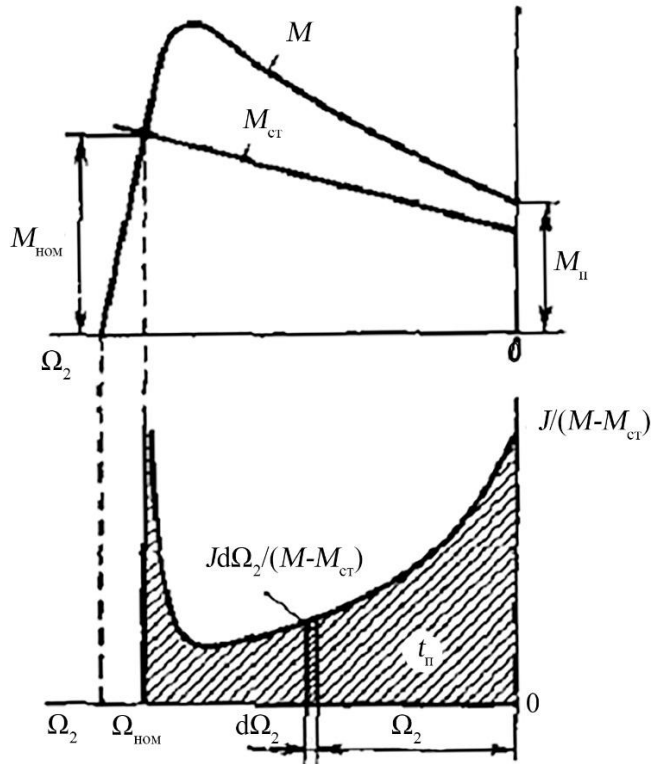


Рисунок 2.1 – Графічне визначення часу пуску двигуна з короткозамкненим ротором

Рішення даного диференціального рівняння одержимо, проінтегрувавши (2.9) у межах від $s=1$ до деякого кінцевого значення $s_{кін}$

$$\frac{t}{T_M} = \frac{1}{2k_M} \left[s_{кр} \lg(1/s_{кін}) + (1 - s_{кін}^2) / (2s_{кр}) \right]. \quad (2.57)$$

На рис. 2.2, а наведені залежності відносної частоти обертання $\Omega_2/\Omega_1 = (1-s)$ від часу t/T_M , побудовані по (2.57). Якщо вважати, що розгін відбувається до $s_{ном}=0$, то тривалість пуску $(t/T_M)_{s=0}=\infty$. Приймаючи, що пуск практично закінчується, коли $s_{кон}$ відрізняється не більше ніж на 5% від сталого значення, одержимо:

$$\frac{t}{T_M} = \frac{1}{2k_M} \left[s_{кр} \lg(1/0,05) + (1 - 0,05^2) / (2s_{кр}) \right] \approx \frac{1}{k_M} \left[1,5s_{кр} + 1 / (4s_{кр}) \right]. \quad (2.58)$$

Отже, відносна тривалість пуску визначається величиною $s_{кр}$ яка пропорційна опору ланцюга ротора, і кратністю максимального моменту k_M .

Мінімальне значення відносної тривалості пуску при заданому значенні k можна одержати з умови $d(t/T_M)/ds=0$. При цьому $s_{кр}=0,407$ і

$(t/T_M)_{\min} - 1,22/k_M$. Мінімальний час пуску відповідає найбільшій площі, обмеженої кривій $M=f(s)$ – у цьому випадку кривій 2 на рис. 2.2, б.

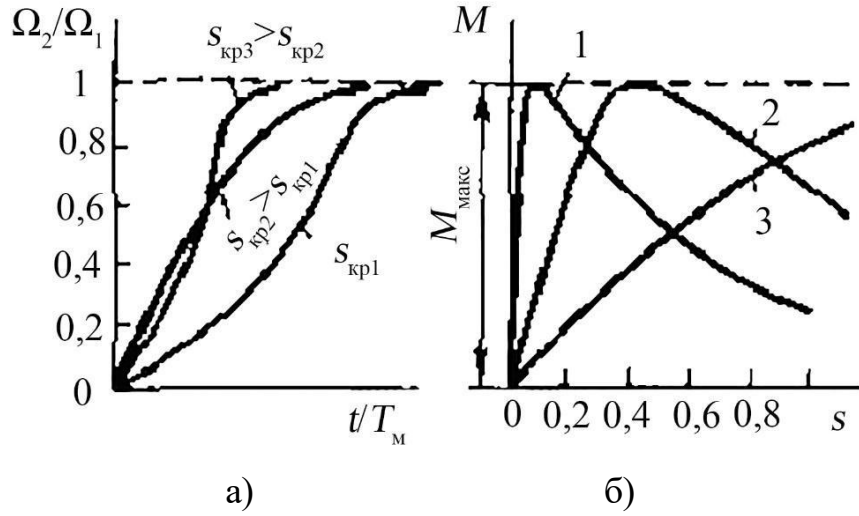


Рисунок 2.2 – Криві розгону двигуна (а) і залежності $M=f(s)$ при різних значеннях $s_{кр}$ (б)

2.3.2. Втрати енергії при пуску

Ці втрати можна визначити з наступної формули:

$$\Delta W = \int_0^{t_{\pi}} (\Delta P_{ел2} dt + \Delta P_{ел1} dt), \quad (2.59)$$

тобто $\Delta W = \Delta W_2 + \Delta W_1$ – втрати енергії в роторі і статорі.

Втрати енергії в роторі за час dt :

$$\Delta P_{ел2} dt = P_{ел} s dt = \Omega_1 s (M_{дин} + M_{ст}) dt. \quad (2.60)$$

Заміняючи

$$\begin{aligned} \Omega_1 s M_{дин} dt &= \Omega_1 J \frac{d\Omega_2}{dt} s dt = -\Omega_1^2 J s ds; \\ \Omega_1 s M_{ст} dt &= \Omega_1 M_{ном} M_{ст*} s \left(-\frac{T_M}{M_* - M_{ст*}} \frac{dt}{ds} \right) ds = -\Omega_1^2 J \left(-\frac{M_{ст*}}{M_* - M_{ст*}} \right) s ds; \end{aligned} \quad (2.61)$$

$$d\Omega_2 = -\Omega_1 ds;$$

$$dt = -\frac{T_M}{M_* - M_{ст*}} ds.$$

Одержимо:

$$\Delta P_{\text{ел2}} dt = \Omega^2 J_s \left[1 + \frac{M_{\text{ст}^*}}{M_* - M_{\text{ст}^*}} \right] ds. \quad (2.62)$$

За весь період пуску $t_{\text{п}}$ від s_0 до $s_{\text{НОМ}}$ втрати енергії в роторі:

$$\begin{aligned} \Delta W_2 &= \int_0^{t_{\text{п}}} \Delta P_{\text{ел2}} dt = J\Omega^2 \left[\int_{s_0}^{s_{\text{НОМ}}} s ds + \int \left(\frac{M_* M_{\text{ст}^*}}{M_* - M_{\text{ст}^*}} \right) s ds \right] = \\ &= \frac{J\Omega^2}{2} \left[(1 - s^2) \Big|_{s_0}^{s_{\text{НОМ}}} + 2 \int_{s_0}^{s_{\text{НОМ}}} \left(\frac{M_* M_{\text{ст}^*}}{M_* - M_{\text{ст}^*}} \right) s ds \right]. \end{aligned} \quad (2.63)$$

Перший член вираження (2.63) визначає втрати енергії, обумовлені дією прикладеного до вала двигуна динамічного моменту, а другий – статичного. Для обчислення останнього члена необхідно знати характер зміни моментів M_* і $M_{\text{ст}}$, тобто механічні характеристики двигуна і робочого механізму. [10]

Втрати енергії в обмотці статора при пуску:

$$\Delta W = \int_0^{t_{\text{п}}} m I_1^2 R_1 dt = \int_0^{t_{\text{п}}} \left(\frac{I_1}{I_2} \right)^2 \left(\frac{R_1}{R_2} \right) m I_2^2 R_2 dt. \quad (2.64)$$

Приймаючи приблизно, що за період пуску опорів R_1 і R_2 не змінюються, а відношення $I_1/I_2 = 1/0,9$, одержимо:

$$\Delta W = 1,11^2 \left(\frac{R_1}{R_2} \right) m I_2^2 R_2 dt = 1,11^2 \left(\frac{R_1}{R_2} \right) \Delta W \approx 1,24 \Delta W. \quad (2.65)$$

2.4. Математичне моделювання ГЦН х гідромуфтою

Гідромуфти відносяться до пристроїв гідродинамічних передач енергії і є високоефективними та перспективними гідравлічними машинами, що практично повсюдно застосовуються у промисловості.

Гідромуфти є найпростішим та надійнішим пристроєм регулювання частоти обертання електроприводних відцентрових нагнітачів (насосів, вентиляторів, компресорів та ін.). Основні конструктивні елементи

гідромуфти показано на рис. 2.3. Насосне колесо 1 жорстко пов'язане з електродвигуном і обертається з постійною частотою, що і електродвигун. Дзеркально до нього з невеликим зазором встановлено турбінне колесо 2, своєю чергою жорстко пов'язане з насосом. Конструктивно насосне та турбінне колеса ідентичні і є типовим колесом гідромашини з розташованими по колу напрямними лопатками.

Гідромуфт має власну олієсистему (рис. 2.3). Олія з маслобака 5 (інтегрований в корпус гідромуфти) відбирається насосом 6 з приводом від вхідного валу гідромуфти і через олієохолоджувач 8 закачується в робочий простір гідромуфти 3. Олія рухається за рахунок відцентрової сили вздовж напрямних лопаток насосного колеса від його центру приводу перетворюється на кінетичну енергію потоку масла.

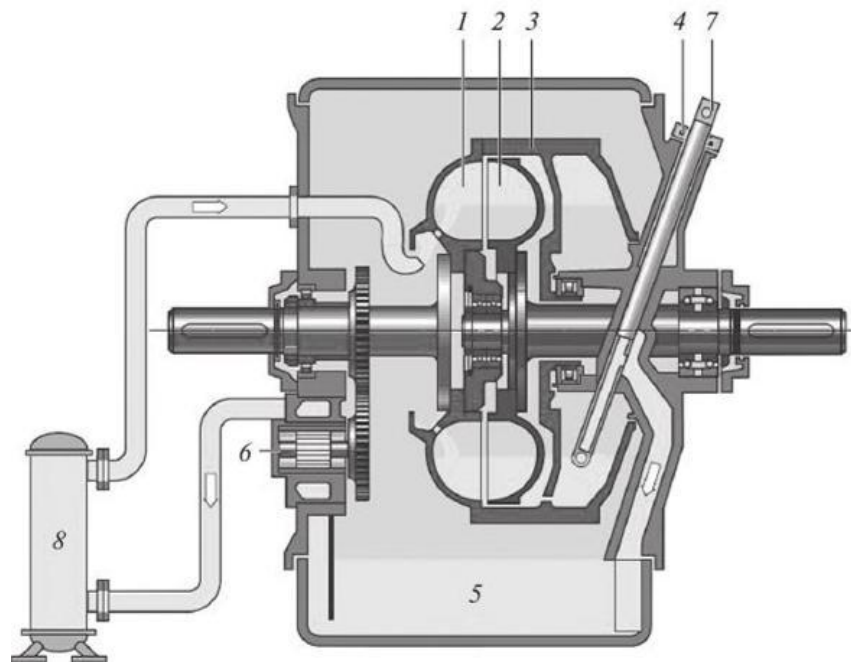


Рисунок 2.3 – Поздовжній розріз гідромуфти:

1 – насосне колесо; 2 – турбінне колесо; 3 – камера робочих коліс; 4 – корпус черпака; 5 – маслобак; 6 – циркуляційний насос для олії; 7 – черпак; 8 – олієохолоджувач.

На виході з насосного колеса швидкість масла і його кінетична енергія досягають максимуму, і далі потік масла потрапляє на турбінне колесо, де масло рухається вздовж напрямних лопаток в протилежному напрямку від

периферії до центру зі зменшенням швидкості. У турбінному колесі кінетична енергія потоку олії перетворюється на механічну енергію обертання насоса. Таким чином, передача енергії (моменту) від електродвигуна до нагнітач здійснюється гідродинамічно без механічного зв'язку між ними.

Розімкнені гідромумфти діляться на дві групи:

- гідромумфти з постійним заповненням рідиною робочої порожнини (з великим коефіцієнтом перевантажень δ (рис. 2.4));
- гідромумфти із змінним заповненням (з малим коефіцієнтом δ перевантажень (рис. 2.5, 2.6))

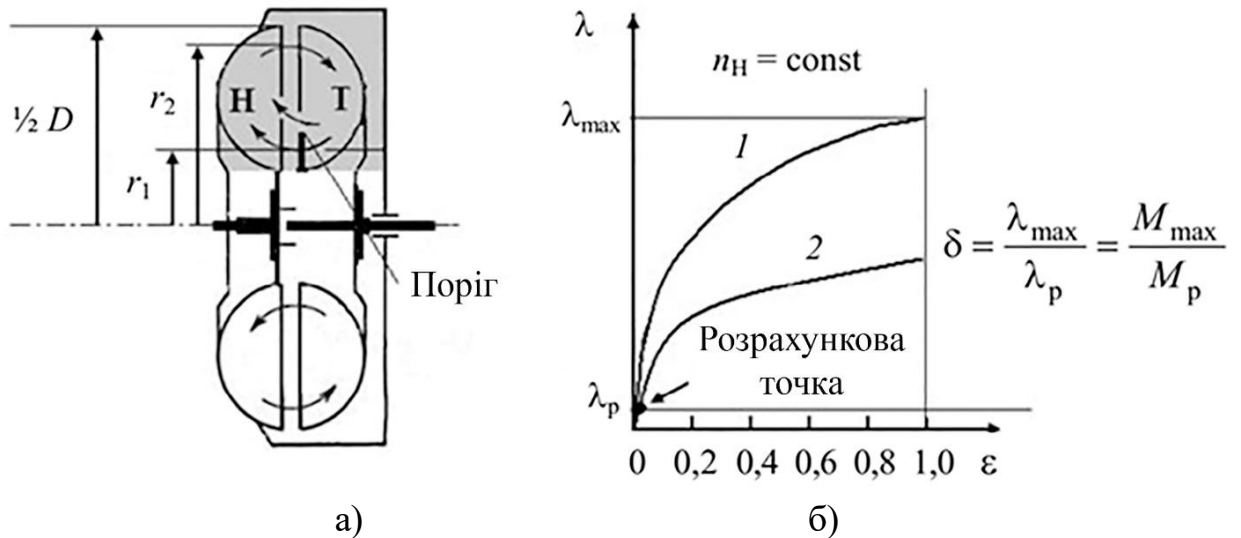


Рисунок 2.4 – Замкнена гідромумфта постійного заповнення: а – розрахункова схеми гідромумфти: повного заповнення без порога та неповного заповнення з порогом; б – характеристика гідромумфт: 1 – повного заповнення без порога; 2 – неповне заповнення з порогом

Дія гідромумфт із змінним заповненням ґрунтується на внутрішньому самоопорожненні рідини з робочої порожнини в додатковий (не робочий) обсяг. Це зменшує крутний момент $M(\epsilon)$, яким гідромумфта навантажує двигун, що приводить при перевантаженнях. Тому ці гідромумфти застосовуються для захисту зазначених двигунів від перевантажень (у важких умовах експлуатації) та поділяються на дві групи:

- гідромумфти зі статичним самоопорожнюванням робочої порожнини:

тягові гідромуфти (додатковий об'єм – з боку турбіни, рис. 2.5);

– гідромуфти з динамічним самопорожнюванням робочої порожнини:

граничні гідромуфти (додатковий об'єм – з боку насоса, (рис. 2.6);

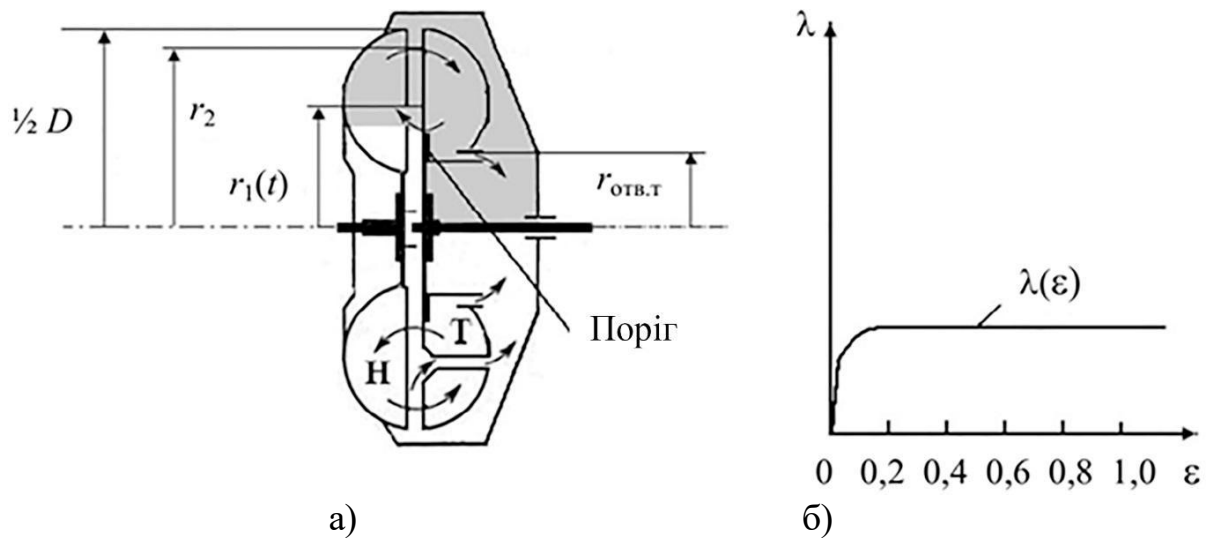


Рисунок 2.5 – Замкнена гідромуфта змінного заповнення зі статичним самопорожнюванням (тягова) з порогом: а – розрахункова схема гідромуфти; б – дослідна статична характеристика гідромуфти.

Робота гідромуфти заснована на законі збереження моментів кількості руху Ейлера, згідно з яким момент зовнішніх сил, що діють на рідину, що знаходиться між вхідним та вихідним перерізами робочого колеса гідромуфти, дорівнює різниці моментів кількості руху маси рідини між цими перерізами:

$$M = M_{\text{вих}} - M_{\text{вх}} = G / g \Delta(rc_u), \quad (2.66)$$

де G – масова витрата рідини (робочої олії) на секунду;

r – радіус обертання на виході та вході насосного колеса;

c_u – окружна складова абсолютної швидкості рідини на виході та вході робочого колеса;

g – прискорення вільного падіння;

Δ – зміна параметрів на виході та вході насосного колеса.

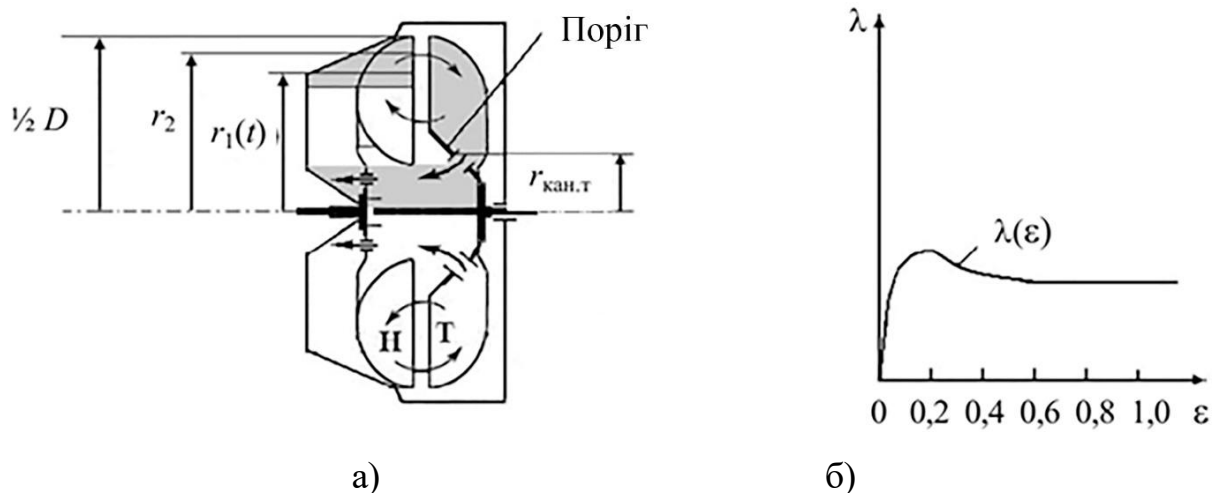


Рисунок 2.6 – Замкнена гідромуфта змінного заповнення з динамічним самопорожнюванням (гранична) з порогом та дросельними отворами в порозі та задній стінці насоса: а – розрахункова схема гідромуфти; б – дослідна статична характеристика гідромуфти

Робота, витрачена на обертання робочого колеса,

$$L = M\omega, \quad (2.67)$$

де $\omega = u/r$ – кутова швидкість; u – окружна швидкість рідини.

Як видно з рівняння (2.6), момент, що передається гідромуфтою, залежить від масової витрати масла, що циркулює між насосним і турбінним колесами, і зміни $\Delta (rc_u)$ при переміщенні масла від входу до виходу насосного і турбінного коліс гідромуфти. Таким чином, зміна моменту, що передається, і частоти обертання вихідного валу в регульованій гідромуфті досягається за рахунок зміни кількості масла, що циркулює в її робочому просторі. У гідромуфтах черпакового типу це досягається регулюванням рівня наповнення олії у гідромуфті за допомогою зміни положення черпака 7.

Положення черпака δ змінюється від 100 (черпак повністю висунутий з робочого простору гідромуфти) до 0% (черпак повністю засунутий у робочий простір гідромуфти). Переміщення черпака здійснюється за допомогою сервоприводу, керованого сигналом струму 4-20мА, від контролера, що управляє. Сигналу струму 4 мА відповідає $\delta=0$ %, своєю

чергою, сигналу струму 20мА відповідає $\delta=100\%$.

Якщо $\delta=0\%$, то вся олія, що закачується насосом б через носик черпака, вичерпується з робочого простору і через бічну проточку черпака дренується назад в маслобак. У разі відсутності олії немає середовища передачі моменту від електродвигуна до нагнітача, останній залишається нерухомим, а електродвигун обертається на холостому ході. Навпаки, якщо $\delta=100\%$, то рівень олії в робочому просторі буде максимальним і вихідний вал гідромуфти обертається з максимальною частотою трохи меншою, ніж у електродвигуна (ковзання).

Ковзання між насосним і турбінним колесами є необхідною умовою для циркуляції олії та передачі моменту від електродвигуна до нагнітача (як і в асинхронному електродвигуні). Гідромуфта проектується таким чином, щоб при передачі номінального моменту $M_{\text{ном}}$, що досягається при $\delta=100\%$, ковзання знаходилося в інтервалі 1,7-3,5%, таке ковзання називається «мінімальним ковзанням» $s_{\text{мін}}$. Цій величині відповідають мінімальні гідравлічні втрати $p_{\text{мін}}$ та максимальний ККД гідромуфти. У міру зміни положення черпака від $\delta=100\%$ у бік зменшення швидкість олії на виході з гідромуфти знижується і гідравлічні втрати зростають.

2.4.1. Моделювання втрат енергії в гідромуфті

Особливо складними для моделювання є динамічні режими їх роботи: режими їх запуску та гальмування з навантаженням, режими регулювання, режими, пов'язані з впливом значних навантажень, ударних навантажень та вібрації. Саме цих режимах падає економічність і знижується ефективність гідромуфт.

Відповідно до існуючих методів розрахунку гідромуфт «подібно», крутний момент M , що передається даною спроектованою гідравлічною машиною, або серією геометрично подібних до неї машин, визначається її основною статичною характеристикою – коефіцієнтом $\lambda(\varepsilon)$, $\text{с}^2/\text{м}$ моменту,

який залежить від відносного ковзання $\varepsilon = 1 - \omega_t / \omega_n$ ($\omega_n, \omega_t, \text{с}^{-1}$ – кутові швидкості валу насоса і турбіни, відповідно) коліс гідромуфти. Він визначається лише експериментально. Після дослідного визначення $\lambda(\varepsilon)$ геометричні параметри подібних машин із цієї серії або «розмірного ряду» визначаються за законами геометричної подоби. При цьому основна експлуатаційна характеристика гідромуфти – обертаючий момент $M, \text{Н м}$, що передається цією машиною, розраховується за допомогою рівняння:

$$M(\varepsilon) = \lambda(\varepsilon) \lambda_n n^2 D^2,$$

де $\gamma, \text{Н/м}^3$ – питома вага робочої рідини гідромуфти;

$n_n, \text{об/хв}$ – частота обертання валу її насосу;

$D, \text{м}$ – її активний діаметр.

Для розрахунку та аналізу втрат у гідромуфті, встановленої у складі електроприводу ГЦН, можна скористатися такими співвідношеннями.

Потужність на валу насоса:

$$N_n = \frac{9,81 Q_n H_n}{3600 \eta} \quad (2.68)$$

Подача, напір та потужність на валу відцентрового насоса залежать від частоти його обертання n_n :

$$\begin{aligned} Q_n &\propto n_n, \\ H_n &\propto n_n^2, \\ N_n &\propto n_n^3. \end{aligned} \quad (2.69)$$

При зменшенні за допомогою гідромуфти частоти обертання насоса n_n нижче максимальної, що дорівнює частоті обертання електродвигуна n_e , графік залежності потужності на його валу $N_n(n_n)$ матиме вигляд кубічної параболи (рис. 2.7 б). При цьому:

$$N_n = N_{n, \text{макс}} \left(\frac{n_n}{n_e} \right)^3, \quad (2.70)$$

де $N_{n, \text{макс}}$ – максимальна потужність, що передається на валу насоса при n_n (тобто у випадку, коли електродвигун безпосередньо з'єднаний з насосом

без гідромуфти).

Момент па валу насоса при заданих частоті його обертання та потужності визначається за співвідношенням:

$$M_H = \frac{30N_H}{\pi n} \quad (2.71)$$

Обертаючий момент на валу гідромуфти повинен бути більшим або дорівнює моменту опору па валу насоса у всьому діапазоні його регулювання.

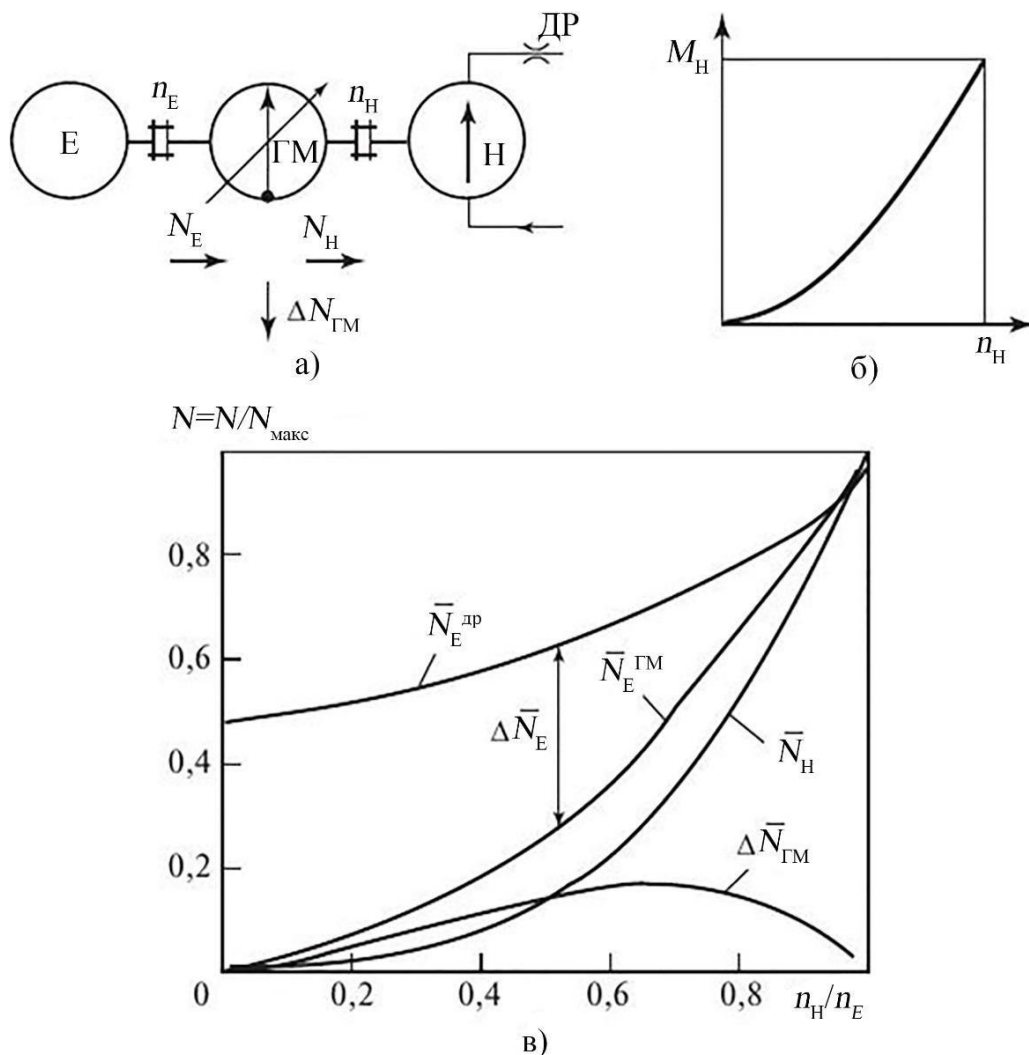


Рисунок 2.7 – Схема насосного агрегату з гідромуфтою (а), залежність моменту на валу насоса від його частоти обертання (б) та баланс потужностей насосного агрегату з гідромуфтою та дроселем (в).

На рис. 2.7:

Е – електродвигун;

Н – насос;

ГМ – гідромуфта;

ДР – дросель;

n_e – частота обертання електродвигуна;

n_n – частота обертання насоса;

$N_e^{ГМ}$ – відносна потужність на валу електродвигуна при регулюванні гідромуфтою;

$N_e^{ДР}$ – те саме при дросельному регулюванні;

$\Delta N_{ГМ}$ – відносні втрати потужності в гідромуфті;

ΔN_e – різниця відносних потужностей на валу електродвигуна при дросельному регулюванні регулюванні гідромуфтою.

Частота обертання валу насоса визначає один із найважливіших показників гідромуфти – ковзання:

$$s = \frac{n_e - n_n}{n_e}. \quad (2.72)$$

У номінальному режимі ковзання у гідромуфті становить 1,7-3,5 %. Зі зменшенням частоти обертання насоса ковзання зростає пропорційно.

Потужність N_e , споживана електродвигуном, Вт, може бути розрахована виходячи з паспортних характеристик та даних вимірювання струму в обмотці статора електродвигуна:

$$N_e = \sqrt{3}IU\eta_e \cos\varphi, \quad (2.73)$$

де I – струм в обмотці статора, А;

U – напруга в мережі, В;

$\cos\varphi$ – коефіцієнт потужності;

η_e – ККД електродвигуна.

Втрати в гідромуфті рівні різниці потужностей електродвигуна та насоса: $\Delta N_{ГМ} = N_e - N_n$.

Крива залежності відносних втрат у гідромуфті $\overline{\Delta N}_{ГМ} = \Delta N_{ГМ} / N_{н.макс}$ від відносної частоти її обертання $\bar{n} = n_n \cdot n_e$ (рівня частоті обертання насоса

з класичною параболічною характеристикою) показана на рис. 2.7:

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{ГМ}} = N_{\text{е}} - N_{\text{н}} &= N_{\text{н}} \left| \frac{\left(\frac{n_{\text{е}}}{n_{\text{н}}} - 1 \right)}{\left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{е}}} \right)} \right| = N_{\text{н.макс}} \left| \frac{\left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{е}}} \right)^3 \left(\frac{n_{\text{е}}}{n_{\text{н}}} - 1 \right)}{\left(\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{е}}} \right)} \right| = \\ &= N_{\text{н.макс}} (\psi^2 - \psi^3), \end{aligned} \quad (2.74)$$

де $\psi = n_{\text{н}} / n_{\text{е}}$ – питомий безрозмірний параметр.

Для визначення значення ψ^* , при якому втрати в гідромуфті максимальні, похідну функції (2.74) прирівняємо до нуля:

$$\frac{\partial \Delta N}{\partial \psi} = 2\psi - 3\psi^2 = 0. \quad (2.75)$$

Звідки $\psi^* = 2/3$.

При підстановці у (2.74) отримуємо максимальні втрати в гідромуфті $\Delta N_{\text{ГМ}} = 0,148 N_{\text{н.макс}}$

Коефіцієнт корисної дії гідромуфти оцінюється за такою формулою:

$$\eta = \frac{N_{\text{н.макс}} - \Delta N_{\text{ГМ}}}{N_{\text{н.макс}}}. \quad (2.76)$$

Оцінку енергетичних та експлуатаційних якостей гідромуфти виробляють за допомогою зовнішніх, універсальних, наведених та тягових характеристик.

Зовнішня характеристика (рис. 2.8) гідромуфти є залежністю крутного моменту M , потужності та ККД від кількості оборотів турбіни $n_{\text{т}}$ при постійній кількості оборотів насосного колеса. Найчастіше обмежуються нанесенням значень обертаючого моменту та ККД.

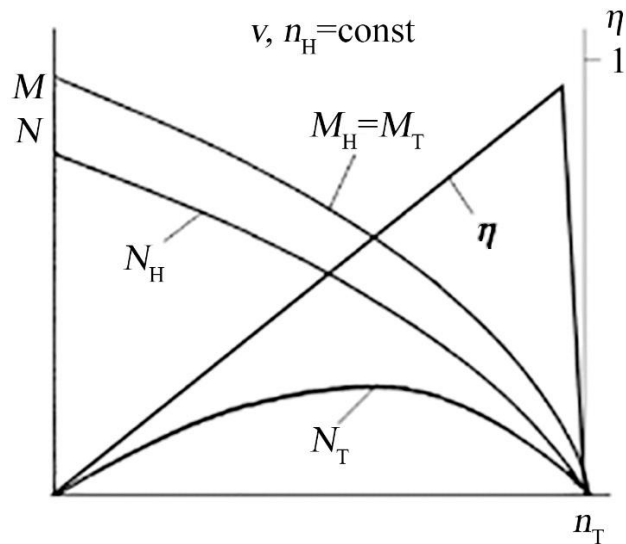


Рисунок 2.8 – Зовнішня характеристика гідромуфти

Крива зміни потужності насоса має той самий вигляд, що момент, і відрізняється лише масштабом зображення. Швидкість обертання турбінного колеса змінюється від 0 до $n_H = n_T$. Потужність турбіни при $n_T = 0$ і дорівнює нулю, а проміжку між зазначеними значеннями має максимально значення. ККД гідромуфти лінійно залежить від передавального відношення, т.к. $\eta = i$.

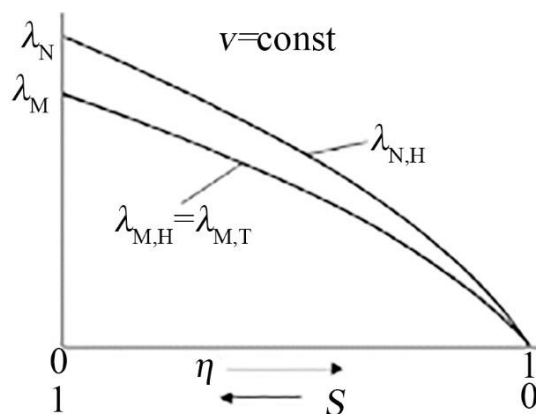


Рисунок 2.9 – Приведена характеристика гідромуфти

Максимальне значення ККД відповідає режиму, при якому перетинаються криві моменти турбіни та моменту опору холостого ходу M_{xx} . Зазвичай гідромуфти розраховують так, щоб їх ККД дорівнював $\eta = 0,95 - 0,98$.

Наведена характеристика (рис. 2.9) є залежністю коефіцієнтів моменту і потужності від ККД або ковзання. Енергетичні характеристики гідромуфт є невід’ємним параметром для визначення показників якості роботи ГЦН, а саме енергоефективності.

2.5. Математичне моделювання показників якості ГЦН

2.5.1 Вихідні сигнали та похибки (для оцінювання якості)

Нехай керована технологічна величина:

$$y(t) = \Delta p_{\text{нс}}(t) = p_{\text{нг}}(t) - p_{\text{вс}}(t) \text{ або } y(t) = Q(t). \quad (2.77)$$

Задання $y_{\text{зад}}(t)$

Похибка регулювання:

$$e_y(t) = y_{\text{зад}}(t) - y(t) \quad (2.78)$$

Додаткові вимірювані величини для якості:

- швидкість $\omega(t)$,
- струми/момент: $i_{\text{ст}}(t)$ або $i_{\text{стд}}, i_{\text{стг}}, M_{\text{ем}}(t)$,
- електрична потужність $P_{\text{ел}}(t)$,
- вібрація $v(t)$ (наприклад, швидкість вібрації, мм/с),
- кавітаційний запас $\text{NPSH}_{\text{д}}(t)$ та потрібний $\text{NPSH}_{\text{потр}}(t)$

Інтервал оцінювання $t \in [0, T]$.

2.5.2. Якість регулювання (динаміка + точність). ІТАЕ

Щоб карати затягнуті перехідні і похибку наприкінці процесу, застосовують ІТАЕ (інтеграл часу на модуль похибки):

$$I_{\text{ІТАЕ}} = \int_0^T t \left| \frac{e_y(t)}{y_0} \right| dt, \quad (2.79)$$

де y_0 – масштаб (номінал або допустиме відхилення), щоб показник був безрозмірним.

ІТАЕ він сильніше штрафує “довгі хвости” та погане загасання, ніж

IAE/ISE, тому добре відображає вимоги до ГЦН: швидке встановлення режиму без тривалих коливань тиску/витрати.

2.5.3. Енергетична якість (споживання енергії)

Електрична потужність приводу (залежно від рівня моделі):

Варіант А (через ланку ПЧ):

$$P_{\text{ел}}(t) = u_{\text{пст}}(t) i_{\text{пст}}(t) \quad (2.80)$$

Варіант В (*dq*-модель інвертора):

$$P_{\text{ел}}(t) = \frac{3}{2} \left(v_{\text{стд}} i_{\text{стд}} + v_{\text{стq}} i_{\text{стq}} \right) \quad (2.81)$$

Тоді енергія:

$$E_{\text{ел}} = \int_0^T P_{\text{ел}}(t) dt \quad (2.82)$$

Щоб зробити показник зіставним між режимами, зручно брати питомі витрати енергії на прокачаний об'єм:

$$I_{\text{ен}} = \frac{\int_0^T P_{\text{ел}}(t) dt}{\int_0^T Q(t) dt} \cdot \frac{1}{E_0} \quad (2.83)$$

де E_0 – масштаб (наприклад, $E_0 = \rho g H_0$, або інша базова енергоємність), щоб $I_{\text{ен}}$ був безрозмірним.

ГЦН – один із найбільших споживачів електроенергії на блоці; покращення САК має бути не лише “швидким”, а й енергорациональним (мінімізувати зайві розгони/коливання/перерегулювання).

2.5.4. Вібраційна якість (ресурс/надійність через динамічні навантаження)

Вібрація напряму пов'язана з ресурсом підшипників, ущільнень, станом гідравліки та небажаними режимами. Типовий індекс:

а) Інтеграл нормованого квадрата (м'який):

$$I_{\text{віб}} = \int_0^T \left(\frac{v(t)}{v_0} \right)^2 dt. \quad (2.84)$$

б) Штраф лише за перевищення допустимого (жорсткіший):

$$I_{\text{віб,пер}} = \int_0^T \left(\max \left(0, \frac{v(t) - v_{\text{доп}}}{v_{\text{доп}}} \right) \right)^2 dt, \quad (2.85)$$

де $v_{\text{доп}}$ – допустимий рівень, v_0 – масштаб.

Агресивне керування може зменшити похибку, але збільшити вібрації і знос – індекс це “бачить”.

2.5.5. Гідравлічна режимна якість (робота поблизу оптимуму насоса)

Щоб тримати робочу точку ближче до найкращого ККД (і зменшити гідродинамічні збурення), вводять:

$$I_{\text{реж}} = \int_0^T \left(\frac{Q(t) - Q_{\text{ВЕР}}(\omega)}{Q_{\text{ВЕР}}(\omega)} \right)^2 dt. \quad (2.86)$$

Можна спростити: $Q_{\text{ВЕР}} = Q_{\text{ВЕР},0} \omega / \omega_0$ за афінними законами.

ГЦН небажано довго тримати в далеких від ВЕР зонах (ростуть втрати, турбулентність, пульсації, ризику кавітації).

Індекс штрафів за порушення обмежень (безпека/нормативи/захисти)

Вводимо універсальну функцію порушення типу:

$$\Phi(x) = (\max(0, x))^2. \quad (2.87)$$

Тоді сукупний штраф:

$$I_{\text{ШТР}} = \int_0^T \left[k_{\omega} \Phi \left(\frac{\omega - \omega_{\text{max}}}{\omega_{\text{max}}} \right) + k_{\omega} \Phi \left(\frac{\omega_{\text{min}} - \omega}{\omega_{\text{min}}} \right) + k_i \Phi \left(\frac{i_{\text{ст}} - i_{\text{max}}}{i_{\text{max}}} \right) + k_M \Phi \left(\frac{|M_{\text{ем}}| - M_{\text{max}}}{M_{\text{max}}} \right) + k_{\omega} \Phi \left(\frac{|\omega| - \omega_{\text{max}}}{\omega_{\text{max}}} \right) + k_{\text{кав}} \Phi \left(\frac{NPSH_{\text{потр}} - NPSH_{\text{д}}}{NPSH_{\text{потр}}} \right) \right] dt, \quad (2.88)$$

де: $i_{ст}$ –модуль вектора струмів; $NPSH_{д} \geq NPSH_{потр}$ – умова безкавітаційної роботи; коефіцієнти k^* задають відносну “вартість” порушень (зазвичай великі для безпекових обмежень).

Штрафи формалізують те, що в реальній АЕС є обов’язковим: обмеження за струмом/моментом/швидкістю, протикавітаційні умови, обмеження градієнтів (антигідроудар), тощо. Без цього оптимальний регулятор може стати фізично неприйнятним.

2.5.6. Комплексний показник якості

Комплексний індекс якості пропонується як зважена сума (як на вашій схемі), але нормована, щоб різні складові були порівнювані:

$$I_{комп} = w_1 I_{ГТАЕ} + w_2 I_{ен} + w_3 I_{віб} + w_4 I_{реж} + w_5 I_{штр} \quad (2.89)$$

де $w_i \geq 0$ – ваги (їх підбирають експертно, методом аналізу ієрархій, або через компроміс).

Таким чином, маємо показники якості ГЦН:

$$I_{ГТАЕ} = \sum_{k=0}^N t_k \left| \frac{e_y[k]}{y_0} \right| \Delta t, \quad I_{ен} = \sum_{k=1}^N \frac{P_{еп}[k]}{P_0} \Delta t,$$

$$I_{віб} = \sum_{k=1}^N \left(\frac{v[k]}{v_0} \right)^2 \Delta t, \quad I_{штр} = \sum_{k=1}^N \Phi_{обмеж}[k] \Delta t \quad (2.90)$$

$$I_{реж} = \int_0^T \left(\frac{Q(t) - Q_{ВЕР}(\omega)}{Q_{ВЕР}(\omega)} \right)^2 dt$$

А комплексний показник:

$$I_{ГЦН} = \underbrace{w_1 \int_0^T t |e_Q(t)| dt}_{\text{динаміка}} + \underbrace{w_2 \int_0^T P(t) dt}_{\text{енергоефективність}} + \underbrace{w_3 \int_0^T v^2(t) dt}_{\text{вібрація}} + \underbrace{w_4 \int_0^T \Phi_{обмеж}(t) dt}_{\text{штрафи}} + \underbrace{w_5 \int_0^T \left(\frac{Q(t) - Q_{ВЕР}(t)}{Q_{ВЕР}(t)} \right)^2 dt}_{\text{режимна якість}} \quad (2.91)$$

$I_{ГТАЕ}$ – відображає якість перехідних процесів: швидкість встановлення, загасання, відсутність “довгих хвостів”. Для першого

контур у це критично через вимоги до стабільності тиску/витрати та запобігання коливанням.

$I_{ен}$ – відображає енергоефективність керування. Два регулятори можуть давати однакову точність, але один – з більшими коливаннями моменту/швидкості → більші втрати електроенергії.

$I_{віб}$ – інтегрує механічний аспект якості (ресурс/надійність). Оптимізація лише по похибці часто робить керування “жорстким”, що збільшує вібрації та знос.

$I_{штр}$ – гарантує фізичну й нормативну прийнятність: не виходити за межі струму/моменту/швидкості, не заходити в кавітацію, не перевищувати градієнти, тобто поєднує “якість” із “безпекою та реалізованістю”.

Зважена сума – стандартний спосіб побудови комплексного показника для багатокритеріальної оптимізації (коли треба компроміс між точністю, енергією та ресурсом). Нормування робить складові співставними, а ваги – інструментом налаштування пріоритетів (наприклад, для АЕС штрафи й кавітація мають домінувати).

2.6. Математичне моделювання втрат енергії у ГЦН

1. Баланс потужностей ГЦН (основа моделі)

1.1 Корисна гідравлічна потужність:

$$P_{ГД}(t) = \Delta p_{нс}(t) Q(t) = \rho(t) g H_{нс}(Q, \omega) Q(t), \quad (2.92)$$

де $\Delta p_{нс} = p_{нг} - p_{вс}$.

1.2 Механічна потужність на валу насоса

$$P_{вал}(t) = M_{нс}(t) \omega(t). \quad (2.93)$$

1.3 Електрична потужність, що подається на двигун/привід (для повного балансу)

Для ПЧ:

$$P_{ел}(t) = u_{пст}(t) i_{пст}(t). \quad (2.94)$$

або через dq -величини інвертора:

$$P_{\text{ел}} = \frac{3}{2} \left(v_{\text{std}} i_{\text{std}} + v_{\text{ctq}} i_{\text{ctq}} \right). \quad (2.95)$$

2. Втрати енергії саме в насосі ГЦН

2.1 Потужність втрат у насосі:

$$P_{\text{втр,нс}}(t) = P_{\text{вал}}(t) - P_{\text{гд}}(t). \quad (2.96)$$

Якщо використовується ККД насоса $\eta_{\text{нс}}(Q, \omega)$:

$$P_{\text{вал}}(t) = \frac{P_{\text{гд}}(t)}{\eta_{\text{нс}}(Q, \omega)} \Rightarrow P_{\text{втр,нс}}(t) = P_{\text{гд}}(t) \left(\frac{1}{\eta_{\text{нс}}(Q, \omega)} - 1 \right). \quad (2.97)$$

2.2 Декомпозиція втрат насоса (за фізичною природою)

Часто $\eta_{\text{нс}}$ представляють як добуток складових:

$$\eta_{\text{нс}} = \eta_{\text{гд}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}}, \quad (2.98)$$

де $\eta_{\text{гд}}$ – гідравлічна (гідродинамічні втрати у проточній частині),

$\eta_{\text{об}}$ – об’ємна (витоки),

$\eta_{\text{мех}}$ – механічна (тертя в ущільненнях/підшипниках, дискове тертя тощо).

Тоді потужність на валу:

$$P_{\text{вал}} = \frac{P_{\text{гд}}}{\eta_{\text{гд}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}}} \quad (2.99)$$

і втрати можна розподілити (один із коректних способів):

$$P_{\text{втр,гд}} = P_{\text{вал}} (1 - \eta_{\text{гд}}), P_{\text{втр,об}} = P_{\text{вал}} \eta_{\text{гд}} (1 - \eta_{\text{об}}), P_{\text{втр,мех}} = P_{\text{вал}} \eta_{\text{гд}} \eta_{\text{об}} (1 - \eta_{\text{мех}})$$

$$P_{\text{втр,нс}} = P_{\text{втр,гд}} + P_{\text{втр,об}} + P_{\text{втр,мех}} \quad (2.100)$$

2.3 Модель механічних втрат насоса (як функція швидкості)

Для розрахункової моделі достатньо:

$$P_{\text{втр,мех}}(t) = B_{\text{нс}} \omega^2(t) + M_{\text{сух,нс}} \omega(t), \quad (2.101)$$

де $B_{\text{нс}}$ – коефіцієнт в’язких втрат, $M_{\text{сух,нс}}$ – “сухе” (кулонівське) тертя.

3. Втрати енергії у гідромережі

Це не втрати в насосі, але це енергія, яку насос змушений покривати, і вона дуже важлива для САК.

Якщо втрати тиску в мережі:

$$\Delta p_{\text{втр,мр}}(Q) = R_{\text{мр}} Q |Q|, \quad (2.102)$$

то потужність втрат у мережі:

$$P_{\text{втр,мр}}(t) = \Delta p_{\text{втр,мр}}(Q) Q = R_{\text{мр}} |Q| Q^2. \quad (2.103)$$

4. Повний енергетичний баланс «ПЧ + двигун + ГЦН»

Загальні втрати:

$$P_{\text{втр,заг}}(t) = P_{\text{ел}}(t) - P_{\text{гд}}(t) \quad (2.104)$$

і їх декомпозиція:

$$P_{\text{втр,заг}} = P_{\text{втр,пч}} + P_{\text{втр,дв}} + P_{\text{втр,нс}}. \quad (2.105)$$

4.1. Втрати в ПЧ (узагальнено через ККД):

$$P_{\text{втр,пч}}(t) = P_{\text{ел}}(t) (1 - \eta_{\text{пч}}(i_{\text{ст}}, u_{\text{пст}})). \quad (2.106)$$

4.2 Втрати в двигуні (узагальнено через ККД)

Потужність на валу:

$$P_{\text{вал}}(t) = P_{\text{пч,вих}}(t) \eta_{\text{дв}}(\omega, i_{\text{ст}}), \quad (2.107)$$

або втрати:

$$P_{\text{втр,дв}}(t) = P_{\text{пч,вих}}(t) (1 - \eta_{\text{дв}}(\omega, i_{\text{ст}})). \quad (2.10)$$

5. Енергетичні втрати за інтервал часу (інтегральна форма)

5.1 Втрати енергії в насосі ГЦН:

$$E_{\text{втр,нс}} = \int_0^T P_{\text{втр,нс}}(t) dt. \quad (2.108)$$

5.2 Втрати енергії в мережі:

$$E_{\text{втр,мр}} = \int_0^T P_{\text{втр,мр}}(t) dt. \quad (2.109)$$

5.3 Повні втрати ланцюга «ПЧ–двигун–насос»:

$$E_{\text{втр,заг}} = \int_0^T (P_{\text{ел}}(t) - P_{\text{гд}}(t)) dt. \quad (2.110)$$

6. Модель додаткових втрат у перехідних режимах

Щоб оцінювати, наскільки налаштування САК збільшує/зменшує втрати в перехідних процесах, вводять приріст відносно базового режиму

(наприклад, еталонного регулятора):

$$\Delta E_{\text{втр}} = \int_0^T (P_{\text{ел}}(t) - P_{\text{ел,ет}}(t)) dt, \quad (2.111)$$

або

$$\Delta E_{\text{втр,нс}} = \int_0^T (P_{\text{втр,нс}}(t) - P_{\text{втр,нс,ет}}(t)) dt. \quad (2.112)$$

2.7. Висновки за розділом 2

За розділом 2 можна зробити наступні висновки:

1. Дослідження роботи ГЦН в пускових режимах показав, що двигун ГЦН повинен розвивати при пуску досить великий пусковий момент, а величина пускового струму повинна бути обмежена таким значенням, щоб не відбувалося ушкодження двигуна і порушення нормального режиму роботи. Ці протилежні обставини накладають певні вимоги до систем пуску. Сумісно з вимогами бажаної малої вартості пускових систем, вибір систем пуску є складною науково-практичною задачею.

2. Розроблено математичну модель ГЦН у складі «насос–гідромережа», яка відображає нелінійний характер залежностей напіру $H(Q, \omega)$, потужності $P(Q, \omega)$ та ККД $\eta(Q, \omega)$ та взаємодію з гідравлічним опором мережі, що дозволяє аналізувати як стаціонарні характеристики, так і динаміку перехідних процесів.

3. Побудовано математичні моделі електроприводу та перетворювача частоти з урахуванням обмежень за струмом/моментом і динаміки швидкості обертання, що забезпечує адекватність імітації пускових режимів та перехідних режимів регулювання.

4. Запропоновано підхід до моделювання пускових режимів (час розгону, втрати енергії при пуску) та окремо розглянуто режим з гідромурфтою з оцінкою втрат енергії у гідромурфті як джерела додаткових перехідних втрат.

5. Розроблено математичні моделі показників якості ГЦН: якості регулювання (динаміка/точність на основі інтегральних критеріїв типу ІТАЕ), енергетичної якості (споживання та втрати енергії), вібраційної якості (через динамічні навантаження), режимної гідравлічної якості (робота поблизу оптимуму) та комплексного показника якості.

6. Розроблено модель перехідних втрат енергії $E_{вт}$ як суми складових надлишка потужності $E_{надл}$ та енергії компенсації дефіциту подачі $E_{доп}$, що дозволяє кількісно оцінювати вплив законів керування на енергоефективність у перехідних режимах.

РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ГОЛОВНИМИ ЦИРКУЛЯЦІЙНИМИ НАСОСАМИ

3.1. Аналіз системи регулювання реакторного обладнання

Основне призначення системи управління та захисту (СУЗ) реактора полягає у безперервному контролі ходу ланцюгової реакції в реакторі та управлінні зазначеним процесом у наступних режимах:

- первинне завантаження або перевантаження палива;
- пуск реактора на потужність та його виведення;
- робота на заданій потужності та її зміна;
- аварійний або планова зупинка реактора.

У режимі роботи потужність реактора повинна дорівнювати заданому значенню, при цьому реактивність повинна дорівнювати нулю, а коефіцієнт розмноження - одиниці. Проте на практиці відбувається зміна реактивності через температурний ефект, що виникає внаслідок зміни температури теплоносія та палива. У разі зміни рівня потужності змінюється рівновага та максимальне отруєння ксеноном, і при тривалій роботі реактора вигоряє паливо, відбувається накопичення шлаків. Усе це призводить до зміни коефіцієнта розмноження.

Система управління повинна забезпечувати компенсацію всіх змін реактивності, викликаних зазначеними причинами, причому перехідний процес у системі повинен відповідати заданим вимогам при впливі певних збурень.

Як керуючі впливи тут можуть використовуватися:

- зміна поглинання нейтронів;
- зміна витоку нейтронів;
- введення чи виведення палива в активну зону.

Найбільш поширеним у сучасних реакторах є метод поглинання нейтронів. При цьому поглиначі можуть бути як твердими (стрижні), так і

рідкими розчиненими в теплоносії.

До складу АСР потужності реактора входять:

- автоматичний регулятор;
- система контролю потужності реактора;
- органи управління

Залежно від способу формування сигналу, що характеризує потужність, розрізняють такі типи АСР:

- АСР теплових параметрів;
- АСР щільності нейтронного потоку;
- комбіновані АСР.

Слід зазначити, що густина нейтронного потоку характеризує теплову потужність енергетичного реактора з точністю до 8%.

Більш точним методом визначення потужності реактора є спосіб визначення потужності витрати теплоносія G і різниці температур теплоносія на вході і виході Δt :

$$N_p = G C_p \Delta t, \quad (3.1)$$

де C_p – ізобарна теплоємність середовища.

Описаний спосіб має високу статичну точність, але має велику інерційність. Тому для киплячих реакторів як сигнал, що характеризує потужність, може використовуватися тиск пари, зміна якого говорить про небаланс виробленої і споживаної енергії.

При малих потужностях сигнали, що характеризують теплотехнічні параметри, не використовуються, АСР функціонують за сигналами іонізаційних камер. Однак через вплив вмісту борної кислоти в теплоносії, температури іонізаційної камери та розподілу енерговиділення за обсягом активної зони пропорційний коефіцієнт між потужністю реактора і сигналом іонізаційних камер з часом змінюється. У зв'язку з цим при більших рівнях потужності керування здійснюється за теплотехнічними параметрами або застосовуються комбіновані схеми АСР.

При керуванні потужністю реактора по нейтронному потоку періодично потрібно коригування заданого значення струму камер залежно від дійсної теплової потужності реактора.

Залежно від способу регулювання просторового розподілу потужності розрізняють:

- АСР локальної потужності;
- АСР інтегральної потужності;
- комбіновані АСР.

Вибір структури АСР потужності реактора визначається низкою причин: конструкцією та призначенням реактора, його динамічними властивостями та властивостями енергоблока в цілому, технологічною схемою енергоблоку, впливами, що обурюють, режимом роботи енергоблока.

Структурну схему АСР інтегральної щільності нейтронного потоку наведено на рис. 3.1.

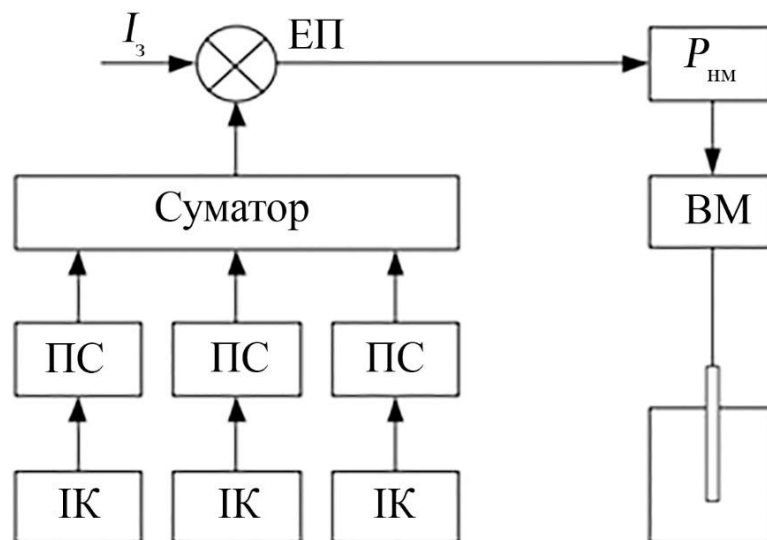


Рисунок 3.1 – АСР інтегральної щільності нейтронного потоку:

- ИК – іонізаційні камери;
- ПС – підсилювачі сигналу;
- $P_{нм}$ – регулятори;
- ВМ – виконавчий механізм;

ЕП – елемент порівняння.

Сигнал I_3 , що характеризує дійсний струм камери, від іонізаційних камер 1, посилений засобами контролю нейтронного потоку 2 через суматор надходить до елемента порівняння ЕП. Елемент порівняння виробляє сигнал, пропорційний співвідношенню:

$$U = \frac{I - I_3}{I_3} = \frac{N - N_3}{N_3}, \quad (3.2)$$

де I_3 – заданий струм камери;

N – дійсна густина нейтронів;

N_3 – задана щільність нейтронів.

Вихідний сигнал елемента порівняння визначається виразом

$$\ln I - \ln I_3 = \ln \frac{I}{I_3} = \ln \left(1 + \frac{I - I_3}{I_3} \right) \approx \frac{I - I_3}{I_3}. \quad (3.3)$$

Сигнал, який визначається виразом (3.3), надходить до регулятора $P_{\text{нм}}$, що виробляє сигнал управління виконавчим механізмом ВМ, після чого виконавчий механізм переміщає стрижні, що управляють. У випадку регулювання щільності нейтронного потоку здійснюється з допомогою інтегрального закону регулювання (разом із виконавчим механізмом).

АСР потужності реактора входить до АСУ енергоблоком і відіграє підлеглу роль, тобто її робота визначається режимом роботи енергоблока загалом.

Для оперативного припинення ланцюгової реакції в реакторі в аварійних ситуаціях існують спеціальні системи - системи аварійного захисту реактора.

Швидке припинення ланцюгової реакції поділу ядер палива при відхиленні одного з контрольованих параметрів від допустимого значення в реакторі дозволяє запобігти аварійним ситуаціям. Тому нейтронна потужність та швидкість її зміни в реакторі, а також певні технологічні

параметри безперервно контролюються у будь-яких режимах роботи реактора.

Контрольовані параметри вибираються в залежності від ступеня повноти та достовірності інформації про стан реактора, що визначається цими параметрами. У цій якості можуть бути використані такі технологічні параметри:

- температура чи тиск першого контуру;
- витрата теплоносія.

Зупинка реактора проводиться у разі відключення живлення головних циркуляційних насосів, живлення на щиті системи управління та захисту.

У випадках, коли безпосередній вимір необхідних параметрів (локальні теплові потоки від ТВЕЛ до теплоносія; швидкості теплоносія в тепловиділяючих секціях (ТВС); температура ядерного палива та оболонки) у діючому реакторі неможливе, їх значення визначаються непрямим шляхом.

Забезпечення надійності роботи системи управління та захисту реактора здійснюється за рахунок:

- застосування надійних основних та резервних джерел живлення;
- дублювання каналів;
- застосування спеціальних принципів проектування автоматизованих систем.

Керуючі або захисні впливи в системах аварійного захисту реактора визначаються порушеннями або небезпекою. Деякі аварії (наприклад, збільшення щільності нейтронів) запобігають оперативному зниженню реактивності. У разі аварій, що виникають внаслідок технологічних порушень (наприклад, розрив трубопроводів першого контуру), аварійний захист доповнюють системою аварійного охолодження зони.

Мета регулювання живлення парогенератора полягає в підтримці матеріального балансу між кількістю поживної води, пари, що відбирається,

а також кількістю продувної води. У цьому показником, що характеризує матеріальний баланс парогенератора, рівень води.

Перевищення номінального рівня води призводить до затоплення та порушення роботи сепараторів, що може призвести до потрапляння води в турбіну. Зниження рівня може призвести до пошкодження поверхонь нагрівання. Тому до АСР рівня парогенераторі пред'являються жорсткі вимоги. Наприклад, для парогенератора, що працює у складі енергоблока з ВВЕР-1000, номінальний рівень дорівнює 2450 мм від внутрішньої корпусу. При цьому максимально допустиме відхилення в режимах роботи, що встановилися, становить ± 50 мм від номінального, в динамічних режимах - ± 150 мм номінального рівня.

Вплив на рівень парогенератора надають:

- зміна навантаження (зміна витрати пари);
- зміна температури поживної води;
- зміна витрати поживної води;
- зміна витрати продувної води;
- зміна середньої температури першого контуру та відключення головних циркуляційних насосів.

При зміні витрати пари або відключення ГЦН у початковий момент часу зміна рівня відбувається у бік, що не відповідає знаку обурення. Пов'язано це з тим, що, наприклад, при зменшенні витрати пари тиск у парогенераторі зростає, кількість і об'єм бульбашок пари зменшується, що призводить до зниження рівня. Потім рівень починає збільшуватися, т.к. витрата пари зменшився при колишньому витраті поживної води. Вимкнення ГЦН пов'язане з різким зниженням тепловідведення в парогенераторі, внаслідок чого інтенсивність кипіння зменшується, що спричиняє зниження рівня в початковий момент. Проте зменшення інтенсивності пароутворення викликає зниження тиску і надалі рівень збільшується, тому що витрата поживної води не змінилася.

Описані динамічні властивості парогенераторів негативно впливають на роботу системи регулювання рівня. Тому для побудови АСР рівня парогенератора не можуть бути використані одноконтурні системи регулювання.

Найкраща якість регулювання дає 3-імпульсна АСР рівня парогенератора. Принципова схема АСР наведено на рис. 3.2.

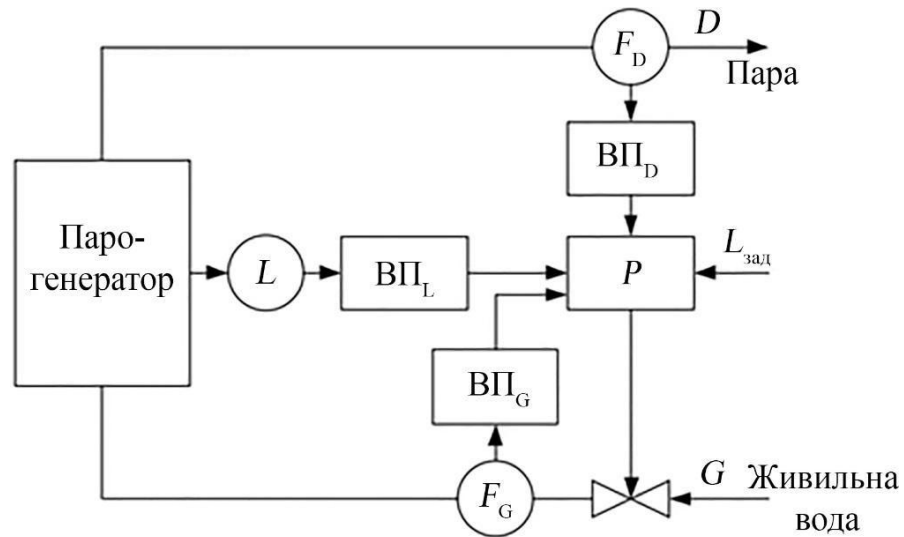


Рисунок 3.2 – Принципова схема АСР рівня парогенератора

На рисунку 3.2:

L – первинний перетворювач рівня;

F_D – первинний перетворювач витрати пари;

F_G – первинний перетворювач витрати поживної води;

$ВП_L$ – вимірювальний перетворювач рівня;

$ВП_D$ – вимірювальний перетворювач витрати пари;

$ВП_G$ – вимірювальний перетворювач витрати поживної води;

P – регулятор;

$L_{зад}$ – завдання значення рівня

У триімпульсній схемі в якості імпульсів використовуються сигнали щодо витрати пари, витрати живильної води та рівня води в парогенераторі, що вимірюються відповідними датчиками $ВП_D$, $ВП_G$ та $ВП_L$. При зміні однієї з вимірюваних величин регулятор P виробляє сигнал, що змінює

витрату поживної води у бік збереження матеріального балансу та підтримання заданого рівня.

Регулюючим пристроєм P разом із виконавчим механізмом виробляється пропорційно-інтегральний закон регулювання. При цьому імпульс з витрати поживної води дозволяє сформувавши пропорційний закон регулювання та стабілізувати витрату поживної води, що сприяє усуненню коливань рівня при зміні перепаду тиску на регулюючому органі.

3.2. Розробка лінеаризованої моделі ГЦН

Розробимо лінеаризовану математичну модель для синтезу САК (зовнішній регулятор) для агрегату ПЕ-600-300-4, характеристики якого наведені у додатку:

Насос ПЕ 600-300-4:

$$Q_0=600 \text{ м}^3/\text{год}, H_0=3290 \text{ м}, n_{\text{нс},0}=6300 \text{ об/хв}$$

Двигун АВ-8000/6000УЗ: $P_{\text{дв,ном}}=8000 \text{ кВт}, U=6000 \text{ В}, I=875 \text{ А}, \eta_{\text{дв}}=0.97, \cos\varphi=0.91, J_{\text{рт}}=830 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, n_{\text{дв},0}=3000 \text{ об/хв} (50 \text{ Гц})$

Перетворювач частоти: Siemens SINAMICS PERFECT HARMONY GH180 (керування швидкістю; гідромуфта не використовується, дросельна засувка не керується, положення стало)

Оскільки $n_{\text{нс},0}=6300 \text{ об/хв}$, а $n_{\text{дв},0}=3000 \text{ об/хв}$, у приводі є підвищувальний редуктор. Передатне число:

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{нс},0}}{n_{\text{дв},0}} = \frac{6300}{3000} = 2.1. \quad (3.4)$$

1. Вибір змінних та робочої точки

1.1 Станові змінні (у відхиленнях):

$$\Delta Q = Q - Q_0, \Delta \omega = \omega - \omega_0, \quad (3.5)$$

де ω – кутова швидкість вала насоса.

1.2 Робоча точка:

$$Q_0 = \frac{600}{3600} = 0.1667 \text{ м}^3/\text{с}, \quad \omega_0 = \frac{2\pi n_{\text{нс},0}}{60} = \frac{2\pi \cdot 6300}{60} = 659.73 \text{ рад/с}. \quad (3.6)$$

2. Нелінійна модель «насос + гідромережа + ПЧ»

2.1. Гідромережа при фіксованому дроселю

Для сталого дроселю:

$$H_{\text{мер}}(Q) = H_{\text{ст}} + R_{\text{мер}} Q |Q|. \quad (3.7)$$

Для замкненого контуру часто $H_{\text{ст}}=0$

2.2 Динаміка витрати (інерційність потоку):

$$L_{\text{мер}} \frac{dQ}{dt} = H_{\text{нс}}(Q, \omega) - H_{\text{мер}}(Q), \quad (3.8)$$

де $L_{\text{мер}}$ – еквівалентна інерційність гідромережі.

2.3 Динаміка ПЧ (вже замкнений контур швидкості ПЧ-двигун-редуктор-насос)

Для синтезу зовнішнього регулятора (по Q або H) зручно вважати, що ПЧ реалізує сервоканал швидкості:

$$\tau \frac{d\omega}{dt} + \omega = \omega_{\text{зад}}, \quad (3.9)$$

де τ_ω – еквівалентна стала часу швидкісного каналу (для подальших розрахунків беремо $\tau_\omega=0.10$ с).

Обмеження ПЧ (важливо для реальної САК) задаються як насичення:

$$\omega_{\text{min}} \leq \omega \leq \omega_{\text{max}}, \quad \left| \frac{d\omega}{dt} \right| \leq \omega_{\text{max}}, \quad (3.10)$$

а також обмеження за струмом/моментом $I_{\text{max}}, M_{\text{max}}$ (входять як насичення всередині ПЧ).

3. Лінеаризація навколо (Q_0, ω_0)

3.1 Лінеаризована модель гідромережі

Якщо $H_{\text{ст}}=0$ і $H_{\text{мер}}(Q) = R_{\text{мер}} Q |Q|$, то при $Q_0 > 0$:

$$\left. \frac{\partial H_{\text{мер}}}{\partial Q} \right|_0 = 2R_{\text{мер}} Q_0. \quad (3.11)$$

3.2 Лінеаризація гідравлічного рівняння

Позначимо похідні насоса:

$$H_Q = \left. \frac{\partial H_{\text{нс}}}{\partial Q} \right|_0, \quad H_\omega = \left. \frac{\partial H_{\text{нс}}}{\partial \omega} \right|_0. \quad (3.12)$$

Тоді:

$$\frac{d(\Delta Q)}{dt} = \frac{H_Q - \left. \frac{\partial H_{\text{мер}}}{\partial Q} \right|_0}{L_{\text{мер}}} \Delta Q + \frac{H_\omega}{L_{\text{мер}}} \Delta \omega. \quad (3.13)$$

3.3 Лінеаризація каналу ПЧ швидкості

$$\frac{d(\Delta \omega)}{dt} = -\frac{\Delta \omega}{\tau_\omega} + \frac{\Delta \omega_{\text{зад}}}{\tau_\omega}. \quad (3.14)$$

4. Для ПЕ 600-300-4

4.1 Коефіцієнт гідромережі $R_{\text{мер}}$

Оскільки робоча точка лежить на кривій мережі, при $H_{\text{ст}}=0$:

$$H_0 = R_{\text{мер}} Q_0^2 \Rightarrow R_{\text{мер}} = \frac{H_0}{Q_0^2}, \quad (3.15)$$

$$Q_0^2 = 0.1667^2 = 0.02778, \quad R_{\text{мер}} = \frac{3290}{0.02778} = 1.1844 \cdot 10^5. \quad (3.16)$$

Звідси похідна:

$$\left. \frac{\partial H_{\text{мер}}}{\partial Q} \right|_0 = 2R_{\text{мер}} Q_0 = 2 \cdot 1.1844 \cdot 10^5 \cdot 0.1667 = 3.948 \cdot 10^4 \text{ м}/(\text{м}^3/\text{с}). \quad (3.17)$$

4.2 Похідні насоса H_Q, H_ω

Для підстановки чисел беремо локальну апроксимацію біля номіналу (типово похідна від'ємна):

$$H_Q = -\frac{0.2H_0}{Q_0} = -\frac{0.2 \cdot 3290}{0.1667} = -3.948 \cdot 10^3 \text{ м}/(\text{м}^3/\text{с}). \quad (3.18)$$

Для похідної за швидкістю (афінні закони + корекція по Q):

$$H_\omega = \frac{2H_0 - Q_0 H_Q}{\omega_0} = \frac{2 \cdot 3290 + 0.1667 \cdot (-3948)}{659.73} = \frac{7238}{659.73} = 10.97 \text{ м}/(\text{рад}/\text{с})$$

(3.19)

4.3 Підстановка у лінеаризоване рівняння витрати

Коефіцієнт при ΔQ :

$$a_{11} = \frac{H_Q - \frac{\partial H_{\text{мер}}}{\partial Q} \Big|_0}{L_{\text{мер}}} = \frac{-3948 - 39480}{L_{\text{мер}}} = \frac{-4.3428 \cdot 10^4}{L_{\text{мер}}}. \quad (3.20)$$

Коефіцієнт при $\Delta \omega$:

$$a_{12} = \frac{H_\omega}{L_{\text{мер}}} = \frac{10.97}{L_{\text{мер}}}. \quad (3.21)$$

Приймаємо $L_{\text{мер}} = 5 \cdot 10^4 \text{ с}^2/\text{м}^2$, тоді:

$$a_{11} = -\frac{4.3428 \cdot 10^4}{51 \cdot 10^4} = -0.8686, \quad (3.22)$$

$$a_{12} = \frac{10.97}{5 \cdot 10^4} = 2.19 \cdot 10^{-4}. \quad (3.23)$$

5. Лінеаризована модель у стан-просторі (результат)

5.1 Загальний вигляд

Вектор стану:

$$x = \begin{bmatrix} \Delta Q \\ \Delta \omega \end{bmatrix} \quad u = \Delta \omega_{\text{зад}}. \quad (3.24)$$

Модель:

$$\dot{x} = Ax + Bu, \quad (3.25)$$

де

$$A = \begin{bmatrix} \frac{H_Q - \frac{\partial H_{\text{мер}}}{\partial Q} \Big|_0}{L_{\text{мер}}} & \frac{H_\omega}{L_{\text{мер}}} \\ 0 & -\frac{1}{\tau_\omega} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \tau_\omega \end{bmatrix}. \quad (3.26)$$

Підставляємо:

$$H_Q = -3948, \quad \frac{\partial H_{\text{мер}}}{\partial Q} \Big|_0 = 39480, \quad H_\omega = 10.97, \quad \tau_\omega = 0.10 \text{ с}, \quad (3.27)$$

$$A = \begin{bmatrix} -0.8686 & 2.19 \cdot 10^{-4} \\ 0 & -10 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 10 \end{bmatrix}. \quad (3.28)$$

6. Вихідні рівняння (щоб синтезувати регулятор по H, Q , потужності, ККД)

6.1 Напір (лінійний вихід):

$$\Delta H = H_Q \Delta Q + H_\omega \Delta \omega, \quad (3.29)$$

тобто

$$y_H = \begin{bmatrix} H_Q & H_\omega \end{bmatrix} x, C_H = [-3948 \quad 10.97], D_H = 0. \quad (3.30)$$

6.2 Потужність на валу насоса (лінійна апроксимація)

Беремо

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}. \quad (3.31)$$

Для лінеаризації у точці (Q_0, H_0, η_0) :

$$\Delta N = \frac{\rho g}{\eta_0} \begin{pmatrix} H_0 + Q_0 H_Q \\ 0 \quad 0 \quad \varrho \end{pmatrix} \Delta Q + \frac{\rho g}{\eta_0} \begin{pmatrix} Q_0 H \\ 0 \quad \omega \end{pmatrix} \Delta \omega. \quad (3.32)$$

Підставимо числа з $\eta_0=0.65$ (як типове біля номіналу), $\rho g=9810$:

$$H_0 + Q_0 H_Q = 3290 + 0.1667 \cdot (-3948) = 3290 - 658 = 2632, \quad (3.33)$$

$$N = \frac{9810}{\varrho \cdot 0.65} \cdot 2632 = 3.97 \cdot 10^7 \text{ Вт/(м}^3\text{/с)}, \quad (3.34)$$

$$N_\omega = \frac{9810}{0.65} (0.1667 \cdot 10.97) = 2.76 \cdot 10^4 \text{ Вт/(рад/с)}. \quad (3.35)$$

Отже

$$\Delta N = 3.97 \cdot 10^7 \Delta Q + 2.76 \cdot 10^4 \Delta \omega. \quad (3.36)$$

6.3 ККД

ККД $\eta(Q, \omega)$ поблизу оптимальної точки часто має нульову першу похідну за витратою (максимум), тому в лінійній моделі: $\Delta \eta=0$, (а зміни η доцільніше враховувати як нелінійний вихід у моделі для імітації, а не для синтезу лінійного регулятора).

електричного струму, давачі електричного струму, давачі щабля гідромуфти, відповідні регулятори. Додатково система АСУ має блок еталонної моделі ГЦН та блок мінімізації функції сумарних енергетичних втрат.

В системі використовується еталонна математична модель ГЦН, яка дозволяє у режимі реального часу підстроювати свої параметри в залежності від зміни умов (внутрішні параметри ГЦН та/або довкілля). Це дозволяє більш точно визначати втрати енергії.

У разі зміни у процесі експлуатації внутрішніх характеристик ГЦН (старіння, знос та інше), вони заносяться до математичної моделі, яка змінює свої параметри і будує набір характеристик і законів керування, які відповідають новим умовам, тобто система є адаптивною.

3.4. Розрахунок передатних функцій

1. Перетворювач частоти GH180 (канал “задана швидкість - швидкість двигуна”)

Для синтезу зовнішнього регулятора зазвичай використовують еквівалентну замкнену модель швидкісного каналу ПЧ як першопорядкову:

Загальна формула:

$$W_{\text{пч}}(s) = \frac{\Delta\omega_{\text{дв}}(s)}{\Delta\omega_{\text{дв,зад}}(s)} = \frac{1}{\tau_{\text{пч}} s + 1}, \quad (3.37)$$

де $\tau_{\text{пч}}$ – еквівалентна стала часу (включає внутрішні контури струму/моменту та ПІ-регулятор швидкості ПЧ).

Для синтезу беремо $\tau_{\text{пч}}=0.10$ с:

$$W_{\text{пч}}(s) = \frac{1}{0.10s + 1}. \quad (3.38)$$

2. Асинхронний двигун АВ-8000/6000У3 (механічна частина + еквівалент навантаження)

Оскільки ПЧ формує електромагнітний момент швидко, для “двигун

як об'єкт" у зовнішньому синтезі достатньо механічної передатної від моменту до швидкості:

$$W_{\text{дв}}(s) = \frac{\Delta\omega_{\text{дв}}(s)}{\Delta M_{\text{ем}}(s)} = \frac{1}{J_{\text{екв}} s + B_{\text{екв}}}, \quad (3.39)$$

де $J_{\text{екв}} = J_{\text{рт}} + J_{\text{нс,пр}}$ – сумарна інерція на валу двигуна,

$B_{\text{екв}}$ – еквівалентне “в’язке” демпфування (в т.ч. лінеаризована залежність моменту навантаження від швидкості).

Інерція ротора задана: $J_{\text{рт}} = 830 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Інерцію насоса на вал двигуна приводимо через редуктор:

$$J_{\text{нс,пр}} = \frac{J_{\text{нс}}}{i_{\text{ред}}^2 \eta_{\text{ред}}}. \quad (3.40)$$

Оцінимо $B_{\text{екв}}$ через факт, що для фіксованого дроселю в робочій області центробіжного насоса:

$$M_{\text{нв}} \propto \omega_{\text{дв}}^2 \Rightarrow \left. \frac{\partial M_{\text{дв}}}{\partial \omega_{\text{дв}}} \right|_0 = \frac{2M_{\text{дв},0}}{\omega_{\text{дв},0}}. \quad (3.41)$$

Номінальний момент двигуна, Нм:

$$M_{\text{дв},0} = \frac{P_{\text{дв,ном}}}{\omega_{\text{дв},0}} = \frac{8 \cdot 10^6}{314.16} = 25465, \quad (3.42)$$

$$B_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot 25465}{314.16} = 162 \text{ Н}. \quad (3.43)$$

Отже числова передатна:

$$W_{\text{дв}}(s) = \frac{1}{830s + 162} \quad (3.44)$$

3. Редуктор

Керування редуктором не здійснюється, тому це статичний підсилювач за швидкістю.

Загальна формула:

$$W_{\text{ред}}(s) = \frac{\Delta\omega_{\text{нс}}(s)}{\Delta\omega_{\text{дв}}(s)} = i_{\text{ред}}. \quad (3.45)$$

Підставив дані, отримуємо:

$$W_{\text{ред}}(s) = 2.1. \quad (3.46)$$

4. Насос+гідромережа при фіксованому дроселі (передатні “швидкість насоса - витрата/напір”)

Засувка стала, тому робоча точка визначається перетином характеристики насоса й гідромережі. Для синтезу лінійного регулятора потрібна лінеаризована динаміка витрати.

4.1 Лінеаризовані статичні похідні

Гідромережа (для фіксованого дроселю):

$$H_{\text{мер}}(Q) = R_{\text{мер}} Q^2 \quad (H_{\text{ст}} = 0). \quad (3.47)$$

Із робочої точки:

$$R_{\text{мер}} = \frac{H_0}{Q_0^2}, \quad (3.48)$$

а похідна:

$$H'_{\text{мер},0} = \left. \frac{\partial H_{\text{мер}}}{\partial Q} \right|_0 = \frac{2H_0}{Q_0} = \frac{6580}{0.1667} = 39480 \text{ м}/(\text{м}^3/\text{с}). \quad (3.49)$$

Насос (локальна лінеаризація):

$$\Delta H_{\text{нс}} = H_{Q,0} \Delta Q + H_{\omega,0} \Delta \omega_{\text{нс}}. \quad (3.50)$$

Для чисел (узгоджено з формою ваших кривих біля номіналу):

$$H_{Q,0} = -3948 \text{ м}/(\text{м}^3/\text{с}), \quad H_{\omega,0} = 10.97 \text{ м}/(\text{рад}/\text{с}). \quad (3.51)$$

4.2 Динаміка витрати (еквівалент першого порядку)

$$L_{\text{мер}} \frac{d(\Delta Q)}{dt} = \Delta H_{\text{нс}} - \Delta H_{\text{мер}} \quad (3.52)$$

$$\Rightarrow L_{\text{мер}} \frac{d(\Delta Q)}{dt} = (H_{Q,0} - H'_{\text{мер}}) \Delta Q + H_{\omega,0} \Delta \omega_{\text{нс}}. \quad (3.53)$$

Звідси передатна від швидкості насоса до витрати:

$$W_{Q\omega}(s) = \frac{\Delta Q(s)}{\Delta \omega_{\text{нс}}(s)} = L_{\text{мер}} \frac{H_{\omega,0}}{s + \left(\frac{H'_{\text{мер}}}{H_{Q,0}} - 1 \right)}. \quad (3.54)$$

Підстановка коефіцієнтів

$$H'_{\text{мер}} - H_{Q,0} = 39480 - (-3948) = 43428 \quad (3.55)$$

дає:

$$W_{Q\omega}(s) = \frac{10.97 \left[\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right]}{50000s + 43428 \left[\frac{\text{рад}}{\text{с}} \right]} \quad (3.56)$$

$$\text{Стала часу витрати: } \tau = \frac{L_{\text{мер}}}{Q} = \frac{50000}{43428} = 1,15.$$

Тоді

$$W_{Q\omega}(s) = \frac{0,0002525 \left[\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right]}{1,5s + 1 \left[\frac{\text{рад}}{\text{с}} \right]} \quad (3.57)$$

4.3 Напір як вихід.

Оскільки в робочій точці $H = H_{\text{мер}}(Q)$, то:

$$\Delta H(s) = H'_{\text{мер}} \Delta Q(s) \Rightarrow W_{H\omega}(s) = \frac{\Delta H(s)}{\Delta \omega_{\text{нс}}(s)} = H'_{\text{мер}} W_{Q\omega}(s). \quad (3.58)$$

Підставляємо:

$$W_{H\omega}(s) = 39480 \frac{0.0002525}{3s + 1} = \frac{9.98}{3s + 1} \left[\frac{\text{м}}{(\text{рад}/\text{с})} \right]. \quad (3.59)$$

5. Датчик частоти обертання

Обираємо аналоговий тахогенератор класу “DC tacho” (типовий для важких приводів): GTR 9 DC-Tacho, для модифікації з $U_0=50$ В/1000 об/хв, $R_A=228$ Ом, $L_A=191$ мГн.

Загальна формула:

$$W_{\text{тг}}(s) = \frac{\Delta U_{\text{тг}}(s)}{\Delta \omega(s)} = \frac{K_{\text{тг}}}{\tau_{\text{тг}}s + 1}, \quad (3.60)$$

де

$$K_{\text{тг}} = \frac{U_0}{\omega_0}, \quad \tau_{\text{тг}} = \frac{L_A}{R_A}. \quad (3.61)$$

Підставимо $U_0=50$ В на 1000 об/хв $\Rightarrow 1000$ об/хв=104.72 рад/с:

$$K_{\text{тг}} = \frac{50}{104.72} = 0.477 \text{ В}/(\text{рад}/\text{с}); \quad (3.62)$$

$$\tau_{\pi} = \frac{0.191}{228} = 0.00084 \text{ с.} \quad (3.63)$$

Отже:

$$W_{\pi}(s) = \frac{0,477}{0,00084s + 1}. \quad (3.64)$$

6. Датчик витрати

Для ГЦН типове та метрологічно надійне рішення – звужувальний пристрій (Вентурі) + диференціальний перетворювач тиску (Δp -трансмітер).

Як Δp -трансмітер обираємо Rosemount 3051 (з паспортним часом реакції =100 мс, мертвою зоною =45 мс, загальний час =152 мс для типових конфігурацій).

6.1 Первинний елемент (Вентурі) $\Delta p(Q)$

Загальна модель:

$$\Delta p = k_{\Delta p} Q^2 \Rightarrow \Delta(\Delta p) = \left. \frac{\partial(\Delta p)}{\partial Q} \right|_0 \Delta Q = 2k_{\Delta p} Q_0 \Delta Q, \quad (3.65)$$

або зручніше через робочу точку

$$\begin{aligned} \Delta p_0 &= k_{\Delta p} Q_0^2 : \\ K_{\Delta p Q} &= \left. \frac{\partial(\Delta p)}{\partial Q} \right|_0 = \frac{2\Delta p_0}{Q_0}. \end{aligned} \quad (3.66)$$

6.2 Δp -трансмітер Rosemount 3051: $\Delta p \rightarrow y$

Для контуру керування достатньо першого порядку + запізнення:

$$W_{\text{пд}}(s) = \frac{\Delta y_{\Delta p}(s)}{\Delta(\Delta p)(s)} = \frac{K_{\text{пд}}}{\tau_{\text{пд}}s + 1} e^{-T_{\text{пд}}s}. \quad (3.67)$$

Із паспорта типові значення $\tau_{\text{пд}}=0.10$ с, $T_{\text{пд}}\approx 0.045$ с.

Якщо вихід 4–20 мА і діапазон Δp_{max} , то статичний коефіцієнт:

$$K_{\text{пд}} = \frac{16\text{мА}}{\Delta p_{\text{max}}}. \quad (3.68)$$

6.3 Повна передатна “витрата \rightarrow сигнал витрати”

$$W_{y_Q}(s) = \frac{\Delta y_Q(s)}{\Delta Q(s)} = K_{\Delta p_Q} W_{пд}(s), \quad (3.69)$$

$$W_{y_Q}(s) = \frac{10}{0.1s + 1} e^{-0.045s}. \quad (3.70)$$

7. Зведена передатна функція “задана швидкість ПЧ → витрата/напір” (для синтезу регулятора)

Ланцюг швидкості:

$$\Delta \omega_{дв,зад} \xrightarrow{W_{пч}} \Delta \omega_{дв} \xrightarrow{W_{ред}} \Delta \omega_{нс} \xrightarrow{W_{Q\omega}} \Delta Q. \quad (3.71)$$

7.1 Витрата від задавання швидкості

$$W_Q(s) = \frac{\Delta Q(s)}{\Delta \omega_{дв,зад}(s)} = W_{Q\omega}(s) W_{ред}(s) W_{пч}(s), \quad (3.72)$$

$$W_Q(s) = \frac{0,0002525}{1,5s + 1} \cdot 2,1 \cdot \frac{1}{0,1s + 0,1} = \frac{0,000530}{(1,5s + 1)(0,1s + 1)} \left[\frac{\text{м}^3 / \text{с}}{\text{рад/с}} \right]. \quad (3.73)$$

7.2 Напір від задавання швидкості

$$W_H(s) = \frac{\Delta H(s)}{\Delta \omega_{дв,зад}(s)} = W_{H\omega}(s) W_{ред}(s) W_{пч}(s),$$

$$W_H(s) = \frac{9,98}{3s + 1} \cdot 2,1 \cdot \frac{1}{0,10s + 1} = \frac{20,96}{(3s + 1)(0,10s + 1)}. \quad (3.74)$$

8. Зовнішній ПД-регулятор за витратою Q

Передатна функція:

$$R_Q(s) = K_{пQ} \left(1 + \frac{1}{T_{iQ}s} + \frac{T_{дQ}s}{T_{фQ}s + 1} \right), \quad (3.75)$$

де $K_{пQ}$ – пропорційний коефіцієнт, T_{iQ} – стала інтегрування, $T_{дQ}$ – стала диференціювання, $T_{фQ}$ – стала фільтра похідної (щоб не було “ідеального імпульсу”).

Перехідна характеристика на стрибок похибки

Для $e_Q(t) = E_0 \cdot 1(t)$, $e_Q(s) = E_0/s$:

$$u_Q(s) = K_{пQ} E_0 \left(\frac{1}{s} + \frac{1}{T} \frac{1}{s^2} + \frac{T_{дQ}}{T} \frac{1}{s+1} \right). \quad (3.76)$$

9. Внутрішній ПІД-регулятор за частотою обертання ω

Передатна функція:

$$R_\omega(s) = K_{п\omega} \left(1 + \frac{1}{T} \frac{1}{s} + \frac{T_{д\omega}}{T} \frac{s}{s+1} \right), \quad (3.77)$$

$$u_\omega(s) = K_{п\omega} E_0 \left(\frac{1}{s} + \frac{1}{T} \frac{1}{s^2} + \frac{T_{д\omega}}{T} \frac{1}{s+1} \right). \quad (3.78)$$

3.5. Постановка задачі оптимізації режимів роботи ГЦН за різними критеріями якості

3.5.1. Задача оптимізації за критерієм енергоефективності

Нехай потрібно налаштувати параметри регулятора(ів) θ (П/ПІД, каскад $Q \rightarrow \omega$, тощо) так, щоб система керування ГЦН забезпечувала максимальну енергоефективність при виконанні обмежень по експлуатаційній безпеці/надійності.

1. Об'єкт, керування і змінні оптимізації

Нелінійна модель ГЦН у просторі станів:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t)), y(t) = g(x(t), u(t), d(t)) \quad (3.79)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} Q(t), H(t), \omega_{нс}(t), I_{ст}(t), M_{дв}(t), v_{віб}(t) \end{bmatrix}^T. \quad (3.80)$$

Каскадне керування (типово для ГЦН із ПЧ):

$$\omega_{зад}(t) = R_Q(e_Q(t); \theta_Q), e_Q(t) = Q_{зад}(t) - Q(t), \quad (3.81)$$

$$u_{пч}(t) = R_\omega(e_\omega(t); \theta_\omega), e_\omega(t) = \omega_{зад}(t) - \omega_{нс}(t).$$

$$\theta = \begin{bmatrix} \theta_Q, \theta_\omega \end{bmatrix}^T \in \Omega \quad (\Omega - \text{допустимі межі коефіцієнтів}).$$

2. Енергетична ефективність як ціль

Миттєва електрична потужність приводу (узагальнено):

$$P_{\text{ел}}(t) = \frac{\rho g Q(t) H(t)}{\eta_{\text{нс}} \left[\frac{Q(t)}{\eta_{\text{нс}}} \right] \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{пч}}}. \quad (3.82)$$

Для сценарію k (пуск, номінал, збурення, виб'іг) на інтервалі $[0, T_k]$:

$$E_{\text{ел},k}(\theta) = \int_0^{T_k} P_{\text{ел}}(t; \theta) dt, \quad V_k(\theta) = \int_0^{T_k} Q(t; \theta) dt. \quad (3.83)$$

Питома електроенергія (чим менша – тим енергоефективніше):

$$e_k(\theta) = \frac{E_{\text{ел},k}(\theta)}{V_k(\theta) + \varepsilon}. \quad (3.84)$$

Еквівалентна форма як енергоефективність (чим більша – тим краще):

$$\eta_{\text{ен},k}(\theta) = \frac{V_k(\theta)}{E_{\text{ел},k}(\theta) + \varepsilon} = \frac{1}{e_k(\theta)}. \quad (3.85)$$

З урахуванням режимної статистики вводимо ваги:

$$w_k \geq 0, \quad \sum_k w_k = 1. \quad (3.86)$$

3. Постановка задачі оптимізації “за максимумом енергоефективності”

Основна (рекомендована) форма:

$$\theta^* = \arg \min_{\theta \in \Omega} I_{\text{ен}}(\theta) = \arg \min_{\theta \in \Omega} \sum_{k \in K} w_k e_k(\theta) \quad (3.87)$$

за умов (для всіх $k \in K, \forall t \in [0, T_k]$):

(1) Динамічна якість (вимога до перехідного процесу), наприклад, через ІТАЕ:

$$I_{\text{дин},k}(\theta) = \int_0^{T_k} \left| \frac{Q_{\text{зад},k}(t) - Q(t; \theta)}{Q_{\text{дин},k}(t)} \right| dt \leq I_{\text{доп}}. \quad (3.88)$$

(2) Надійність (вібрація):

$$I_{\text{віб},k}(\theta) = \frac{1}{T_k} \int_0^{T_k} \left(\frac{v_{\text{віб}}(t; \theta)}{v_{\text{доп}}} \right)^2 dt \leq I_{\text{доп}} \quad (\text{або } v_{\text{віб}}(t) \leq v_{\text{доп}}). \quad (3.89)$$

(3) Обмеження приводу/ПЧ (струм, момент, швидкість, прискорення):

$$I_{\text{ст}}(t) \leq I_{\text{ст}}^{\text{max}}, \quad |M_{\text{дв}}(t)| \leq M_{\text{дв}}^{\text{max}}, \quad (3.90)$$

$$\omega_{\text{нс}}^{\min} \leq \omega_{\text{нс}}(t) \leq \omega_{\text{нс}}^{\max}, \quad \left| \frac{d\omega_{\text{нс}}}{dt} \right| \leq \omega_{\text{нс}}^{\max}. \quad (3.91)$$

(4) Протизахлинальний (мінімальний потік) $Q(t) \geq Q_{\min}$ (або активація рециркуляції/логіки захисту при $Q < Q_{\min}$).

(5) Стійкість замкненої системи. Замкнена система з θ є стійкою (наприклад, усі полюси ліворуч).

Це і є “налаштування регулятора за критерієм максимальної енергоефективності”: ціль – енергія, а динаміка/вібрація/ліміти – обмеження, щоб енергооптимум був фізично й експлуатаційно допустимим.

4. Альтернативна еквівалентна форма (максимізація):

$$\theta^* = \arg \max_{\theta \in \Omega} \sum_{k \in K} w_k \eta_{\text{ен},k}(\theta) = \arg \max_{\theta \in \Omega} \sum_{k \in K} w_k \frac{V_k(\theta)}{E_{\text{ел},k}(\theta) + \varepsilon} \quad (3.92)$$

за тих самих обмежень (1)–(5).

3.5.2. Задача оптимізації за критерієм надійності

В такі постановці задачі ціль: максимум надійності (мінімум вібраційних навантажень/ризиків), а енергоефективність і динаміка є обмеженнями (або другорядними).

1. Надійність як ціль

Нехай сценарії: $K = \{\text{пуск, нормальна робота, збурення, вибіг}\}$,

$$w_k \geq 0, \quad \sum_{k \in K} w_k = 1. \quad (3.93)$$

Для кожного режиму k на $[0, T_k]$ вводимо показник надійності, наприклад, як нормований “вібраційний збиток”:

Варіант 1 (RMS/енергія вібрацій)

$$J_{\text{віб},k}(\theta) = \frac{1}{T_k} \int_0^{T_k} \left(\frac{v_{\text{віб}}(t; \theta)}{v_{\text{доп}}} \right)^2 dt. \quad (3.94)$$

Тоді інтегральний показник (чим менше – тим надійніше):

$$I_{\text{над}}(\theta) = \sum_{k \in K} w_k J_{\text{віб},k}(\theta) \quad (3.95)$$

Варіант 2 (пік + тривалість перевищень)

Якщо важливі саме перевищення допуску:

$$I_{пер,k}(\theta) = \alpha \max_{t \in [0, T_k]} \frac{v_{віб}(t; \theta)}{v_{доп}} + \alpha \frac{1}{T_k} \int_0^{T_k} \{v_{віб}(t) > v_{доп}\} dt. \quad (3.96)$$

Тоді

$$I_{над} = \sum_k w_k I_{пер,k}. \quad (3.97)$$

2. Постановка задачі оптимізації “за максимумом надійності”

Оскільки “максимум надійності” еквівалентний мінімуму вібраційного ризику, маємо:

$$\theta^* = \operatorname{argmin}_{\theta \in \Omega} I_{над}(\theta) = \operatorname{argmin}_{\theta \in \Omega} \sum_{k \in K} w_k I_{віб,k}(\theta) \quad (3.98)$$

за умов (для всіх $k \in K, \forall t \in [0, T_k]$):

(1) Якість регулювання (динаміка)

Наприклад, обмеження на *ITAE*:

$$I_{дин,k}(\theta) = \int_0^{T_k} |t Q_{зад,k}(t) - Q(t; \theta)| dt \leq I_{дин,доп}. \quad (3.98)$$

Або альтернативно:

$$t_{уст} \leq t_{уст}^{доп}, \quad \sigma \leq \sigma^{доп}. \quad (3.100)$$

(2) Енергоефективність не гірша за допустиму

Нехай питома енергія:

$$e_k(\theta) = \frac{\int_0^{T_k} P_{ел}(t; \theta) dt}{\int_0^{T_k} Q(t; \theta) dt + \varepsilon}. \quad (3.101)$$

Тоді:

$$\sum_{k \in K} w_k e_k(\theta) \leq e^{доп}. \quad (3.102)$$

Тобто “надійність максимізуємо, але не ціною неприйняттого росту енерговитрат”.

(3) Обмеження приводу/ПЧ (струм, момент, швидкість, прискорення):

$$I_{ст}(t) \leq I_{ст}^{max}, \quad |M_{дв}(t)| \leq M_{дв}^{max} \quad (3.103)$$

$$\omega_{\text{нс}}^{\min} \leq \omega_{\text{нс}}(t) \leq \omega_{\text{нс}}^{\max}, \left| \frac{d\omega_{\text{нс}}}{dt} \right| \leq \omega_{\text{нс}}^{\max}. \quad (3.104)$$

(4) Протизахлинальний (мінімальний потік)

$Q(t) \geq Q_{\min}$ (або активація рециркуляції/захисту при $Q < Q_{\min}$).

(5) Стійкість замкненої системи. Замкнена система з θ є стійкою.

3. Еквівалентна форма “максимізації”

Можна ввести функцію “надійності” як спадну від $I_{\text{над}}$, наприклад:

$$R(\theta) = \exp(-I_{\text{над}}(\theta)),$$

тоді:

$$\theta^* = \arg \max_{\theta \in \Omega} R(\theta) \quad (3.105)$$

за тих самих обмежень.

3.5.3. Задача оптимізації за критерієм максимуму комплексного показника якості

В даній задачі ціль – максимум комплексного показника якості з 5 складових: динаміка + енергоефективність + надійність(вібрація) + штрафи + режимний показник.

Щоб “максимізувати якість” коректно, задамо I_{Σ} так, щоб більше = краще (на відміну від “витратних” критеріїв, які мінімізують).

1. Об’єкт, керування, параметри оптимізації

Нелінійна модель ГЦН у просторі станів:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t)), y(t) = g(x(t), u(t), d(t)) \quad (3.106)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} Q(t), H(t), \omega_{\text{нс}}(t), I_{\text{ст}}(t), M_{\text{дв}}(t), v_{\text{віб}}(t) \end{bmatrix}^T. \quad (3.107)$$

Каскадне керування (типово для ГЦН із ПЧ):

$$\omega_{\text{зад}}(t) = R_Q(e_Q(t); \theta_Q), e_Q(t) = Q_{\text{зад}}(t) - Q(t), \quad (3.108)$$

$$u_{\text{пч}}(t) = R_{\omega}(e_{\omega}(t); \theta_{\omega}), e_{\omega}(t) = \omega_{\text{зад}}(t) - \omega_{\text{нс}}(t).$$

$$\theta = \begin{bmatrix} \theta_Q, \theta_{\omega} \end{bmatrix}^T \in \Omega \quad (\Omega - \text{допустимі межі коефіцієнтів}).$$

Сценарії: $K = \{\text{пуск, нормальна робота, збурення, вибіг}\}$.

2. Нормовані показники (0...1) для кожної складової

2.1 Динаміка (чим менше похибка/тривалість – тим краще)

Візьмемо “витратний” критерій (наприклад *ITAE*) у режимі k :

$$J_{\text{дин},k}(\theta) = \int_0^{T_k} |Q(t;\theta)| dt. \quad (3.109)$$

Перетворюємо на “якісний” індекс у $[0;1]$:

$$I_{\text{дин},k}(\theta) = \frac{1}{1 + \frac{J_{\text{дин},k}(\theta)}{J_{\text{ет дин},k}}}. \quad (3.110)$$

2.2 Енергоефективність (чим менша питома енергія – тим краще):

$$e_k(\theta) = \frac{\int_0^{T_k} P_{\text{ел}}(t;\theta) dt}{\int_0^{T_k} Q(t;\theta) dt + \varepsilon}, \quad (3.111)$$

$$I_{\text{ен},k}(\theta) = \frac{1}{1 + \frac{e_k(\theta)}{e_k^{\text{ет}}}}. \quad (3.112)$$

2.3 Надійність за вібрацією (чим менше – тим краще):

$$J_{\text{віб},k}(\theta) = \frac{1}{T_k} \int_0^{T_k} \left(\frac{v_{\text{віб}}(t;\theta)}{v_{\text{доп}}} \right)^2 dt, \quad (3.113)$$

$$I_{\text{віб},k}(\theta) = \frac{1}{1 + J_{\text{віб},k}(\theta)}. \quad (3.114)$$

2.4 Штрафи за порушення обмежень (штрафи зменшують якість):

$$J_{\text{штр},k}(\theta) = \int_0^{T_k} (\lambda_I [I_{\text{ст}}(t) - I_{\text{ст}}^{\text{max}}]^2 + \lambda_M [M_{\text{дв}}(t) - M_{\text{дв}}^{\text{max}}]^2 + \lambda_\omega [\omega_{\text{нс}}(t) - \omega_{\text{нс}}^{\text{max}}]^2 + \lambda_Q [Q_{\text{min}} - Q(t)]_+^2) dt, \quad (3.115)$$

$$I_{\text{штр},k}(\theta) = \exp(-J_{\text{штр},k}(\theta)) \in (0,1]. \quad (3.116)$$

2.5 Режимний показник (менше часу в “дорогих” режимах – краще)

Визначимо тривалості, які залежать від налаштувань:

$$T_{\text{пуск}}(\theta), T_{\text{збур}}(\theta), T_{\text{вибіг}}(\theta), \quad (3.117)$$

та їх еталони:

$$T_{\text{пуск}}^{\text{ет}}, T_{\text{збур}}^{\text{ет}}, T_{\text{вибіг}}^{\text{ет}} \quad (3.118)$$

і коефіцієнти $\beta_{\text{пуск}} + \beta_{\text{збур}} + \beta_{\text{вибіг}} = 1$:

$$J_{\text{реж}}(\theta) = \beta_{\text{пуск}} \frac{T_{\text{пуск}}(\theta)}{T_{\text{пуск}}^{\text{ет}}} + \beta_{\text{збур}} \frac{T_{\text{збур}}(\theta)}{T_{\text{збур}}^{\text{ет}}} + \beta_{\text{вибіг}} \frac{T_{\text{вибіг}}(\theta)}{T_{\text{вибіг}}^{\text{ет}}}, \quad (3.119)$$

$$I_{\text{реж}}(\theta) = \frac{1}{1 + J_{\text{реж}}(\theta)}. \quad (3.120)$$

3. Комплексний показник якості

Спочатку агрегуємо по режимах:

$$I_{\text{дин}}(\theta) = \sum_{k \in K} w_k I_{\text{дин},k}(\theta), \quad I_{\text{ен}}(\theta) = \sum_{k \in K} w_k I_{\text{ен},k}(\theta), \quad (3.121)$$

$$I_{\text{віб}}(\theta) = \sum_{k \in K} w_k I_{\text{віб},k}(\theta), \quad I_{\text{штр}}(\theta) = \sum_{k \in K} w_k I_{\text{штр},k}(\theta). \quad (3.122)$$

Режимний показник $I_{\text{реж}}(\theta)$ задаємо як вище (він уже “інтегрує” режими через $T_{\text{пуск}}, T_{\text{збур}}, T_{\text{вибіг}}$).

Тоді:

$$I_{\Sigma}(\theta) = w_{\text{дин}} I_{\text{дин}}(\theta) + w_{\text{ен}} I_{\text{ен}}(\theta) + w_{\text{віб}} I_{\text{віб}}(\theta) + w_{\text{штр}} I_{\text{штр}}(\theta) + w_{\text{реж}} I_{\text{реж}}(\theta). \quad (3.123)$$

4. Постановка задачі оптимізації (максимум комплексної якості):

$$\theta^* = \arg \max_{\theta \in \Omega} I_{\Sigma}(\theta) \quad (3.124)$$

за умов базової фізичної здійсненності (для всіх режимів $k \in K, \forall t \in [0, T_k]$):

$$\omega_{\text{нс}}^{\text{min}} \leq \omega_{\text{нс}}(t) \leq \omega_{\text{нс}}^{\text{max}}, \quad Q(t) \geq 0, \quad (3.125)$$

та можна залишити жорсткими:

$$I_{\text{ст}}(t) \leq I_{\text{ст}}^{\text{max}}, \quad |M_{\text{дв}}(t)| \leq M_{\text{дв}}^{\text{max}}, \quad Q(t) \geq Q_{\text{min}}. \quad (3.126)$$

3.6. Розробка структура системи керування ГЦН

Розглянемо основні принципи побудови структури САК ГЦН для варіанта частотного керування:

1) Виходити з технологічної мети та керованої величини

Основна мета першого контуру – забезпечити потрібну циркуляцію теплоносія. Тому базова керована величина зазвичай витрата Q або похідна від неї (наприклад, Δp на петлі), а керуюча дія – частота/швидкість ω через ПЧ.

Вибір Q як основного виходу зручний для енергооптимізації:

$$P_{\text{ел}} \sim Q \cdot H / \eta P_{\text{ел}}.$$

2) Принцип каскадності для розділення швидких і повільних динамік

Внутрішній контур швидкості ω (ПЧ + двигун) роблять швидким і жорстким – він компенсує моментні збурення і дає точне виконання $\omega_{\text{зад}}$.

Зовнішній контур витрати Q – повільніший; формує $\omega_{\text{зад}}$ так, щоб забезпечити $Q_{\text{зад}}$ без перерегулювання та зайвих втрат.

Це підвищує стійкість і спрощує налаштування: кожен контур “бачить” майже лінійний об’єкт.

3) Принцип “обмеження спочатку” (обмежувачі як частина структури)

У структурі обов’язково закладають обмеження: $I_{\text{ст}} \leq I_{\text{ст.макс}}$, $|M_{\text{дв}}| \leq M_{\text{дв.макс}}$, $\omega_{\text{нс.мін}} \leq \omega_{\text{нс}} \leq \omega_{\text{нс.макс}}$, $|\dot{\omega}_{\text{нс}}| \leq \dot{\omega}_{\text{нс.макс}}$ (рампа), мінімальний потік $Q \geq Q_{\text{мін}}$.

Обмежувачі ставлять між регулятором і ПЧ (на $\omega_{\text{зад}}/f_{\text{зад}}$ або на момент/струм), щоб регулятор не “вимагав неможливого”.

4) Принцип “захисти не змішувати з регулюванням”

Регулювання забезпечує якість у штаті.

Захисти/блокування (перегрів, перевантаження, вібрація, мінімальний потік, аварійні сигнали) мають окрему логіку з пріоритетом над регулятором: вони можуть примусово змінювати $\omega_{\text{зад}}$, відкривати рециркуляцію, переводити у безпечний режим.

5) Принцип протизахлинального керування (мінімальний потік)

Для потужних насосів критично уникати режимів з недостатньою витратою (перегрів, кавітаційні/гідродинамічні явища):

Вводиться контур мінімального потоку: якщо $Q < Q_{\min}$, активується рециркуляція або інший механізм забезпечення мінімальної витрати.

Цей контур працює як сторонній спостерігач: не конкурує з основним Q -контуром, а гарантує обмеження.

6) Принцип спостережуваності: вимірювати те, чим керуємо

Мінімальний достатній набір для структури Q (витрата) – основний зворотний зв'язок, ω_{nc} (швидкість) – внутрішній контур, $p_{вс}$, $p_{наг}$ або Δp – діагностика режимів/мережі, $I_{ст}$, (за можливості) $M_{дв}$ – для лімітів і діагностики, $v_{віб}$ – надійність, вплив на режимні обмеження.

Усі датчики мають мати фільтрацію, а структура – “місце для фільтрів (щоб не псувати фазові запаси).

7) Принцип розділення каналів: керування і збурення

Структуру будують так, щоб явно існували канали:

керування $\omega_{зад} \rightarrow \omega \rightarrow Q$

збурення $\Delta R_{мер}, \Delta H_{ст}, \Delta p, \Delta \mu \rightarrow Q$,

вимірювальні завади $n_Q, n_\omega \rightarrow$ регулятор.

8) Принцип компенсації виміряних збурень

Якщо доступні сигнали, які добре пояснюють зміну Q (наприклад, Δp , положення арматури в контурі, параметри теплоносія), додають передкомпенсацію:

$$\omega_{зад} = \omega_{зад}^{(PI)} + \omega_{зад}^{(FF)}. \quad (3.127)$$

Це зменшує витрати енергії, бо регулятор менше “розгойдує” систему.

9) Принцип керування якістю: структура має підтримувати комплексний критерій якості.

Оскільки комплексна якість = динаміка + енергоефективність + вібрація + штрафи + режимність, структура повинна мати:

можливість енерго-оптимальної дії (через Q -контур і обмеження швидкості), гілку вібраційного нагляду (обмеження режимів), явні штрафи/ліміти (струм/момент/прискорення), логіку режимів

(пуск/перехід/вибіг) з різними налаштуваннями або вагами.

10) Принцип режимної параметризації для широкого діапазону.

ГЦН працює у різних режимах, тому одна настройка може бути не оптимальною всюди: параметри ПІ-контурів або обмеження можуть залежати від ω , Q , температури, стану мережі:

$$\theta = \theta(\omega_0) \text{ або } \theta = \theta(Q_0). \quad (3.128)$$

Це підвищує і енергоефективність, і стійкість.

На основі вищесказаного, розроблено структуру системи керування ГЦН, яка задовольняє основним принципам. Структуру наведено на рис. 3.4.

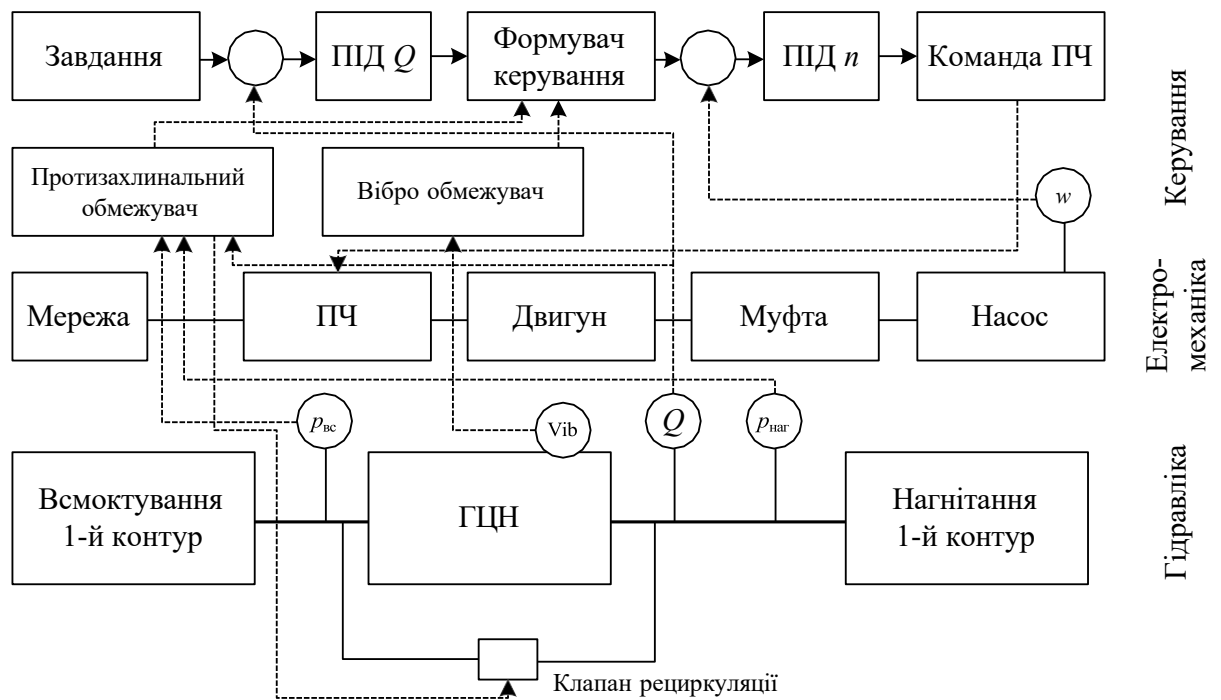


Рисунок 3.4 – Структура системи керування ГЦН

3.7. Висновки за розділом 3

За розділом 3 можна зробити наступні висновки:

1. Виконано лінеаризацію математичної моделі ГЦН у робочій точці та отримано лінеаризовану модель, придатну для синтезу регуляторів і аналізу стійкості та якості в частотній області.

2. Розроблено структурну схему керування ГЦН з частотним керуванням, що базується на каскадній організації: зовнішній контур регулювання витрати Q та внутрішній контур регулювання швидкості ω , з урахуванням обмежень електроприводу (струм/момент/потужність) і захистів.

3. Розраховано передатні функції основних ланок (насос, гідромережа, електродвигун, ПЧ, датчики витрати та швидкості), що забезпечило формальну основу для синтезу ПІ/ПІД-регуляторів та порівняння альтернативних структур керування.

4. Сформульовано задачі оптимізації налаштування регуляторів за трьома цілями: максимум енергоефективності, максимум надійності та максимум комплексного показника якості, з включенням штрафів за порушення обмежень і режимного фактора.

5. Розроблено структуру САК, що забезпечує узгодження різнорідних вимог (динаміка–енергоефективність–надійність–обмеження–режимність) шляхом використання комплексного показника якості I_{Σ} з ваговими коефіцієнтами.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГОЛОВНИХ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ АЕС В ПУСКОВИХ ТА СТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМАХ

4.1. Розробка імітаційної моделі ГЦН

Імітаційна модель необхідна для синтезу регулятора, оцінка енерговитрат, дослідження параметрів надійності/вібрації, перевірка режимів.

Структурна схема моделі показана на рис. 4.1.

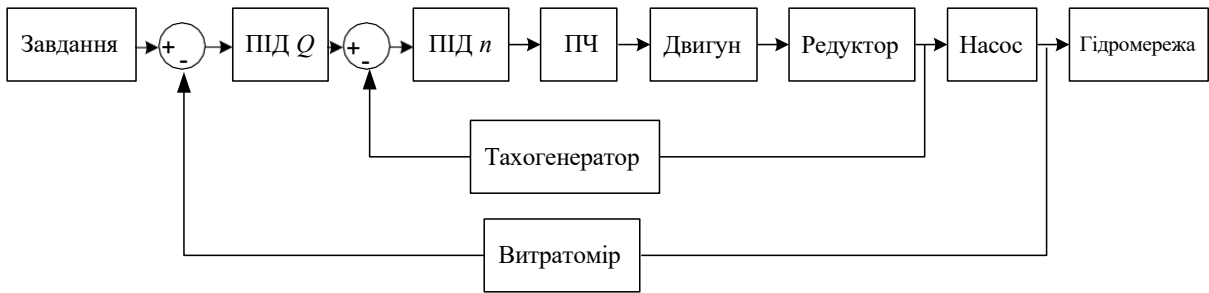


Рисунок 4.1 – Функціональна схема імітаційної моделі

Алгоритмічна схема показана на рис. 4.2.

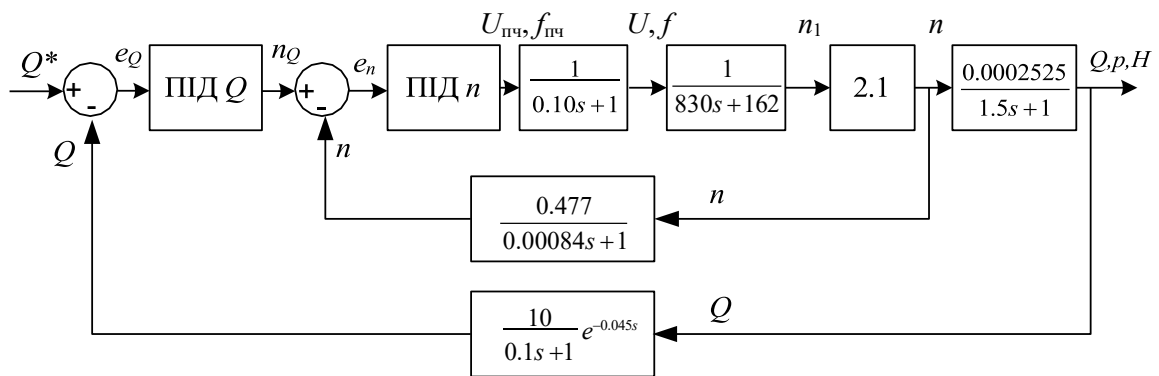


Рисунок 4.2 – Алгоритмічна схема

На основі алгоритмічної схеми, імітаційна схема в MatLab/Simulink, показана на рис. 4.3.

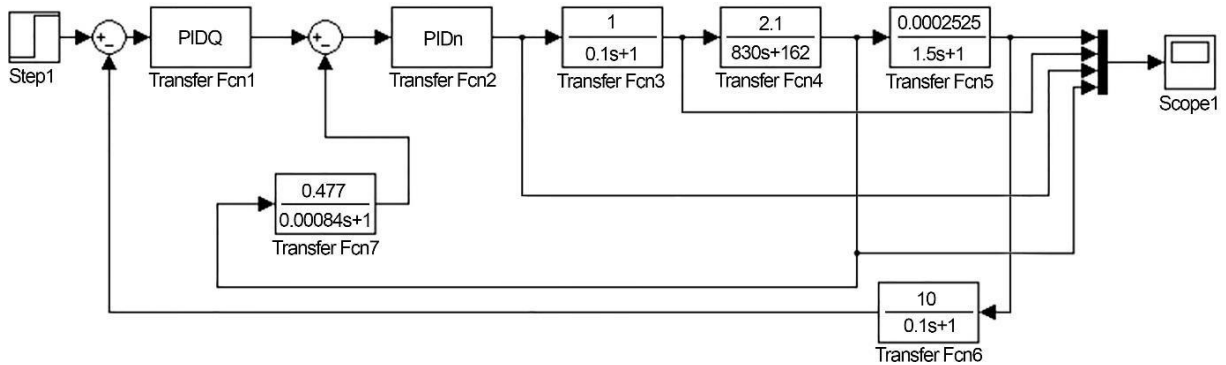


Рисунок 4.3 – Імітаційна схема

4.2. Дослідження пуску потужного двигуна насосу в середовищі MathCad за різними способами

Для розробки програми дослідження пускових характеристик обране середовище MathCad. Ця математична оболонка дозволяє швидко і відносно просто провести моделювання необхідного процесу, вона гнучка, що дозволяє на одній програмі одержувати кілька характеристик при різних значеннях вхідних даних.

Дослідження проводилися для 3-х режимів пуску:

- прямий пуск:

$$U_a(t) := \begin{cases} 0 & \text{if } t \leq 600 \\ \cos(t) & \text{if } (600 < t < 1205) \\ \cos(t) & \text{otherwise} \end{cases}$$

- пуск на зниженій напрузі, при східчастій зміні напруги:

$$U_a(t) := \begin{cases} 0 & \text{if } t \leq 600 \\ 0.7 \cos(t) & \text{if } (600 < t < 900) \\ \cos(t) & \text{otherwise} \end{cases}$$

- пуск при зміні напруги за експонентним законом:

$$U_a(t) := \begin{cases} 0 & \text{if } t \leq 600 \\ \left[1 - e^{\frac{(-t+600)}{600}} \right] \cdot \cos(t) & \text{if } (600 < t < 1205) \\ \cos(t) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Результатами дослідження є: характеристики моменту, струму, частоти обертання і потужності.

Результати дослідження представлені на рис. (Г.1-Г.5).

4.3. Експериментальні дослідження роботи насоса при керуванні гідромуфтою

Основні паспортні дані насоса потужністю 8 МВт наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Паспортні дані електронасосу

Номінальна потужність двигуна $N_{дв}$, кВт	Витрата Q , м ³ /год (м ³ /с)	Натиск H , м	Частота обертання n , об/хв	Тип електродвигуна
8000	600 (0,1667)	3500	5000-6500 (5 щаблів)	АТД АВ 8000/6000

Регулювання здійснюється гідромуфтою, частота обертання двигуна 2960 об/хв.

Експериментальні характеристики насоса та мережі наведені у таблиці 4.2. та на рис. 4.4.

Температура на вхідному патрубку $T=165^{\circ}\text{C}$, тиск $p=22$ атм.

Таблиця 4.2 – Експериментальні характеристики ГЦН та мережі

Витрата $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	Натиск $H, \text{ м}$, при частоті $n, \text{ с}^{-1}$:					Потужність $N, \text{ кВт}$, при частоті $n, \text{ с}^{-1}$:					ККД $\eta, \%$, при частоті $n, \text{ с}^{-1}$:				
	108,3	105	100	91,67	83,3	108,3	105	100	91,67	83,3	108,3	105	100	91,67	83,3
0,04444	4125	3885	3510	2955	2423	5352	5176	4735	4118	3441	30,5	30	29,3	28,6	27,8
0,06111	4115	3865	3492	2915	2401	5764	5588	5194	4470	3753	39	38	37	36	35
0,07778	4074	3815	3435	2868	2354	6176	5967	5559	4764	4059	46	44,5	43,5	42	40
0,09444	4009	3752	3372	2793	2278	6590	6411	5882	5102	4353	51,7	50	48,3	46,7	44,8
0,11111	3928	3654	3289	2695	2191	6941	6764	6176	5353	4589	56,5	54,3	52,3	50	48,1
0,12778	3818	3551	3186	2592	2083	7205	7056	6471	5585	4706	60,1	58,1	55,8	52,7	50,1
0,14444	3695	3431	3053	2483	1952	7529	7323	6706	5735	4853	63,1	60,8	58,5	55	52
0,16111	3548	3288	2913	2332	1802	7794	7588	6912	5882	4884	66	62,7	60,2	56,9	53,1
0,17778	3395	3121	2742	2164	1656	7942	7735	7060	5913	4924	67,7	64,2	61,8	58,1	52,8
0,19444	3207	2948	2571	1951	1455	8087	7824	7118	6002	4999	69,1	64,8	61,7	57,6	52,1

Продовження таблиці 4.2

Витрата $Q, \text{ м}^3/\text{с}$	Втрати потужності $N, \text{ кВт}$, при частоті $n, \text{ с}^{-1}$:					Потужність при керуванні гідромурфтою $N_{\text{ГМ}}, \text{ кВт}$			Потужність при керуванні дроселюванням $N_{\text{др}},$ кВт			Різниця потужност ей $N_{\text{др}}-N_{\text{ГМ}},$ кВт			Натис к мереж і, $H_{\text{м}},$ м					
	108,3	105	100	91,67	83,3															
0,0444	3719,	3623,	3347,	2940,	2484,											1420				
4	6	2	6	3	4															
0,0611	3516,	3464,	3272,	2860,	2439,											1520				
1	0	6	2	8	5															
0,0777	3335,	3311,	3140,	2763,	2435,											1650				
8	0	7	8	1	4															
0,0944	3183,	3205,	3041,	2719,	2402,											1780				
4	0	5	0	4	9															
0,1111	3019,	3091,	2946,	2676,	2381,	458			462				3			1930				
1	3	1	0	5	7	9			3				4							
0,1277	2874,	2956,	2860,	2641,	2348,	470	558		474	562			3	4		2083				
8	8	5	2	7	3	6	5		1	5			5	0						
0,1444	2778,	2870,	2783,	2580,	2329,		573	670			577	675			4	4	2483			
4	2	6	0	8	4		5	6			6	2			1	6				
0,1611	2650,	2830,	2751,	2535,	2290,			691	758			696	763			4	4	2913		
1	0	3	0	1	6			2	8			0	7			8	9			
0,1777	2565,	2769,	2696,	2477,	2324,				773	794			778	799			5	4	3395	
8	3	1	9	5	1				5	2			5	0			0	8		
0,1944	2498,	2754,	2726,	2544,	2394,					808				808					0	
4	9	0	2	8	5					7				7						

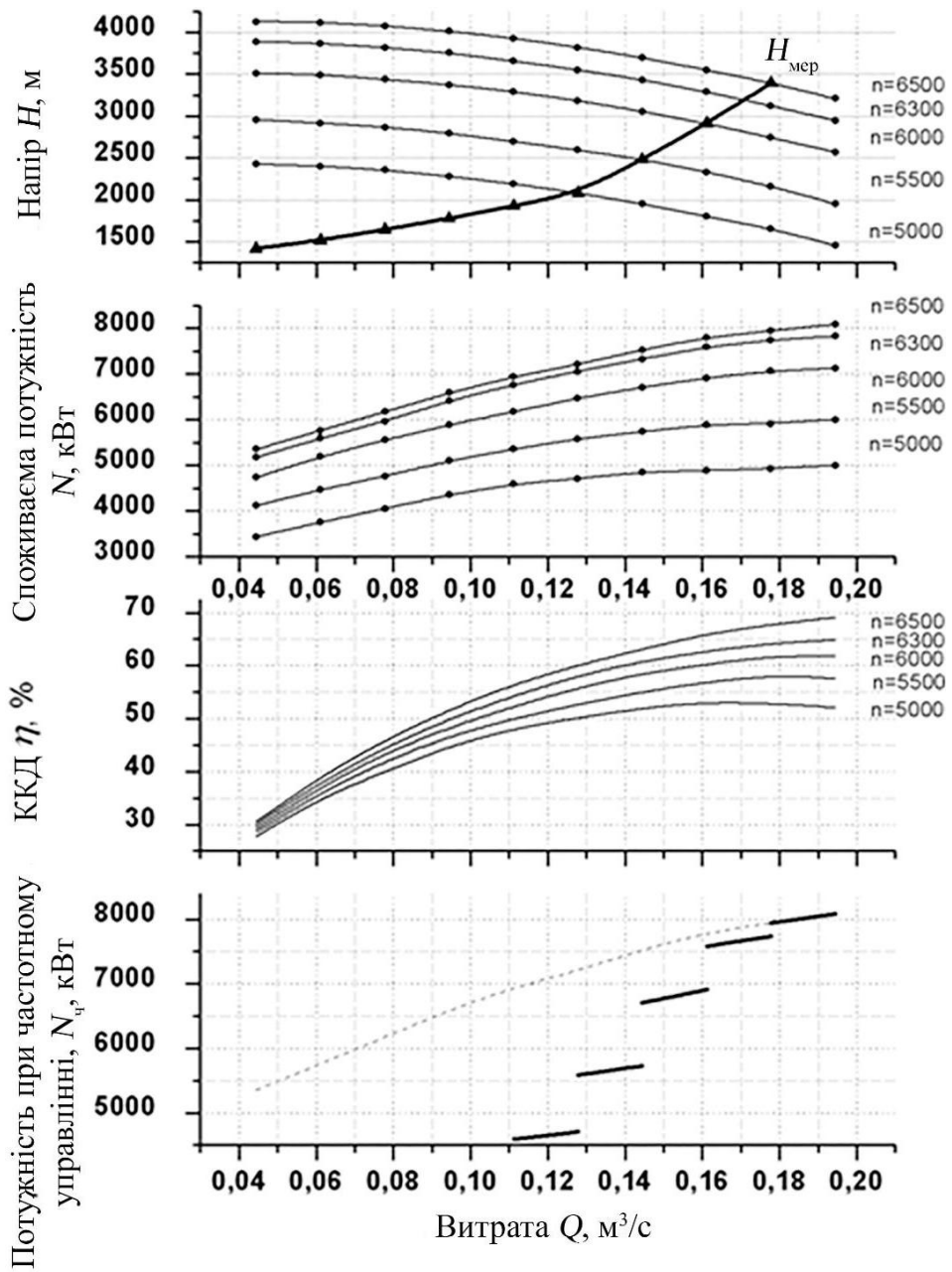


Рисунок 4.4 – Експериментальні характеристики насосу 8000 кВт

На рис. 4.4. показана енергетична характеристика насоса при 5-ступінчастому частотному управлінні (гідромуфта).

Робочий діапазон подачі від 011 до 019 м³/с. Робочий тиск: 2000-3500 м, Максимальне ККД 70%. Максимальна споживана потужність – 8000 кВт.

З експериментальних характеристик можна отримати різницю споживаної потужності насоса в залежності від способу регулювання (дросельне та гідромуфта). Вона показана на рис. 4.5.

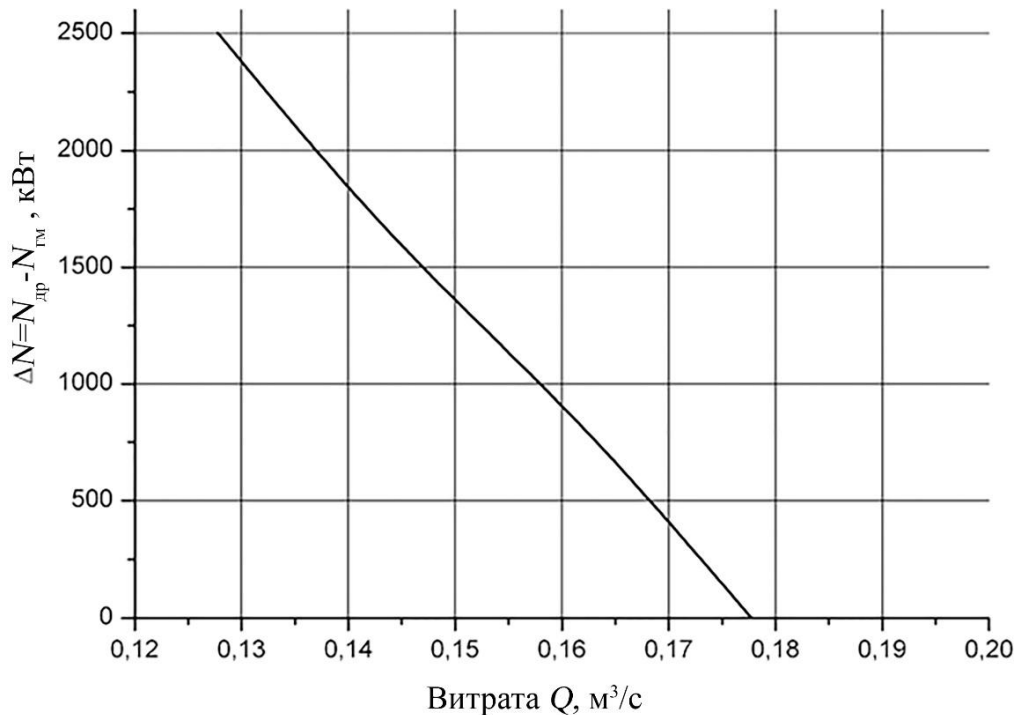


Рисунок 4.5 – Різниця споживаної потужності живильним насосом в залежності від способу регулювання (дросельне та гідромуфтою)

4.4. Дослідження роботи ГЦН за різними законами керування

На основі імітаційної моделі та задач оптимізації за різними критеріями якості, отримані перехідні характеристики витрати та потужності за різними налаштуваннями регулятора. Налаштування регуляторів за кожним сценарієм наведено в таблиці 4.3.

Отримання параметрів регуляторів для сценарію надійності (для прикладу)

1. Вихідні вимоги до надійності.

Для ГЦН на АЕС надійність означає відсутність перерегулювання витрати $M_p \approx 0\%$ (щоб не розгойдувати гідравліку); мінімізація швидких змін режиму (проксі вібрацій): мінімізувати RMS похідних dQ/dt і dp/dt ; нуль штрафів без перевищення $P_{ном}$, без виходу Q за допустиму смугу, без надто різких розгонів; прийнятна, але не максимальна швидкодія (надійність важливіша за швидкість).

2. Структурне рішення: для сценарію надійності вимикається диференціальну складову (тобто регулятор стає ПІ), бо похідна підсилює шум/квантування, підвищує високочастотну складову керування, може збуджувати вібрації та гідродинамічні коливання.

Тобто:

- зовнішній контур витрати:

$$R_Q(s) = K_{пQ} \left(1 + \frac{1}{T_{iQ}s} \right); \quad (4.1)$$

- внутрішній контур швидкості:

$$R_\omega(s) = K_{п\omega} \left(1 + \frac{1}{T_{i\omega}s} \right). \quad (4.2)$$

3. Принцип вибору чисел (каскад + “повільніше і демпфовано”)

Робиться це як типова інженерна настройка каскаду:

Крок 1. Встановити розділення швидкодії контурів:

внутрішній контур ω має бути приблизно у 8–10 разів швидший, ніж зовнішній контур Q .

Звідси – у надійності $T_{i\omega}$ значно менший за T_{iQ} .

Крок 2. Зменшити $K_{пQ}$ і збільшити T_{iQ} , щоб уникнути перерегулювання, зменшити dQ/dt , зробити перехід максимально плавним.

Крок 3. Зробити $K_{п\omega}$ помірним і $T_{i\omega}$ не надто малим, щоб внутрішній контур не “смикав” момент/струм.

4. Конкретні параметри, які прийняті для забезпечення надійності

Зовнішній ПІ за витратою Q : $K_{пQ}=0.30$; $T_{iQ}=30$ с; $T_{дQ}=0$, $T_{фQ}=0$.

Внутрішній ПІ за швидкістю ω : $K_{п\omega}=1.00$; $T_{i\omega}=2.00$ с; $T_{д\omega}=0$, $T_{ф\omega}=0$.

Таблиця 4.3 – Параметри налаштування регуляторів

Сценарій	Неоптимальне	Енергоефективність	Надійність	Комплексний максимум
$K_{пQ}$	0.85	0.55	0.30	0.40
T_{iQ} , с	10.0	16.0	30.0	22.0
$T_{дQ}$, с	2.50	1.00	0.00	0.80
$T_{фQ}$, с	0.25	0.10	0.00	0.08
$K_{п\omega}$	2.00	1.50	1.00	1.30
$T_{i\omega}$, с	0.70	1.20	2.00	1.50
K_{iQ}	0.0850	0.08	0.00	0.06
$K_{дQ}$	2.125	0.008	0.00	0.006
$K_{i\omega}$	2.8571	0.03438	0.0100	0.01818
$K_{д\omega}$	0.240	0.550	0.000	0.320
$T_{д\omega}$, с	0,12	1.2500	0.5000	0.8667
$T_{ф\omega}$, с	0,012	0.120	0.000	0.078

Перехідні характеристики витрати наведено на рис. 4.6-4.7.

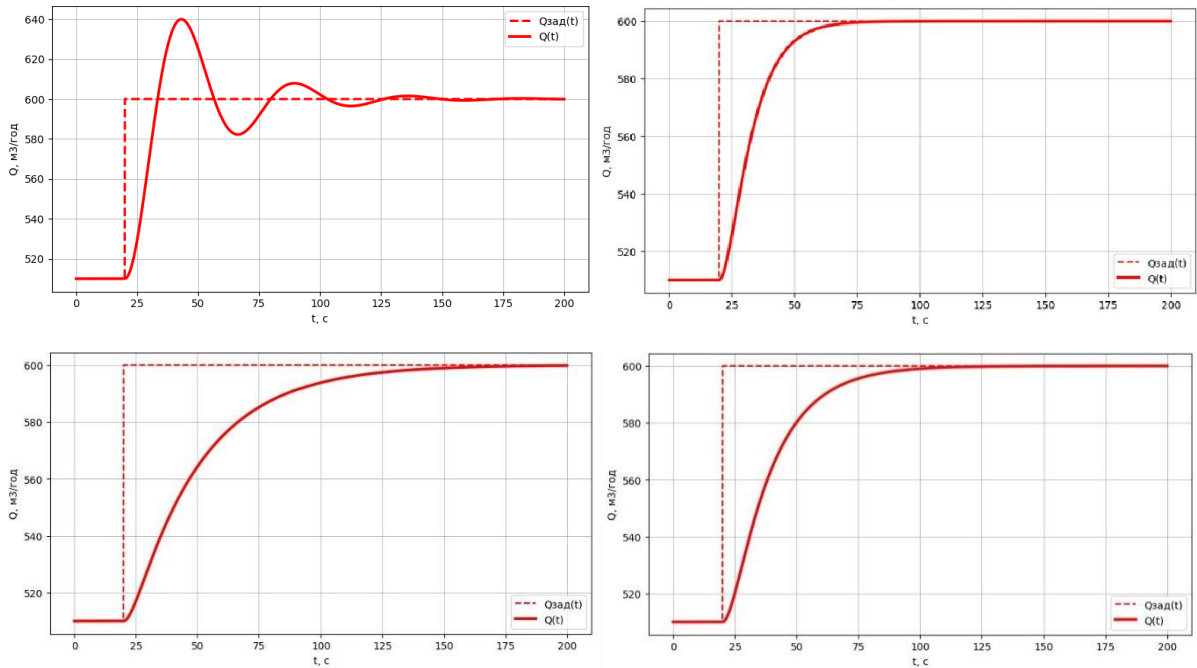


Рисунок 4.6 – Перехідні процеси витрати за різними законами керування. а) – неоптимальне керування; б) – оптимізоване за критерієм енергоефективності; в) – оптимізоване за критерієм надійності; г) – оптимізоване за критерієм максимуму комплексного показника якості.

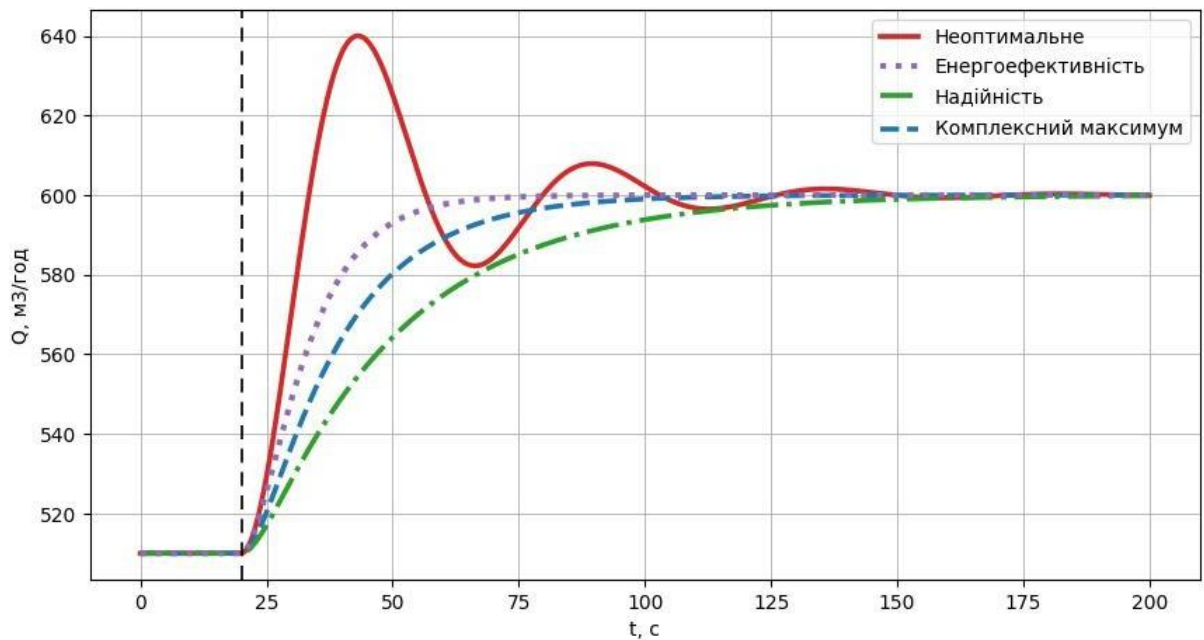


Рисунок 4.7 – Перехідні процеси витрати за різними законами керування.

Аналіз перехідного процесу витрати $Q(t)$

1) Неоптимальне налаштування

Найшвидший розгін ($t_{\text{нар}} 10\text{--}90\% = 9.0 \text{ с}$), але за рахунок дуже низького демпфування.

Велике перерегулювання = 44.4%: пік $Q_{\text{пік}} = 640 \text{ м}^3 \text{ год}$ – це суттєвий вихід за потрібний режим.

Усталення ($\pm 2\%$) = 52.7 с: тобто “довго коливається”, хоча формально вихід у смугу не найдовший.

Така настройка дає агресивну реакцію, але створює ризики для гідравліки (динамічні навантаження) і для ресурсу (вібрації).

2) Оптимізація за максимальною енергоефективністю

дуже мала коливальність, перерегулювання лише 0.63% (пік $Q_{\text{пік}} \approx 600.6 \text{ м}^3 \text{ год}$).

$t_{\text{нар}} = 29.8 \text{ с}$, $t_{\text{уст}} = 36.8 \text{ с}$ – найкраща динаміка, висока енергоефективністю.

3) Оптимізація за максимальною надійністю

Найплавніший перехід, перерегулювання 0%.

$t_{\text{нар}} = 90.1 \text{ с}$, $t_{\text{уст}} = 95.5 \text{ с}$ – найдовше, але мінімальні швидкості зміни витрати dQ/dt .

Це найкраще для вібрацій/ресурсу, бо прибирає “удари” режиму та знижує імовірність небажаних гідродинамічних явищ.

4) Максимум комплексного показника якості

Компромісний результат: Перерегулювання 0%: витрата зростає плавно і монотонно.

$t_{\text{нар}} = 54.0 \text{ с}$, $t_{\text{уст}} = 58.5 \text{ с}$ – перехід повільніший, але без “зайвих розгонів” вище завдання.

Енергоефективність досягається за рахунок відмови від швидкого “підхвату” і усунення коливань (менше пікової швидкості та потужності).

Перехідні характеристики потужності наведено на рис. 4.8-4.9.

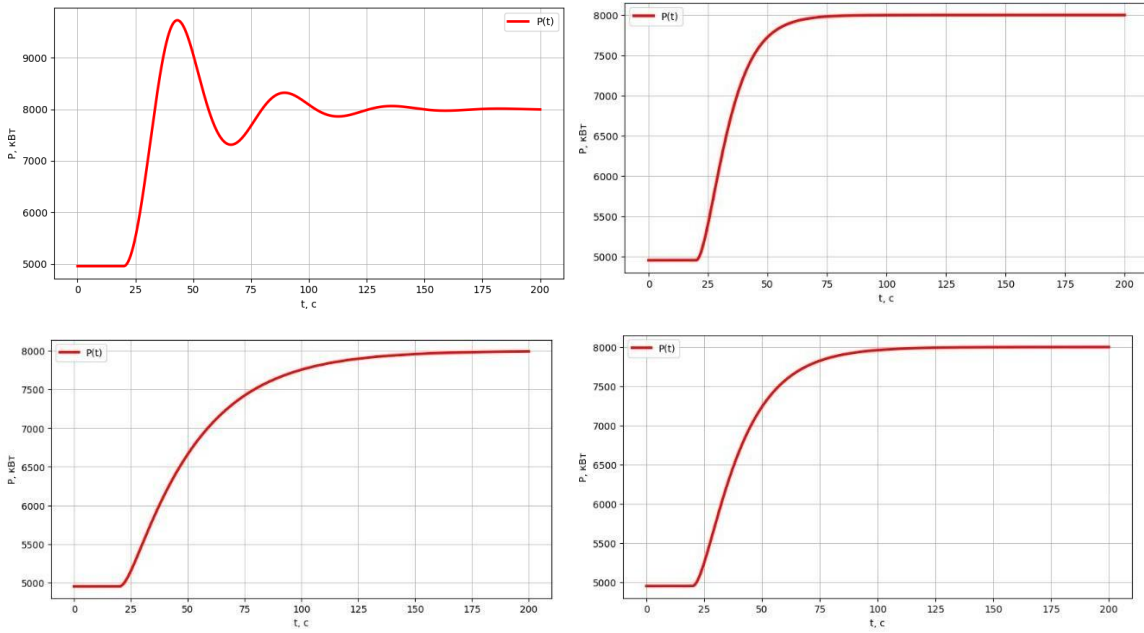


Рисунок 4.8 – перехідні процеси витрати за різними законами керування. а) – неоптимальне керування; б) – оптимізоване за критерієм енергоефективності; в) – оптимізоване за критерієм надійності; г) – оптимізоване за критерієм максимуму комплексного показника якості.

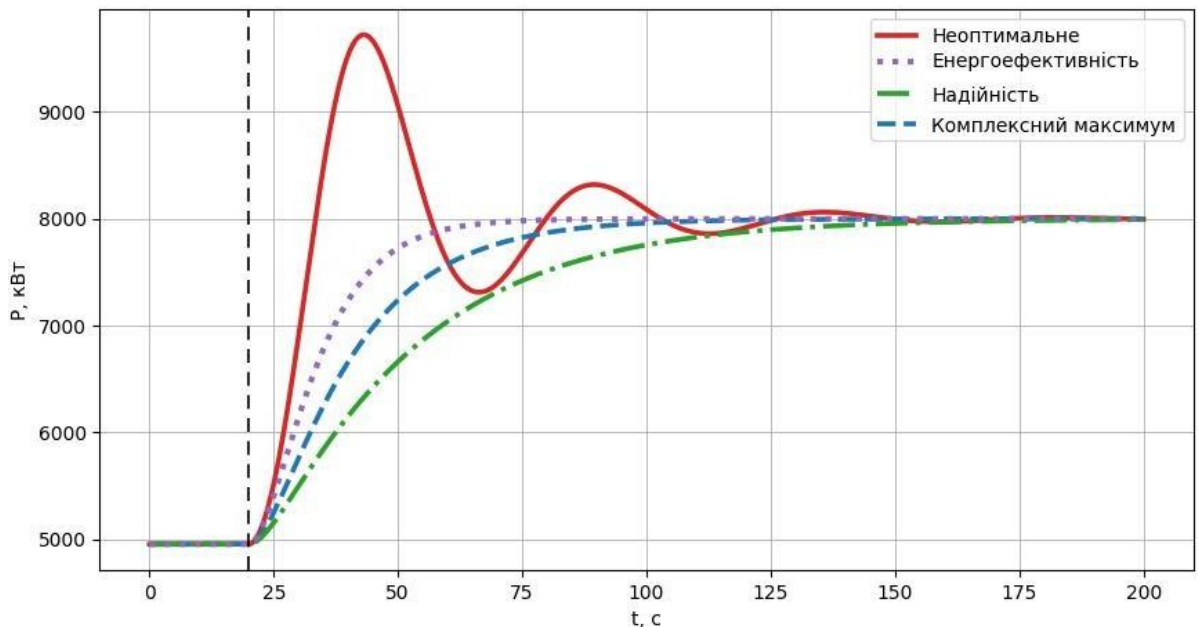


Рисунок 4.9 – перехідні процеси витрати за різними законами керування

Аналіз перехідного процесу потужності $P(t)$

Для частотного керування потужність сильно пов'язана з витратою (у спрощенні типу $P \sim Q^3$), тому: коливання $Q \rightarrow$ ще сильніші піки P , плавність Q майже автоматично робить плавною P .

1) Неоптимальне налаштування

Найбільший пік потужності: $P_{\text{пік}}=9726\text{кВт}$ (суттєво вище 8 МВт).

Це означає перевантажувальні режими для двигуна/ПЧ (або роботу на межі струмових лімітів), плюс зайві теплові та електромагнітні навантаження.

2) Максимальна енергоефективність

Помірний пік: $P_{\text{пік}}=8023\text{ кВт}$ – дуже близько до номіналу, без перевантажень.

3) Максимальна надійність

Найнижчий пік: $P_{\text{пік}}=7950\text{ кВт}$ і найгладший профіль.

4) Комплексний максимум

Піків практично немає: $P_{\text{пік}}=7998\text{ кВт}$ (майже рівно номінал).

Висновок по вибору налаштування

Неоптимальне: швидко, але дуже ризиковано (піки Q і особливо P).

Енергоефективність: без піків, але повільніше.

Надійність: максимально щадний режим, найдовший перехід, мінімальні навантаження.

Комплексний максимум: найкращий баланс – швидко, майже без перерегулювання і без перевантаження потужності.

4.5. Аналіз втрат енергії в перехідних режимах

Для аналізу втрат енергії у перехідних режимах, розкладемо їх на 2 фізично зрозумілі складові (обидві невід’ємні):

Надлишкова енергія від перерегулювання/коливань потужності:

$$E_{\text{надл}} = \int_{t_0}^{t_1} \max(0, P(t) - P_f) dt, \quad (4.3)$$

та енергія через інерційність (дефіцит подачі):

$$\Delta V = \frac{1}{3600} \int_{t_0}^{t_1} \max(0, Q_f - Q(t)) dt, \quad E_{\text{доп}} = \frac{P_f}{Q_f} \Delta V. \quad (4.4)$$

Підсумкові перехідні втрати $E_{\text{втрати}} = E_{\text{надл}} + E_{\text{доп}}$.

Розрахунок для двох інтервалів:

перехід: $t_1 = t_0 + t_{\text{уст}}$ (до входу в $\pm 2\%$)

та після стрибка: $t_1 = 200$ с (інтервал 20–200 с).

Перехідні втрати до усталення (до $t_{\text{уст}}$)

Сценарій	$t_{\text{уст}}$, с	$E_{\text{надл}}$, кВт·год	$E_{\text{доп}}$, кВт·год	$E_{\text{втрати}}$, кВт·год
Неоптимальне	52.7	6.83	1.31	8.14
Енергоефективність	24.9	0.00	4.24	4.24
Надійність	61.2	0.00	9.39	9.39
Комплексний максимум	38.4	0.00	6.19	6.19

Втрати на інтервалі 20–200 с:

Сценарій	$E_{\text{надл}}$, кВт·год	$E_{\text{доп}}$, кВт·год	$E_{\text{втрати}}$, кВт·год	ΔV , м ³	$P_{\text{пік}}$, кВт
Неоптимальне	8.42	1.17	9.59	0.088	9724
Енергоефективність	0.00	4.65	4.65	0.349	8000
Надійність	0.00	10.63	10.63	0.797	7993
Комплексний максимум	0.00	6.93	6.93	0.520	8000

4.6. Аналіз показників якості ГЦН за різними законами оптимізації

Для АЕС зазвичай пріоритети такі: надійність (вібрація) + штрафи/обмеження вище, ніж енергоефективність; динаміка важлива, але не ціною ресурсу.

Типові вагові коефіцієнти такі ($\sum w_i=1$):

$$w_{\text{дин}}=0.20;$$

$$w_{\text{ен}}=0.15;$$

$$w_{\text{віб}}=0.30;$$

$$w_{\text{штр}}=0.25;$$

$$w_{\text{реж}}=0.10.$$

Комплексний показник:

$$I_{\Sigma}=w_{\text{дин}}I_{\text{дин}}+w_{\text{ен}}I_{\text{ен}}+w_{\text{віб}}I_{\text{віб}}+w_{\text{штр}}I_{\text{штр}}+w_{\text{реж}}I_{\text{реж}}. \quad (4.5)$$

Наведемо приклад розрахунку для сценарію надійності:

Вихідні виміряні (з імітації) величини для надійність:

$$M_p=0\%$$

$$t_{\text{уст}}=61.2 \text{ с (вхід у смугу } \pm 2\% \text{ після стрибка)}$$

$$t_{\text{нар}}=63.4 \text{ с (10–90\%)}$$

$$Q_{\text{пик}}=599.82 \text{ м}^3 \text{ год (тобто без перевищення 600)}$$

$$P_f=8000 \text{ кВт (стаціонарна потужність при } Q_f=600 \text{ м}^3 \text{ год)}$$

Перехідні втрати енергії на інтервалі 20–200 с:

$$E_{\text{вт}}=10.6304 \text{ кВт}\cdot\text{год}$$

$$\text{Дефіцит об'єму (недоподача в перехідному)} \Delta V=0.7973 \text{ м}^3$$

RMS похідних (проксі вібрацій):

$$v_Q=\text{RMS}(dQ/dt)=0.8383 \text{ (м}^3 \text{ год) с};$$

$$v_{P_{\text{норм}}}=\text{RMS}(dP/dt)/P_{\text{норм}}=0.003391;$$

$$M_{\text{рет}}=5\%;$$

$$t_{\text{устет}}=40 \text{ с};$$

$$t_{\text{нарет}}=25 \text{ с};$$

$E_{\text{ст}}=8$ кВт·год;

для штрафів $S_{\text{ст}}=30$.

1. Показник динаміки $I_{\text{дин}}$

$$D = 0.50 \frac{M_p}{M_{\text{рег}}} + 0.40 \frac{t_{\text{уст}}}{t_{\text{уст.ет}}} + 0.10 \frac{t_{\text{нар}}}{t_{\text{нар.ет}}} \quad (4.6)$$

і сам показник:

$$I_{\text{дин}} = \frac{1}{1+D}, \quad (4.7)$$

$$D = 0.50 \frac{0}{5} + 0.40 \frac{61.2}{40} + 0.10 \frac{63.4}{25} = 0 + 0.612 + 0.2536 = 0.8656, \quad (4.8)$$

$$I_{\text{дин}} = \frac{1}{1+0.8656} = 0.5360. \quad (4.9)$$

2. Показник енергоефективності $I_{\text{ен}}$

Перехідні втрати $E_{\text{вт}}=E_{\text{надл}}+E_{\text{доп}}$

$$E_{\text{надл}} = \frac{1}{3600} \int_{t^0}^{t_k} \max(0, P(t) - P_f) dt \quad (4.10)$$

$$\Delta V = \frac{1}{3600} \int_{t_0}^{t_k} \max(0, Q_f - Q(t)) dt, \quad E_{\text{доп}} = \frac{P_f}{Q_f} \Delta V. \quad (4.11)$$

Для “Надійність” отримано $E_{\text{надл}}=0$ (піків вище P_f нема), $\Delta V=0.7973$ м³,
 $P_f / Q_f=8000/600=13.333$ кВт·год на м³, $E_{\text{доп}}=13.333 \cdot 0.7973=10.6304$ кВт·год,
 $E_{\text{вт}}=10.6304$ кВт·год

Нормований показник:

$$I_{\text{ен}} = \frac{1}{1 + \frac{E_{\text{вт}}}{E_{\text{ст}}}} = \frac{1}{1 + \frac{10.6304}{8}} = 0.4294. \quad (4.12)$$

3. Показник надійності (вібрації) $I_{\text{віб}}$

Використовуємо проксі-індекс плавності:

$$v = \frac{vQ}{4} + 2vP_{\text{норм}}, \quad (4.13)$$

$$I_{\text{віб}} = \frac{1}{1 + \frac{v}{v_{\text{ет}}}}, \quad v_{\text{ет}} = 1, \quad (4.14)$$

$$v = \frac{0.8383}{4} + 2 \cdot 0.003391 = 0.2096 + 0.0068 = 0.21635, \quad (4.15)$$

$$I_{\text{віб}} = \frac{1}{1 + 0.21635} = 0.82213. \quad (4.16)$$

4. Показник штрафів $I_{\text{штр}}$

Штрафна функція:

$$S = \int_{t_0}^{t_k} \frac{\max(0, P(t) - P_{\text{ном}})}{P_{\text{ном}}} + \frac{\max(0, Q(t) - 1.02Q_f)}{Q_{\text{ном}}} + 0.2 \frac{\max(0, |dQdt| - 5)}{5} dt \quad (4.17)$$

$$I_{\text{штр}} = \frac{1}{1 + \frac{S}{S_{\text{ет}}}}, \quad S_{\text{ет}} = 30. \quad (4.18)$$

У “Надійність” перевищень не було, тобто $S=0 \Rightarrow I_{\text{штр}}=1$.

5. Режимний показник $I_{\text{реж}}$

Як частка часу після стрибка, коли витрата в смузі $\pm 2\%$:

$$I_{\text{реж}} = \frac{T_{\text{в смузі}}}{T_{\text{всього}}}; \quad I_{\text{реж}} = 0.66056. \quad (4.19)$$

(тобто приблизно 118.9 с із 180 с після стрибка – у смузі).

6. Комплексний показник I_{Σ} для “Надійність”

$$I_{\Sigma} = 0.2 \cdot 0.5360 + 0.15 \cdot 0.4294 + 0.30 \cdot 0.82213 + 0.25 \cdot 1 + 0.10 \cdot 0.66056 = 0.73431$$

Розрахунок показників якості та комплексного показника якості за усіма сценаріями, наведено у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Розрахунок показників якості за різними законами керування

Сценарій	$I_{дин}$	$I_{ен}$	$I_{віб}$	$I_{штр}$	$I_{реж}$	I_{Σ}
Неоптимальне керування	0,166	0,395	0,606	0,838	0,766	0,560
Енергоефективність як ціль	0,702	0,632	0,753	1	0,767	0,788
Надійність як ціль	0,536	0,429	0,822	1	0,661	0,734
Комплексний показник як ціль	0,685	0,566	0,789	1	0,862	0,795

Візуально показники якості за різними сценаріями (законами) керування, показані на рис.4.10

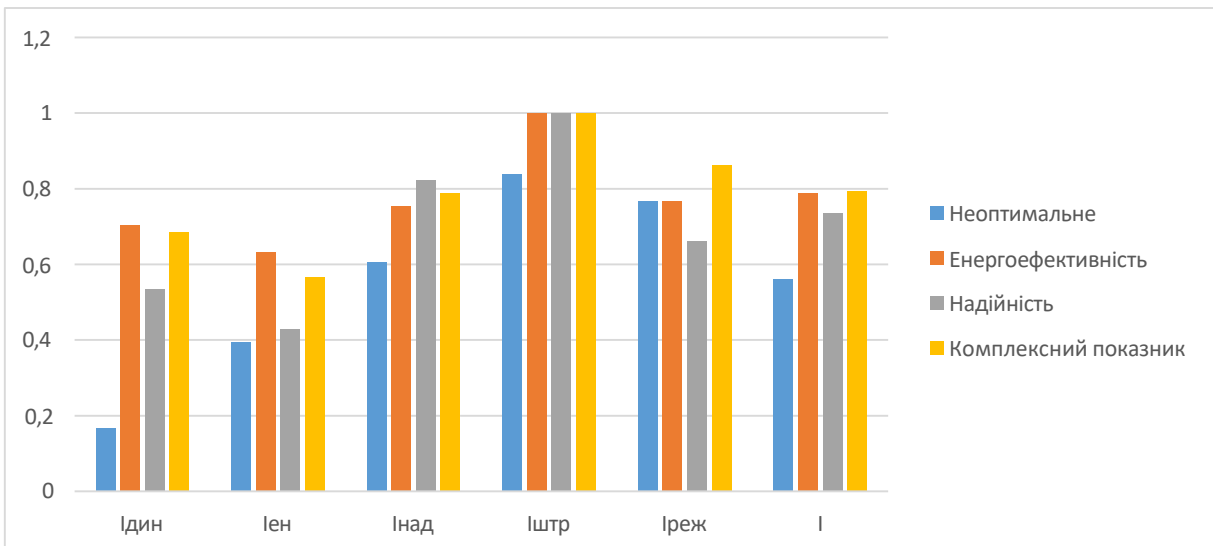


Рисунок 4.10 – Показники якості за різними законами керування

ТЕХНІЧНІ УМОВИ

ТУ У 40.10.10.100.010 2025

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИСОКИХ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ РОБОТИ
ГОЛОВНИХ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ НАСОСІВ ПРИ ЇХ
АВТОМАТИЗОВАНОМУ КЕРУВАННІ**

Чинний від _____

1 Сфера застосування

1.1 Ці технічні умови встановлюють вимоги до показників якості роботи ГЦН та до системи автоматизованого керування, яка забезпечує досягнення заданих показників якості в робочих режимах першого контуру АЕС.

1.2 ТУ поширюються на:

- насосний агрегат (ГЦН) з електродвигуном високої потужності;
- перетворювач частоти (ПЧ) для частотного регулювання;
- засоби КІПіА (витрата, тиск, температура, вібрація, швидкість обертання тощо);
- програмно-технічний комплекс керування (контролер/ПЛК/ПТК, мережі, АРМ);
- алгоритми керування (PI/PID, каскад, feedforward, gain scheduling, MPC/робастні – за проєктом).

1.3 ТУ застосовують під час:

- проєктування/модернізації САК ГЦН;
- налаштування регуляторів;
- проведення випробувань (FAT/SAT);
- експлуатації, ТОіР, діагностики.

2 Нормативні посилання

Рекомендується включити, зокрема:

- нормативи з ядерної та радіаційної безпеки (НП 306...);
- документи НАЕК (СОУ НАЕК ...);
- стандарти з класифікації ІКС та вимог до систем керування АЕС (ІЕС 61226, ІЕС 61513);
- стандарти з надійності (ДСТУ 2861...2864, ДСТУ 3004 тощо);
- стандарти з випробувань/функціональної безпеки/оцінювання.

3 Терміни, визначення та скорочення

3.1 Терміни – відповідно до чинних ДСТУ/ІЕС у галузі АЕС та автоматизації.

3.2 Скорочення:

ГЦН – головний циркуляційний насос;

САК – система автоматизованого керування;

ІКС – інформаційно-керуюча система;

ТОіР – технічне обслуговування і ремонт;

ПЧ – перетворювач частоти;

КІПіА – контрольно-вимірювальні прилади та автоматика;

FAT/SAT – заводські/об'єктові приймально-здавальні випробування;

Q – витрата; H – напір; P – потужність; ω – кутова швидкість (частота обертання).

4 Технічні вимоги

4.1 Загальні вимоги

4.1.1 САК ГЦН повинна забезпечувати:

- стабілізацію витрати Q (або іншого технологічного параметра – за техзавданням) шляхом керування швидкістю обертання ω через ПЧ;
- роботу в режимах: пуск, нормальна робота, збурення, вибіг;

- виконання обмежень за струмом/моментом/потужністю, мінімально допустимою витратою, запасом NPSH (за наявності даних), температурою підшипників, допустимими рівнями вібрації;

- безпечні відмовні режими, самодіагностику, журналювання, передачу даних в АСУ ТП/верхній рівень.

4.1.2 Керування дросельною засувкою та гідромурфтою не застосовується: регулювання здійснюється лише ПЧ.

4.2 Вимоги до структурної побудови САК

4.2.1 Рекомендована структура:

- зовнішній контур регулювання витрати Q (ПІ/ПІД);

- внутрішній контур регулювання швидкості ω (ПІ/ПІД) з обмеженнями за струмом/моментом;

- коригувальні канали (за перепадами тиску/положенням арматури/температурою), адаптація, робастні/предиктивні алгоритми.

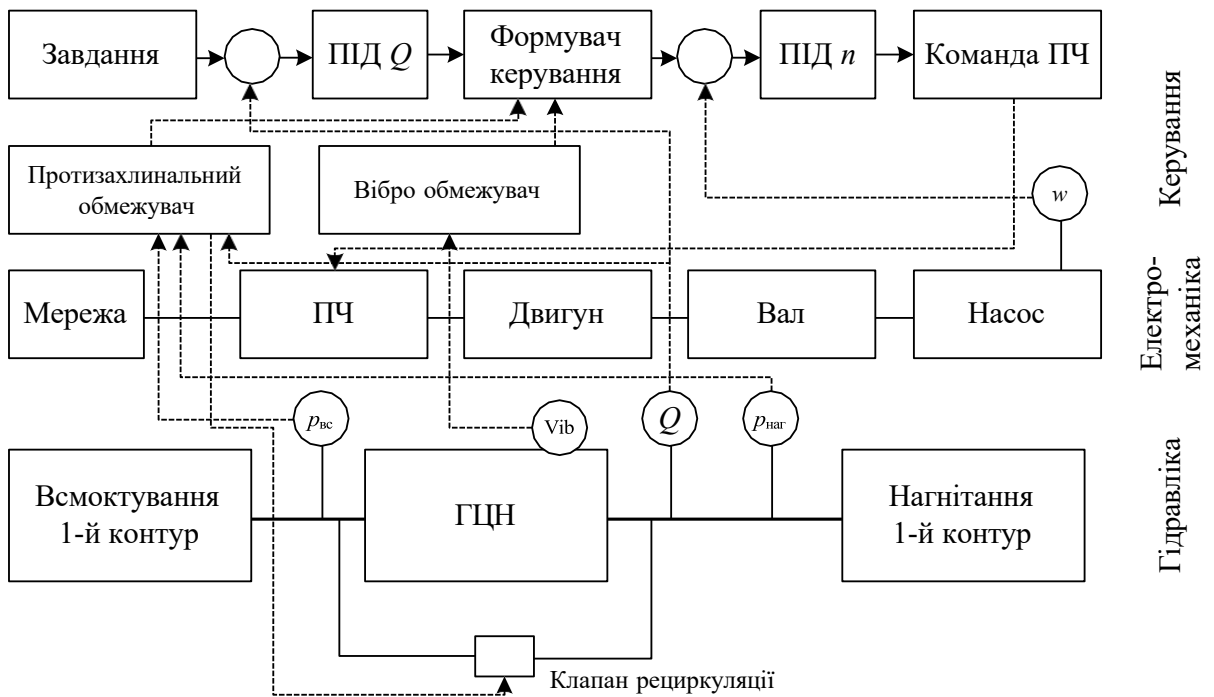
4.2.2 Обов'язкові функції:

- антинасичення інтегратора (anti-windup);

- обмеження швидкості зміни завдання ω (рампування);

- діагностика датчиків (обрив/КЗ/вихід за діапазон/погана якість сигналу);

- алгоритми безпечного переведення в ручний режим.



Структурна схема САК ГЦН

4.3 Показники якості та їх нормування

У цих ТУ приймається, що комплексний показник якості складається з 5 складових:

1) динаміка, 2) енергоефективність, 3) надійність (вібрація), 4) штрафи/обмеження, 5) режимний показник.

4.3.1 Базові вимірювані метрики

- перерегулювання витрати: M_{pQ} , %
- час усталення: $t_{устQ}$, с (наприклад у смузі $\pm 2\%$)
- інтегральні помилки: IAE_Q , ISE_Q , $ITAE_Q$
- пікова потужність: $P_{пик}$, кВт
- перехідні втрати енергії: $E_{вт}$, кВт·год
- RMS вібрації: V_{rms} або інший нормований показник (за ISO/IEC/внутрішніми нормами)

- тривалість перебування параметрів у допустимій зоні: T_b , с

4.4 Нормовані показники якості (0...1)

Усі показники визначаються так, що чим більше – тим краще.

4.4.1. Показник динаміки $I_{\text{дин}}$

Нормована штрафна функція:

$$D = a_1(M_{pQ}/M_{\text{рет}}) + a_2(t_{\text{уст}Q}/t_{\text{уст.ет}}) + a_3(t_{\text{нар}Q}/t_{\text{нар.ет}}),$$

де $a_1+a_2+a_3=1$, а $M_{\text{рет}}$, $t_{\text{уст.ет}}$, $t_{\text{нар.ет}}$ — еталони нормування.

$$I_{\text{дин}} = 1/(1 + D).$$

4.4.2 Показник енергоефективності $I_{\text{ен}}$

Показник:

$$I_{\text{ен}} = 1/(1 + E_{\text{вт}}/E_{\text{ет}}),$$

де $E_{\text{ет}}$ — еталон нормування.

Перехідні втрати енергії:

$$E_{\text{вт}} = E_{\text{надл}} + E_{\text{доп}}.$$

Надлишкова енергія через перевищення потужності відносно стаціонарного рівня:

$$E_{\text{надл}} = (1/3600) \int \max(0, P(t) - P_f) dt.$$

Дефіцит об'єму подачі у перехідному процесі:

$$\Delta V = (1/3600) \int \max(0, Q_f - Q(t)) dt.$$

Енергія “допомпи” для компенсації дефіциту:

$$E_{\text{доп}} = (P_f/Q_f) \Delta V.$$

4.4.3. Показник надійності (вібрації) $I_{\text{віб}}$

$$I_{\text{віб}} = 1/(1 + V/V_{\text{ет}}),$$

де V — узагальнений показник вібрації, $V_{\text{ет}}$ — еталон нормування.

4.4.4 Показник штрафів $I_{\text{штр}}$

Штрафна функція порушення обмежень:

$$S = \int (\sigma_P(t) + \sigma_Q(t) + \sigma_\omega(t) + \sigma_I(t)) dt,$$

де σ_P — штраф за перевищення потужності, σ_Q — за вихід витрати з допустимої області, σ_ω — за вихід швидкості, σ_I — за перевищення струму/моменту.

Нормований показник:

$$I_{\text{штр}} = 1/(1 + S/S_{\text{ет}}),$$

де $S_{\text{ет}}$ — еталон нормування.

4.4.5 Режимний показник $I_{\text{реж}}$

$$I_{\text{реж}} = T_{\text{в}}/T_{\text{заг}},$$

де $T_{\text{в}}$ — час перебування у допустимій зоні, $T_{\text{заг}}$ — загальний час оцінювання.

4.5 Комплексний показник якості I_{Σ}

$$I_{\Sigma} = w_{\text{дин}} I_{\text{дин}} + w_{\text{ен}} I_{\text{ен}} + w_{\text{віб}} I_{\text{віб}} + w_{\text{штр}} I_{\text{штр}} + w_{\text{реж}} I_{\text{реж}},$$

$$w_{\text{дин}} + w_{\text{ен}} + w_{\text{віб}} + w_{\text{штр}} + w_{\text{реж}} = 1.$$

Типовий приклад ваг для АЕС:

$$w_{\text{дин}} = 0.20, \quad w_{\text{ен}} = 0.15, \quad w_{\text{віб}} = 0.30, \quad w_{\text{штр}} = 0.25, \quad w_{\text{реж}} = 0.10.$$

4.6 Вимоги до досягнення показників якості (приклад формалізації)

САК повинна забезпечувати виконання норм (за ТЗ/ПМВ):

$$M_{pQ} \leq M_{p.\text{доп}}, \quad t_{\text{уст}Q} \leq t_{\text{уст.доп}}, \quad P(t) \leq P_{\text{ном}},$$

$$E_{\text{вт}} \leq E_{\text{доп}}, \quad V \leq V_{\text{доп}}, \quad I_{\Sigma} \geq I_{\Sigma\text{доп}}.$$

4.7 Вимоги до КІПіА

Мінімальний склад: давач витрати, давач швидкості ω , давачі тиску на всмоктуванні/нагнітанні, температури (за ТЗ), вібраційні давачі.

Вимоги до точності/швидкодії/діагностики — за ТЗ та ПМВ.

4.8 Вимоги до ПЧ та електроприводу.

ПЧ має забезпечувати регулювання ω у заданому діапазоні, обмеження струму/моменту, захисти, самодіагностику, журналювання та інтерфейси з ІКС (за проектом).

5 Правила приймання

Приймання — за ПМВ. Перевіряються функції САК, захисти, якість вимірювань, виконання показників $I_{\text{дин}}, I_{\text{ен}}, I_{\text{віб}}, I_{\text{штр}}, I_{\text{реж}}, I_{\Sigma}$ у тестових сценаріях.

6 Методи контролю та випробувань

FAT: перевірка алгоритмів, логіки, комунікацій, захистів, документів.

SAT: тестові ступінчасті впливи $Q_{\text{зад}}$, контроль $P(t)$, V , виконання обмежень, розрахунок $E_{\text{вг}}$ та показників якості.

7 Маркування, комплектність, документація

Перелік комплекту поставки: ПТК, ПЗ, схеми, протоколи, ПМВ, експлуатаційна документація.

8 Транспортування та зберігання

Вимоги до пакування, температур, вологості, ударних навантажень, терміну зберігання.

9 Вказівки з експлуатації

Порядок роботи в режимах пуск/норма/збурення/вибіг, перемикання Авто/Ручний, аварійні алгоритми, ТОіР, калібрування датчиків, оновлення ПЗ.

10 Гарантії

Гарантійні строки, відповідальність, умови збереження гарантії, підтримка.

Додаток А (обов'язковий) Алгоритм обчислення показників якості

Містить: еталони $M_{\text{рет}}, t_{\text{уст.ет}}, t_{\text{нар.ет}}, E_{\text{ет}}, V_{\text{ет}}, S_{\text{ет}}$, правила інтервалів оцінювання та фільтрації сигналів, форми звітів.

Додаток Б Форми протоколів FAT/SAT

Таблиці вимірів, звіти, підписи, критерії “виконано/не виконано”.

Додаток В Форми протоколів FAT/SAT

Діапазони $K_{пQ}$, T_{iQ} , $T_{дQ}$, $T_{фQ}$ та $K_{п\omega}$, $T_{i\omega}$, $T_{д\omega}$, $T_{ф\omega}$;

4.8. Висновки за розділом 4

За розділом 4 можна зробити наступні висновки:

1. Розроблено імітаційну модель ГЦН та САК, яка дозволяє досліджувати пускові, перехідні та стаціонарні режими, а також розраховувати показники якості та втрати енергії для різних законів керування.

2. Аналіз пускових характеристик асинхронного двигуна приводу ГЦН, отриманих за моделлю, розробленою в MatCad показав, що при прямому пуску коливання моменту найбільші, а помітні пускового струму досягають $7,5 I_n$, що не може не відбитися на надійності ГЦН. Потужність електродвигуна ГЦН при прямому пуску також пульсує з великою амплітудою, що пояснюється більшими коливаннями струмів статора і напруги. При прямому пуску спостерігаються найбільші провали напруги, що викликано різким багаторазовим збільшенням струмів.

При пуску на зниженій напрузі (реостатний пуск) з подвійним щаблем, пусковий струм досягає не $7,5 I_n$, як при прямому пуску, а $5 I_n$, що значно полегшує режим пуску двигуна. Пусковий момент при цьому має значно менші коливання, однак частота обертання падає (передбачається, що до включення двигуна частота обертання була дорівнює номінальною) швидше чим при прямому пуску, що викликано малістю моменту, що квадратично залежить від напруги. Втрати потужності при східчастому пуску також менше ніж при прямому, також менше провали напруги.

3. При плавному (експонентному) зміні напруги картина пуску трохи міняється. Пусковий момент змінюється плавно, однак не досягає свого номінального значення за досліджуваний період при такому законі зміни напруги. Частота обертання знижується сильно, тому що момент малий. Пусковий струм змінюється практично лінійно, що визначає незначний втрати потужності.

4. При тиристорному пуску відбувається збільшення струму в 4 рази, що менше ніж при прямому пуску і східчастому дворазовому. Таким чином, найбільш доцільним способом пуску ГЦН є тиристорні системи плавного пуску, при використанні яких наростання пускового струму до значення уставки струмообмеження відбувається плавно з обмеженням темпу наростання струму і, відповідно, плавно наростає момент на валу двигуна, у результаті чого виключаються удари в механізмі, та покращуються показники надійності.

2. Проведено порівняльні дослідження перехідних процесів витрати та потужності для чотирьох сценаріїв налаштування регуляторів: неоптимальне, оптимізація за енергоефективністю, оптимізація за надійністю, оптимізація за максимумом комплексного показника якості.

3. Показано, що оптимізація за енергоефективністю і за комплексним показником дозволяє суттєво зменшити перехідні втрати енергії та усунути пікові перевантаження потужності порівняно з неоптимальним налаштуванням.

4. Встановлено, що оптимізація за надійністю забезпечує найбільш плавні режими та найвищі значення вібраційної якості, але може погіршувати швидкодію і збільшувати дефіцит подачі у перехідному режимі, що проявляється у вищих значеннях $E_{\text{вт}}$ порівняно з енергоефективним та комплексним критеріями.

5. Виконано аналіз втрат енергії в перехідних режимах і показників якості, на основі якого підтверджено доцільність використання комплексного показника I_{Σ} як критерію оптимізації налаштування регуляторів ГЦН.

ВИСНОВКИ

Результати досліджень дозволяють зробити наступні висновки:

1. Аналіз показників надійності та енергоефективності АЕС показав, що головні циркуляційні насоси є найвідповідальнішими насосами АЕС. Показники якості їх роботи суттєво впливають на якість роботи всього енергоблоку, а саме не показники енергоефективності та показники надійності. Режими роботи ГЦН впливають на вироблення електроенергії, ККД термічного циклу та витрату електроенергії на власні потреби, що напряду визначає економічність роботи енергоблоку. Відмови ГЦН впливають на техніко-економічні показники якості енергоблоку та показники надійності, безпеки та екологічності всієї АЕС.

2. В діючій нормативній базі не достатньо сформульовані вимоги відносно створення та експлуатації як автоматизованих систем керування та й автоматичних систем регулювання ГЦН, які б гарантовано забезпечували високі показники надійності роботи ГЦН в перехідних режимах експлуатації та максимальну енергетичну ефективність роботи ГЦН в сталих режимах, тобто гарантовано забезпечували максимальне значення ККД у всьому діапазоні навантажень.

3. На основі аналізу функцій і режимів роботи ГЦН обґрунтовано систему показників якості та сформовано вимоги до САК, що враховують перехідні режими (пуск/збурення/вибіг) та обмеження електроприводу.

4. Розроблено математичні моделі показників якості і введено комплексний показник якості

$$I_{\Sigma} = w_{\text{дин}} I_{\text{дин}} + w_{\text{ен}} I_{\text{ен}} + w_{\text{віб}} I_{\text{віб}} + w_{\text{штр}} I_{\text{штр}} + w_{\text{реж}} I_{\text{реж}},$$

що дозволяє застосовувати його як універсальний критерій оптимізації в різних експлуатаційних режимах.

5. Побудовано математичну модель комплексу «насос–гідромережа–електропривід–перетворювач частоти» та методика лінеаризації, що дозволило перейти до синтезу регуляторів на основі передатних функцій та

частотного аналізу.

6. Розроблено раціональну каскадну структуру САК з зовнішнім контуром за витратою Q та внутрішнім контуром за швидкістю ω , що забезпечує розділення повільної гідравлічної динаміки і швидкої електромеханічної динаміки та підвищує стабільність керування.

7. Сформульовано задачі оптимізації налаштування регуляторів за трьома критеріями: енергоефективність, надійність та максимум комплексного показника якості із введенням штрафів за порушення обмежень та режимного фактора.

8. За результатами імітаційних досліджень встановлено, що порівняно з неоптимальним налаштуванням, оптимізація за максимумом I_{Σ} забезпечує:

- зменшення часу усталення витрати з 52.7 с до 38.4 с (покращення майже на 35%);

- усунення перерегулювання витрати з 44.44% до 0%;

- зменшення перехідних втрат енергії $E_{\text{вт}}$ на інтервалі 20–200 с з 12.26 кВт·год до 6.19 кВт·год (зниження майже на 50%);

- підвищення комплексного показника якості з $I_{\Sigma}=0.560$ до $I_{\Sigma}=0.795$ (зростання майже на 40%).

Оптимізація за критерієм максимальної енергоефективності дала $E_{\text{вт}}=4.24$ кВт·год та $I_{\Sigma}=0.788$, а оптимізація за критерієм максимальної надійності — найвищий показник вібраційної якості $I_{\text{віб}}=0.822$, але зі збільшенням $E_{\text{вт}}$ до 10.63 кВт·год і зниженням режимного показника до $I_{\text{реж}}=0.661$, що підтверджує необхідність багатокритеріального підходу.

9. Розроблено проект технічних умов, який формалізує вимоги до САК ГЦН, показників якості $I_{\text{дин}}$, $I_{\text{ен}}$, $I_{\text{віб}}$, $I_{\text{штр}}$, $I_{\text{реж}}$ та комплексного показника I_{Σ} , а також встановлює підхід до приймальних випробувань із кількісним оцінюванням результатів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. International Atomic Energy Agency. *Design of the Reactor Coolant System and Associated Auxiliary Systems in Nuclear Power Plants (DS481. Draft Safety Guide)*. Vienna : IAEA. 2017.
2. UK HPR1000 GDA. *Pre-Construction Safety Report. Chapter 6. Reactor Coolant System*. Rev. 002. 2022.
3. EDF Energy. *PCSR. Sub-chapter 5.2. Integrity of the Reactor Coolant Pressure Boundary (RCPB)*. UKERPR-0002-052. Issue 05. 2012.
4. Office for Nuclear Regulation. *Step 4 Assessment Report. AP1000 Reactor Coolant Pump (RCP) Structural Integrity*. ONR-NR-AR-16-005. 2017.
5. Sanda R. M. Peinador Veira M. European Clearinghouse. *Report on Leaks and Cracks of the Reactor Coolant Pressure Boundary*. EUR 26964 EN. Luxembourg : Publications Office of the European Union, 2014. 22 p. DOI: 10.2790/316405.
6. U.S. Nuclear Regulatory Commission. NUREG-0933. Issue 23. Reactor Coolant Pump Seal Failures. Rev. 1 [Електронний ресурс].
7. Farhadi K. Bousbia-Salah A. D'Auria F. A model for the analysis of pump start-up transients in Tehran Research Reactor. *Progress in Nuclear Energy*. 2007. Vol. 49. Iss. 7. P. 499-510. DOI: 10.1016/j.pnucene.2007.07.006.
8. Gao H. Gao F. Zhao X. Chen J. An analysis of the flow rate and temperature coastdown after loss of power for primary cooling system of nuclear reactor. *Annals of Nuclear Energy*. 2013. Vol. 54. P. 202–208. DOI: 10.1016/j.anucene.2012.11.020.
9. El-Sahlamy M. Shalaby H. Okasha A. Masoud S. A simplified methodology for reactor coolant pump coastdown calculations in loss of flow accident analysis. *Annals of Nuclear Energy*. 2021. Vol. 150. Art. 107820. DOI: 10.1016/j.anucene.2020.107820.
10. Koo I. S. Kim W. W. The development of reactor coolant pump vibration monitoring and a diagnostic system in the nuclear power plant. *ISA*

Transactions. 2000. Vol. 39. Iss. 3. P. 309–316. DOI: 10.1016/S0019-0578(00)00019-7.

11. Priyal M. Asmita. Bihari S. Kumar B. Optimizing the reactor coolant pump through MOGA to improve efficiency. *Energies*. 2023. Vol. 16. 4139. DOI: 10.3390/en16104139.

12. Fu Q. Wu J. Zhu R. Yuan S. Analysis of Reactor Coolant Pump Start-Up Under Loss of Power Accident Based on Thermo-Fluid-Structure Interaction. *Processes*. 2025. Vol. 13. Iss. 12. 3828. DOI: 10.3390/pr13123828.

13. Daoxing Y. та ін. Research on the energy characteristics of reactor coolant pump after flow coastdown transient. *Annals of Nuclear Energy*. 2022. Art. 109081. DOI: 10.1016/j.anucene.2022.109081.

14. Huang B. та ін. Study on the Four-Quadrant Homologous Characteristic and Two-Phase Flow Head Degradation of a Reactor Coolant Pump. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 2021. DOI: 10.1115/1.4049710.

15. RELAP5 MOD3.3. Analysis of the Loss of External Power [Електронний ресурс]. 2018. DOI: 10.1155/2018/6964946.

16. Dynamic Event Tree Modeling of a Reactor Coolant Pump Seal LOCA [Електронний ресурс]. 2022. DOI: 10.1142/9789813225619_0009.

17. ECC-SMART Project. *D3.4 Report on the Improved System Codes Describing How They Improved* [Електронний ресурс]. 2024.

18. UK HPR1000 GDA. *Pre-Construction Safety Report. Chapter 6. Selected Requirements for RCP Coastdown Flywheel* [Електронний ресурс]. 2022.

19. OECD NEA. *Operating Experience and Reliability Analysis of Reactor Coolant Pumps* [Електронний ресурс]. 2025.

20. ASME. *Boiler and Pressure Vessel Code. Section III. Rules for Construction of Nuclear Facility Components*. New York : ASME. Чинне видання.

21. *ISO 20816-1. Mechanical vibration. Measurement and evaluation of*

machine vibration. Part 1. General guidelines. Geneva. ISO. 2016.

22. International Atomic Energy Agency. *Safety of Nuclear Power Plants. Design (SSR-2/1 (Rev. 1))*. Vienna. IAEA. 2016.

23. International Atomic Energy Agency. *Safety of Nuclear Power Plants. Commissioning and Operation (SSR-2/2 (Rev. 1))*. Vienna. IAEA. 2016.

24. International Atomic Energy Agency. *Deterministic Safety Analysis for Nuclear Power Plants (SSG-2)*. Vienna. IAEA. 2009.

25. Закон України «Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку». Від 08.02.1995 № 39/95-ВР.

26. Åström K. J. Hägglund T. The future of PID control. *Control Engineering Practice*. 2001. Vol. 9. No. 11. P. 1163–1175. DOI: 10.1016/S0967-0661(01)00062-4.

27. Cominos P. Munro N. PID controllers. Recent tuning methods and design to specification. *IEE Proceedings. Control Theory and Applications*. 2002. Vol. 149. No. 1. P. 46–53. DOI: 10.1049/ip-cta:20020103.

28. Rivera D. E. Morari M. Skogestad S. Internal Model Control. 4. PID Controller Design. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*. 1986. Vol. 25. No. 1. P. 252–265. DOI: 10.1021/i200032a041.

29. Skogestad S. Simple analytic rules for model reduction and PID controller tuning. *Journal of Process Control*. 2003. Vol. 13. No. 4. P. 291–309. DOI: 10.1016/j.jprocont.2003.09.001.

30. Åström K. J. Hägglund T. *PID Control in the Third Millennium. Lessons Learned and New Approaches*. London. Springer. 2006.

31. Lee Y. Enhanced control with a general cascade control structure. *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 2002. Vol. 41. No. 16. P. 3897–3907. DOI: 10.1021/ie010157f.

32. Arrieta O. Vilanova R. Balaguer P. Procedure for cascade control systems design. Choice of suitable PID tunings. *International Journal of Computers Communications & Control*. 2008. Vol. 3. No. 3. P. 235–248.

33. Jeng J.-C. та ін. Identification and controller tuning of cascade control systems. *Proceedings of ADCHEM 2012*. 2012.
34. Pawlowski A. та ін. Measurable disturbances compensation. Analysis and tuning of feedforward techniques for dead-time processes. *Processes*. 2016. Vol. 4. No. 2. Art. 12. DOI: 10.3390/pr4020012.
35. Carlos Rodríguez, Julio E. Normey-Rico, José Luis Guzmán, Manuel Berenguel. Robust design methodology for simultaneous feedforward and feedback tuning. *IET Control Theory & Applications*. 2016. P84-94. DOI: 10.1049/iet-cta.2015.0154.
36. Zhong Q.-C. Pao Y.-H. Feedforward control for disturbance rejection. Model matching and other methods. 2012. P. 3528-3533. DOI: 978-1-4577-2074-1/12
37. Rugh W. J. Shamma J. S. Research on gain scheduling. *Automatica*. 2000. Vol. 36. No. 10. P. 1401–1425. DOI: 10.1016/S0005-1098(00)00058-3.
38. Leith D. J. Leithead W. E. Survey of gain-scheduling analysis and design. *International Journal of Control*. 2000. Vol. 73. No. 11. P. 1001–1025. DOI: 10.1080/002071700411304.
39. Kwakernaak H. Robust control and H_∞ -optimization. Tutorial paper. *Automatica*. 1993. Vol. 29. No. 2. P. 255–273.
40. McFarlane D. Glover K. A loop shaping design procedure using H_∞ synthesis. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 1992. Vol. 37. No. 6. P. 759–769.
41. García C. E. Prett D. M. Morari M. Model predictive control. Theory and practice. A survey. *Automatica*. 1989. Vol. 25. No. 3. P. 335–348. DOI: 10.1016/0005-1098(89)90002-2.
42. Mayne D. Q. Rawlings J. B. Rao C. V. Sokaert P. O. M. Constrained model predictive control. Stability and optimality. *Automatica*. 2000. Vol. 36. No. 6. P. 789–814. DOI: 10.1016/S0005-1098(99)00214-9.
43. Qin S. J. Badgwell T. A. A survey of industrial model predictive control

technology. *Control Engineering Practice*. 2003. Vol. 11. No. 7. P. 733–764. DOI: 10.1016/S0967-0661(02)00086-3.

44. Clarke D. W. Mohtadi C. Tuffs P. S. Generalized predictive control. Part I. The basic algorithm. *Automatica*. 1987. Vol. 23. No. 2. P. 137–148.

45. Kothare M. V. Balakrishnan V. Morari M. Robust constrained model predictive control using linear matrix inequalities. *Automatica*. 1996. Vol. 32. No. 10. P. 1361–1379. DOI: 10.1016/0005-1098(96)00063-5.

46. International Atomic Energy Agency. *Design of Instrumentation and Control Systems for Nuclear Power Plants. Specific Safety Guide. IAEA Safety Standards Series No. SSG-39*. Vienna. IAEA. 2016. P. 112-119

47. IEC 61513:2011. *Nuclear power plants. Instrumentation and control systems important to safety. General requirements for systems*. Geneva. International Electrotechnical Commission. 2011. P. 236-247.

48. Державна інспекція ядерного регулювання України. *Вимоги до ядерної та радіаційної безпеки інформаційних і керуючих систем, важливих для безпеки АЕС. НП 306.2.202-2015*. Київ. 2015.

49. U.S. Nuclear Regulatory Commission. *NUREG/IA-0177. Assessment of a Reactor Coolant Pump Trip at BOC*.

50. Pietre-Cambacedes L. Bouissou M. Cyber security of nuclear instrumentation & control systems. *IFAC-PapersOnLine*.

51. НП 306.2.113-2005. *Вимоги до автоматизованих систем керування технологічними процесами атомних станцій*. Київ. 2005.

52. СОУ НАЕК 134:2023. *Технічне обслуговування та ремонт. Методика оцінки технічного стану тепломеханічного обладнання АЕС, переведеного в ремонт за технічним станом*. Київ. ДП «НАЕК «Енергоатом». 2023.

53. СОУ НАЕК 137-1:2023. *Технічне обслуговування та ремонт. Методика оцінки технічного стану обертових механізмів АЕС, переведених в ремонт за технічним станом. Частина 1. Насоси*. Київ. ДП «НАЕК

«Енергоатом». 2023.

54. *СОУ НАЕК 033:2021. Технічне обслуговування і ремонт. Правила організації технічного обслуговування і ремонту обладнання енергоблоків та загальностанційного обладнання атомних електростанцій.* Київ. ДП «НАЕК «Енергоатом». 2021.

55. *СОУ НАЕК 013:2022. Технічне обслуговування і ремонт обладнання атомних електростанцій. Забезпечення якості. Основні положення.* Київ. ДП «НАЕК «Енергоатом». 2022.

56. *ДСТУ ІЕС 61226:2007. Атомні електростанції. Контрольно-вимірювальні прилади та системи управління, важливі для безпеки. Класифікація (ІЕС 61226:1993, IDT).* Київ. Держспоживстандарт України. 2008.

57. *СОУ НАЕК 158:2020. Забезпечення технічної безпеки. Технічні вимоги до влаштування та безпечної експлуатації обладнання і трубопроводів атомних електричних станцій з реакторами ВВЕР.* Київ. ДП «НАЕК «Енергоатом». 2020.

58. *ДСТУ ІЕС 61513:2009. Атомні електростанції. Інформаційні та керівні системи, важливі для безпеки. Загальні вимоги (ІЕС 61513:2001, IDT).* Київ. Держспоживстандарт України. 2010.

59. *ДСТУ EN 809:2015. Насоси та насосні агрегати для рідин. Загальні вимоги щодо безпеки (EN 809:1998+A1:2009, AC:2010, IDT).* Київ. ДП «УкрНДНЦ». 2016.

60. *ДСТУ EN 62308:2022. Надійність обладнання. Методи оцінювання надійності.* Київ. ДП «УкрНДНЦ». 2022.

61. *ДСТУ 2861-94. Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення.* Київ. Держстандарт України. 1994.

62. *ДСТУ 2862-94. Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності. Загальні вимоги.* Київ. Держстандарт України. 1994.

63. *ДСТУ 2863-94. Надійність техніки. Програма забезпечення*

надійності. Загальні вимоги. Київ. Держстандарт України. 1994.

64. ДСТУ 2864-94. Надійність техніки. Експериментальне оцінювання та контроль надійності. Основні положення. Київ. Держстандарт України. 1994.

65. ДСТУ 3004-95. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними. Київ. Держстандарт України. 1995.

66. ДСТУ EN 61069-5:2022. Вимірювання, керування та автоматизація промислових процесів. Оцінювання властивостей системи. Частина 5. Надійність системи (EN 61069-5:2016, IDT; IEC 61069-5:2016, IDT). Київ. ДП «УкрНДНЦ». 2022.

67. СОУ НАЕК 261:2022. Надійність систем та обладнання атомних електричних станцій. Насоси атомних електричних станцій. Методи оцінки показників експлуатаційної надійності. Київ. ДП «НАЕК «Енергоатом». 2022.

68. СОУ НАЕК 190:2019. Інженерна, наукова і технічна підтримка. Основні технологічні параметри для АЕС з реакторами ВВЕР-1000. Норми точності вимірювань (зі Зміною № 1). Київ. ДП «НАЕК «Енергоатом». 2019.

69. ГКД 34.20.507-2003. Технічна експлуатація електричних станцій і мереж. Правила. 2003.

70. ДСТУ EN 12162:2013. Насоси рідинні. Вимоги щодо безпеки. Методика гідростатичних випробувань (EN 12162:2001+A1:2009, IDT). Київ. 2013.

71. СОУ-Н МПЕ 40.1.09.151:2005. Методика здійснення моніторингу технічного стану обладнання електростанцій та визначення його залишкового ресурсу. 2005.

72. Shevchenko S. Shevchenko O. Improvement of Reliability and Ecological Safety of NPP Reactor Coolant Pumps Rotor Sealing Systems.

Nuclear and Radiation Safety. 2020. No. 4(88). P. 47–55. DOI: 10.32918/nrs.2020.4(88).06.

73. Shevchenko S. Shevchenko O. Vynnychuk S. Mathematical Modelling of Dynamic System Rotor-Groove Seals for the Purposes of Increasing the Vibration Reliability of NPP Pumps. *Nuclear and Radiation Safety*. 2021. No. 1(89). P. 80–87. DOI: 10.32918/nrs.2021.1(89).09.

74. Шевченко С. Шевченко О. Increasing Tightness and Environmental Safety of NPP Pump Seals. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2020. No. 5(152). P. 89–96. DOI: 10.31649/1997-9266-2020-152-5-89-96.

75. Hordiienko A. Analysis of Insulation Systems of Electric Motors of Main Circulation Pumps VVER-1000 with the Purpose of Its Modernization and Improvement. *Municipal Economy of Cities*. 2025. Vol. 1. No. 189. P. 43–51. DOI: 10.33042/2522-1809-2025-1-189-43-51.

76. Skalozubov V., Bilous N., Pirkovskiy D., Kozlov I., Komarov Y., Chulkin O. Water Hammers in Transonic Modes of Steam-Liquid Flows in NPP Equipment / Skalozubov V. *Nuclear and Radiation Safety*. 2019. №. 2 (82). P. 43-46.

77. Koo I. S. Kim W. W. The Development of Reactor Coolant Pump Vibration Monitoring and a Diagnostic System in the Nuclear Power Plant. *ISA Transactions*. 2000. Vol. 39. Iss. 3. P. 309–316. DOI: 10.1016/S0019-0578(00)00019-7.

78. International Atomic Energy Agency. *Implementation Strategies and Tools for Condition Based Maintenance at Nuclear Power Plants*. IAEA-TECDOC-1551. Vienna. IAEA. 2007.

79. International Atomic Energy Agency. *On-line Monitoring for Improving Performance of Nuclear Power Plants. Part 2. Process and Component Condition Monitoring and Diagnostics*. STI/PUB/1323. Vienna. IAEA. 2008.

80. Pavlenko I. Ciszak O. Kondus V. et al. An Increase in the Energy

Efficiency of a New Design of Pumps for Nuclear Power Plants. *Energies*. 2023. Vol. 16. Art. 2929. DOI: 10.3390/en16062929.

81. Wang X. et al. Study on pressure pulsation characteristics of reactor coolant pump under non-uniform inflow based on wavelet analysis. *Journal of Vibration and Control*. 2019. DOI: 10.1177/1077546319858856.

82. Kim S.-J. Seol M.-L. Chung B.-Y. et al. Patch-Type Vibration Visualization (PVV) Sensor System Based on Triboelectric Effect. *Sensors*. 2021. Vol. 21. No. 12. Art. 3976. DOI: 10.3390/s21123976.

83. Vasylyv K. M. Mazurenko L. I. A Mathematical Model of the Electrical Engineering Complex for Drive of Main Circulation Pumps of Nuclear Reactor VVER-1000 of Nuclear Power Plants. *Electrical Engineering & Electromechanics*. 2019. No. 6. P. 12–20. DOI: 10.20998/2074-272X.2019.6.02.

84. Skalozubov V.I., Chulkin O.A., Pirkovskiy D.S., Kozlov I.L., Komarov Yu.A. Method for determination of water hammer conditions and consequences in pressurizers of nuclear reactors. *Turkish Journal of Physics*. – 2019. – Т. 43. – №. 3. – С. 229-235.

85. Coble J. Ramuhalli P. Bond L. Hines J. W. Upadhyaya B. R. A Review of Prognostics and Health Management Applications in Nuclear Power Plants. *International Journal of Prognostics and Health Management*. 2015. Vol. 6. P. 1–22. DOI: 10.36001/ijphm.2015.v6i3.2271.

86. Канюк Г.І., Фурсова Т.М., Мезеря А.Ю., Чеботарьов А.М., Бондаренко Ю.О. *Розвиток і удосконалення діагностичного забезпечення енергоблоків АЕС*. Харків. Видавець: О. А. Мірошніченко. 2022. 132 с. ISBN 978-617-8130-03-9

87. Канюк Г. І., Babyak V., etc. *Improvement of scientific approaches to the development of engineering*: collective monograph.– International Science Group. – Boston : Primedia eLaunch, 2022. 562 p. –P.439-448.

88. Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Близниченко О.М., Мельников В.Є., Бабенко І.А. Прецизійні системи автоматичного регулювання турбогенераторних установок. *Енергозбереження, енергетика, енергоаудит*. 2014. №11(130). С. 12-27. ISSN 2218-1849.

89. Kanjuk G., Mezerya A., Melnikov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control system. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. Харків. 2018. №6/2(96). С.70-78. ISSN 1729-4061.

90. Reactor Coolant Pump Seal Leakage Characteristics Considering Seal Surface Waviness. *Processes*. 2020.

91. Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Василець Т.Ю., Келеберда С.М., Пономаренко А.С., Чирочкін Д.О. Оптимізація показників якості технологічних процесів об'єктів керування в енергетиці. *Збірник наукових праць «Машинобудування»*. Харків. 2023. №32. С.55-63.

92. Kanjuk G., Fursova T., Cherniuk A., Mezeria A., Zaika S., Dolmatov O. Using Solar Energy in Eco-Project Based Learning for Sustainability. *IEEE 4th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*, 02-06 October 2023, Kharkiv, Ukraine (Scopus).

93. Fault diagnosis in nuclear reactor coolant pumps (RCPs) using data-driven approach. *PLOS ONE*. DOI: 10.1371/journal.pone.0302498.

94. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. Чинний від 01.01.1996.

95. ДСТУ 2861-94. Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення. Чинний від 01.01.1997.

96. ДСТУ EN 61069-5:2022. Вимірювання та керування безперервними технологічними процесами. Оцінювання властивостей системи. Частина 5. Національний стандарт України.

97. Дубовской С.В. Бабин М.Е. Каденський Н.Я. Дослідження та оптимізація технологічних об'єктів і систем енергетики. *Проблеми загальної*

енергетики. 2013. Вип. 3(34). С. 35–46.

98. Le Nilliot C. Lefevre F. A method for multiple point heat sources identification in a diffusive system. Application to a 2D experiment. *34th National Heat Transfer Conference*. Pittsburgh. Pennsylvania. 2000. Paper NHTC2000-12025.

99. Рогачов А.І. *Енергозберігаюче управління нестационарними режимами технологічних процесів*. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук. Спец. 05.13.07. Харків. 2008. 36 с.

100. Помазан Л.В. Ідентифікація дослідних агрегатів із змінними у часі параметрами. *Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Вип. 9. Кіровоград. КДТУ. 2001. С. 214–218.

101. Помазан Л.В. Ідентифікація об'єктів управління за результатами вхідного та вихідного сигналів. Автореферат. Кіровоградський національний технічний університет. Кіровоград. 2004. С. 1–15.

102. Kuznetsov E. Tverdokhlebl I. Chernov A. Modern shutter mechanical seals of centrifugal machines shafts. *Current State and Prospects for the Development of Hydraulic Engineering in the XXI Century*. Proceedings of an International Scientific and Technical Conference. 2003. P. 193–194.

103. Gudkov S. Face mechanical seals with a friction pair hydrodynamic unloading. *SSU Bulletin. Engineering*. 2007. No. 2. P. 34–41.

104. KSB. *Expertise you can trust. Pumps, valves and services for nuclear power stations*. 2017. 32 p.

105. Gaft J. Martsinkovskyy V. Gromyko B. Zahorulko A. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance. *Proceedings of the XVII International Conference on Fluid Sealing*. York. England. BHR Group. 2003. P. 505–520.

106. Koval V. Zin M. Kostyk L. Buniak O. Ensuring the energy efficiency of heat supply energy systems functioning by justifying the choice of glazing units for the external enclosing structures of buildings. *Scientific Journal of TNTU*. 2023. Vol. 110. No. 2. P. 57–67.
107. Korolyov O.V. Zhou Huiyu. Dynamic damper pressure fluctuation in the pumping systems. *Pratsi OPY*. 2016. Issue 1(48). P. 35–41.
108. Вплив ядерної галузі на розвиток України. Аналітичний звіт. *Українське ядерне товариство*. 2020.
109. Рудько Г.І. Стратегія розвитку атомної енергетики в Україні. *Екологічний вісник*. 2006. No. 3. С. 6–8.
110. Деркач А.Л. Кенсицький О.Г. Ключников О.О. Федоренко Г.М. Надійність електротехнічного та теплоенергетичного обладнання як складова безпеки енергоблока АЕС. *Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля*. 2006. Вип. 6. С. 31–41.
111. Barre B. Girard P. Tinturier B. Vieillard-Baron B. Nuclear Power. A Factor for Long-term Stability in Energy Prices. *18th World Energy Congress*. Buenos Aires. 2001. P. 12-21.
112. Stoffaës C. Kuninobu S. Morimoto H. Global Nuclear Energy in a Sustainable Development Perspective. *18th World Energy Congress*. Buenos Aires. 2001. P. 159-171.
113. Tosato G.C. Contaldi M. Pistacchio R. Implications of Different Command and Control Schemes in the Energy Sector. A Long-Term Economic Equilibrium Analysis. *17th World Energy Congress*. Houston. 1998. P. 485–500.
114. Kitajima T. Ito H. Nagano S. Kazao Y. The World's Largest Capacity Turbine Generators with Indirect Hydrogen Cooling. *CIGRE 2004*. Report A1-106.
115. Звіт МАГАТЕ щодо необхідності включення атомної енергетики до політики пом'якшення зміни клімату. Електронний ресурс.
116. Екологічна безпека як головний принцип роботи РАЕС.

Електронний ресурс.

117. Єфімов О.В. Пилипенко М.М. Потаніна Т.В. та ін. *Реактори і парогенератори енергоблоків АЕС. Схеми, процеси, матеріали, конструкції, моделі*. Харків. ТОВ «В справі». 2017. 420 с.

118. *Assessment and Management of Ageing of Major Nuclear Power Plant Components Important to Safety. Steam Generators*. Vienna. IAEA. 2011.

119. Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку. Закон України від 08.02.1995 № 39/95-ВР.

120. Нечаєва Т.П. Шульженко С.В. Сас Д.П. Парасюк М.В. Фактори екологічного впливу електроенергетичних об'єктів на довкілля. *Проблеми загальної енергетики*. 2008. №. 18. С. 54–60.

121. Клименко Л.П. Соловійов С.М. Норд Г.Л. *Системи технологій*. Навчальний посібник. Миколаїв. Вид-во МДГУ ім. Петра Могили. 2007. 600 с.

122. *Звіт про екологічний аудит ВП «Запорізька АЕС»*. Київ. 2015. 484 с.

123. Шевцов А.І. Земляний М.Г. Бараннік В.О. *Енергетика України на шляху до Європейської інтеграції*. Дніпропетровськ. Журфонд. 2004. 160 с.

124. Воєводін В. Актуальні проблеми науково-технічного супроводу безпечного функціонування та розвитку ядерно-енергетичного комплексу України. *Вісник Національної академії наук України*. 2014. №. 8. С. 25–32.

125. Пелюх П.О. Автоматизована система регулювання потужності енергоблока АЕС з реактором ВВЕР-1000. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки*. 2019. Том 30(69). Ч. 1. №. 6. С. 138–142.

126. Фощ Т.В. Максимов М.В. Нікольський М.В. Аналіз впливу методів управління потужністю енергоблока з водо-водяним реактором на осьовий офсет. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2014. №. 2(8). С. 19–27.

127. Кисельова Н.І. Погрібний Я.С. Беглов К.В. Розробка автоматичної системи регулювання потужності енергоблока АЕС з ВВЕР-1000 в режимі Т. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія. Технічні науки*. 2018. Вип. 29(68). Ч. 1. No. 3. С. 171–174.

128. Купрієнко С.В. *Сучасні технології управління*. Монографія. В 2 т. За заг. ред. С.В. Купрієнка. Одеса. Sworld. 2012. 179 с.

129. Комаров Ю.А. Васильченко В.Н. Скалозубов В.І. Колиханов В.Н. Алгоритми та розрахункові програмні засоби методики оптимізації періодичності контролю систем, важливих для безпеки АКС. *Ядерна та радіаційна безпека*. 1999. No. 5. С. 4–8.

130. Агейкина Е.С. Драган Г.С. Коврижкін Ю.Л. Скалозубов В.І. Розрахункові оцінки залишкового ресурсу окремого тепломеханічного обладнання АЕС з ВВЕР. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2006. No. 2. С. 32–36.

131. Максимов М.В. Метод оцінки ефективності алгоритму маневру потужністю енергоблоків з реакторами ВВЕР-1000. *Вісник вузів. Серія. Ядерна енергетика*. 2008. Вип. 4. С. 128–139.

132. Баскаков В.Є. Алгоритм експлуатації енергоблоку з ВВЕР у підтримці добового балансу потужності енергосистеми. *Праці Одеського політехнічного університету*. 2007. Вип. 2(28). С. 56–59.

133. Жердев М.К. Ленков С.В. Креденцер Б.П. та ін. *Фізичні основи теорії надійності*. Підручник. За ред. М.К. Жердева. Київ. Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет». 2008. 215 с.

134. Martz H.F. Waller R.A. *Bayesian Reliability Analysis*. Malabar. Florida. Krieger Publishing Company. Reprint Edition with corrections. 1991. 745 p.

135. ВП ЗАЕС. *Інструкція з експлуатації автоматичної системи регулювання і захисту турбіни K-1000-60/1500-2*. 2018. 104 с.

136. Shevchenko S. Shevchenko O. Improvement of reliability and ecological safety of NPP reactor coolant pump seals. *Nuclear and Radiation Safety*. 2020. No. 4(88). P. 47–55. DOI: 10.32918/nrs.2020.4(88).06.
137. Shevchenko S. *NPP pumps. Installation, operation, maintenance, repair*. Universytetska Knyha Publishing House. 2019. 196 p. ISBN 978-966-680-898-4.
138. Samoilov V. Abramovych R. Lepatiev A. Computer technologies for the development of training systems for the energy industry. *Electronic Modeling*. 2020. Vol. 42. No. 3. P. 89–98. DOI: 10.15407/emodel.42.03.089.
139. Popov O. Iatsyshyn A. Kovach V. Artemchuk V. Taraduda D. Sobyna V. Sokolov D. Dement M. Yatsyshyn T. Conceptual approaches for development of informational and analytical expert system for assessing the NPP impact on the environment. *Nuclear and Radiation Safety*. 2018. No. 3(79). P. 56–65. DOI: 10.32918/nrs.2018.3(79).09.
140. Popov O. Iatsyshyn A. Kovach V. Artemchuk V. Taraduda D. Sobyna V. Sokolov D. Dement M. Yatsyshyn T. Matvieieva I. Analysis of possible causes of NPP emergencies to minimize risk of their occurrence. *Nuclear and Radiation Safety*. 2019. No. 1(81). P. 75–80. DOI: 10.32918/nrs.2019.1(81).13.
141. Волошин М.М. *Розрахунок економічної ефективності впровадження частотних перетворювачів для насосних агрегатів*. Методичні рекомендації. Херсон. РВВ ХДАУ «Колос». 2012. 40 с.
142. Pechenik N. Kiselychnyk O. Buryan S. Petukhova D. Sensorless control of water supply pump based on neural network estimation. *Electrotechnic and Computer Systems*. 2011. No. 3. P. 462–466.
143. Qiang Zhu. Guoli Li. Rui Zhou. Integrated model of water pump and electric motor based on BP neural network. *IEEE 10th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA)*. New Zealand. 15–17 June 2015. P. 1449–1452.
144. Попович М.Г. Кіселичник О.І. Електромеханічні системи

автоматичного керування робочими параметрами турбомеханізмів на основі принципу пасивності. *Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика. Вісник НТУ «ХПІ»*. 2004. Вип. 43. С. 16–19.

145. Живильний насос із паротурбінним приводом для АЕС. $Q = 3480$ м³/год. $H = 135$ м. $n = 1600$ об/хв. Електронний ресурс. 2018. Режим доступу: <https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/>

146. *Centrifugal Pumps Handbook*. Third edition. Sulzer Pumps LTD. Butterworth-Heinemann. 2010.

147. Мазуренко А.С. Скалозубов В.І. Пірковський Д.С. Чулкін О.А. Хуіюй Ч. Аналіз застосовності результатів експериментальних досліджень гідродинаміки до насосних систем теплових і ядерних енергоустановок. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2017. No. 1. С. 19.

148. Мазуренко А.С. Скалозубов В.І. Козлов І.Л. Пірковський Д.С. Чулкін О.А. Визначення умов виникнення гідроударів у гідросистемах. *Проблеми регіональної енергетики*. 2017. No. 2(34). С. 13–19.

149. Скалозубов В.І. Чулкін О.А. Пірковський Д.С. Оглядний аналіз умов і наслідків гідродинамічних ударів в обладнанні та трубопроводах систем, важливих для безпеки ядерних енергетичних установок. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2018. С. 20.

ДОДАТКИ

Додаток А. Список публікацій здобувача за темою дисертації

Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України:

1. Мезеря А.Ю., Дрозд В.А. Оцінка впливу неупорядкованості інформації на показники якості систем автоматизованого керування. *Машинобудування*. Харків: УПА. №31. 2023. С.87-93. <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-31-87-93>

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/309/234>

2. Крамаренко Ю.О., Дрозд В.А. Підвищення якості насосних установок шляхом удосконалення систем керування. *Машинобудування*. Харків: УПА. №32. 2023. С.29-36. DOI <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-32-29-36>

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/312/237>

3. Крамаренко Ю.О., Дрозд В.А. Підвищення якості систем керування насосними агрегатами шляхом використання частотно-керованого електроприводу. *Машинобудування*. Харків: УПА. №33. 2024. С.38-50. DOI: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2024-33-38-50>

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/322/247>

4. Дрозд В.А., Крамаренко Ю.О. Підвищення показників якості потужних насосів електростанцій шляхом оптимізації систем автоматичного керування. *Машинобудування*. Харків: УПА. №36. 2025. С.60-69. DOI: <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-36-06>

<https://periodicals.karazin.ua/engineering/issue/view/1609/2244>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Дрозд В.А. Метрологічні засади перерахунку характеристик відцентрових насосів на в'язкі рідини. *Збірник тез доповідей LV наукової*

студентської конференції Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків, 01-04 грудня 2020 р.): за заг. ред. О. В. Чернишенко ; Укр. інж.-пед. акад. Харків. 2020. С.314. <https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidej-lv-naukovo%D1%97-studentsko%D1%97-konferenci%D1%97-uipa/>

2. Гатілов Д.В., Дрозд В.А. Ефективність частотного керування насосів теплових і атомних електростанцій. *Збірник тез доповідей LVII студентської наукової конференції Української інженерно-педагогічної академії* (м. Харків,. 07-11 листопада) Укр. інж.-пед. акад.; за заг. ред. Г.С. Грінченко.: у 3-х т. Т.1. Харків. 2022. С.26.

<https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidej-lvii-studentsko%D1%97-naukovo%D1%97-konferenci%D1%97-uipa/>

3. Дрозд В.А., Гатілов Д.В. Поліпшення техніко-економічних показників роботи нагнітачів електростанцій. *Збірник тез доповідей LVI Студентської науково-практичної конференції. Том 2. Секції: Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, фізики, електротехніки і електроенергетики, іншомовної підготовки, європейської інтеграції та міжнародного співробітництва.* Листопад 2021 р. Харків: УПА С.25. <https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2021/12/collection-of-abstracts-2.pdf>

4. **Drozd Volodimir**, Kramarenko Yurii. Analysis of power units of power plants as a control object. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення.* [матеріали II міжнародної науково-практичної конференції, Харків. 14-15 березня 2023 року] за заг. ред. д.т.н., проф. Р. М. Трища, к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА. 2023. С.100. <https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2023/03/collection-of-abstracts-of-the-conference.pdf>

5. **Drozd Volodimir**, Gatilov Dmitro Improvement of the technical-economic factors of the work pumps power station. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та*

метрологічне забезпечення». 25-26 січня 2022. С.25.
<https://science.uepa.karazin.ua/wp-content/uploads/2022/02/conference-materials-1.pdf>

6. **Drozd Volodimir**, Kramarenko Yurii. Information-metrological bases of the calculation worker travell about centrifugal pump. *Наука. Інновації. Якість*. [матеріали національного науковопрактичного форуму, Харків – 09-10 серпня 2022 року] за заг. ред. к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА. 2022. С.43.
https://ysc.in.ua/wp-content/uploads/2022/08/Zbirnyk_materialiv_forumu.pdf

7. Канюк Г., **Дрозд В.** Особливості математичного моделювання показників якості головних циркуляційних насосів атомних електростанцій. *Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні*: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (м. Одеса, 9–10 грудня 2025 р.) Одеський національний морський університет та ін. Одеса: Одеський національний морський університет. 2025. С.56.
<http://rp.onmu.org.ua/handle/123456789/5310>

8. Mezerya A.Y., Tolstorebrov O.T., Viter V.S., **Drozd V.A.** Structure and functions of power plant control systems as a tool for improving their performance quality indicators. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ»)*. (Харків, 28-29 січня 2025 р.). Харків: ХНУ ім.В.Н.Каразіна. 2025. С. 14. <https://zenodo.org/records/14933781>

Додаток Б. Характеристики ГЦН-195М

Таблиця Б1 – Характеристики ГЦН ГЦН-195М

Найменування параметра	Одиниця фізичної величини	Значення
1	2	3
Продуктивність при номінальних параметрах контуру	м ³ /Год	20000
Температура теплоносія, що перекачується.	°С	300
Тиск на вході	кгс/см ²	156
Тиск розрахунковий	кгс	180
Температура розрахункова	°С	350
Натиск	кгс/см ²	6,75±0,25
Частота обертання (синхронна)	об/хв	1000
Потужність на холодній воді, не більше	кВт	6800
Потужність на гарячій воді, не більше	кВт	5100
Тиск на вході понад пружність пари (на всіх режимах роботи), не менше	кгс/см ²	15
Напрямок обертання валу (з боку електродвигуна)		проти годинникової стрілки
Витрата замикаючої води на ущільнення (у всіх режимах), не більше	м ³ /Год	2,0
Протікання замикаючої води в контур (у всіх режимах), не більше	м ³ /Год	0,75
Протікання замикаючої води в контур при подачі замикаючої води в автономний контур (уприскування), не більше	м ³ /Год	2,0
Організовані протікання замикаючої води після основних ступенів ущільнення (у всіх режимах), не більше	м ³ /Год	1,2
Вільний злив води відмивання бору із простору після кінцевого ущільнення (у всіх режимах)	м ³ /Год	0,1 ... 0,25
З них замикаюча вода, не більше	м ³ /Год	0,05
Температура замикаючої води на вході в ущільнення (у всіх режимах), не більше	°С	50
Температура замикаючої води на виході з ущільнення (у всіх режимах), не більше	°С	70
Перевищення тиску замикаючої води над тиском на виході ГЦН (в усіх режимах)	кгс/см ²	5,0...8,0

Тиск на лінії відведення замикаючої води (надлишковий)	кгс/см ²	0,5...3,0
Кількість механічних домішок у замикаючій воді, не більше	г/дм ³	0,03
Розмір частинок механічних домішок, не більше	мкм	100
Витрата турбінної олії Т22 або ТП22 на змащення підшипників насоса та електродвигуна	м ³ /год	від 26,5 до 28,5
У тому числі на електродвигун	м ³ /год	від 5 до 8
Температура олії на вході в упорний підшипник	°С	20...50
Тиск олії в порожнині завязаного підшипника (надлишковий)	кгс/см ²	від 0,6 до 1,25
Витрата води промконтур, не менше	м ³ /год	40
На холодильник замикаючої води	м ³ /год	36,5
На вбудований холодильник ущільнення	м ³ /год	2
На електромагніт розвантаження	м ³ /год	1,5
Температура води промконтур, не більше	°С	45
Тиск води промконтур, не більше	кгс/см ²	6,0
Продуктивність дистилату на відмивання кристалів борної кислоти за кінцевим ступенем ущільнення	м ³ /год	від 0,05 до 0,2
Тиск дистилату на відмивання кінцевого ступеня на підведенні до блоку ущільнення	кгс/см ²	від 2,0 до 6,0
Температура дистилату на відмивання кінцевого ступеня на підведенні до блоку ущільнення	°С	від 15 до 60
Продуктивність техводи: на електродвигун, щонайменше; на маслоохолоджувач (для 2-х ГЦН),	м ³ /год	70 від 35 до

		120
Температура техводи на вході, не більше	°С	33
Тиск техводи, не більше	кгс/см ²	6,0
Номінальна напруга постійного струму для живлення електромагніта магнітного розвантаження упорного підшипника	В	220
Потужність, що споживається електромагнітом	кВт	3,0

Таблиця Б2 – Характеристики електродвигуна ВА3 215/109-6АМО5

Найменування параметра	Одиниця фізичної величини	Значення
1	2	3
Число полюсів	шт.	3
Напруга номінальна	кВ	6,3
Допустиме зменшення напруги при роботі на холодній та гарячій воді	кВ	0,65 U _{ном}
Струм при роботі на гарячій воді на холодній воді	А	527 605
Кратність пускового струму до номінального		8
Частота обертів	об/хв	1000

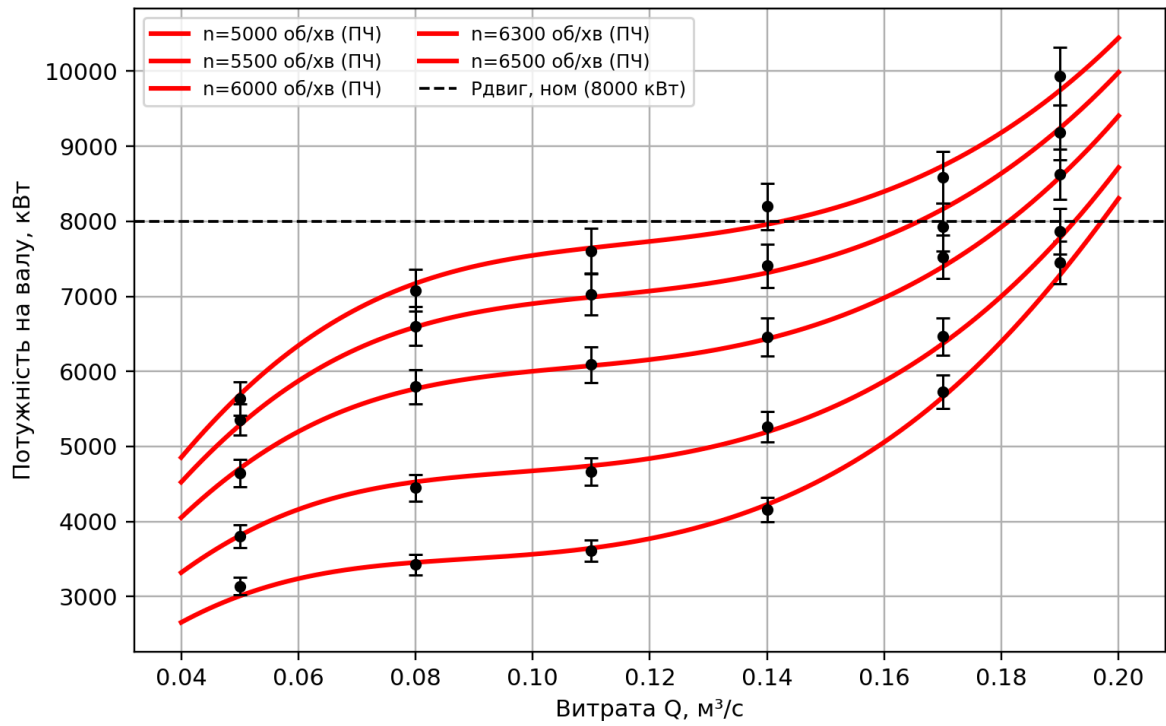


Рисунок Б1 – Потужнісна характеристика ГЦН за різними частотами обертання

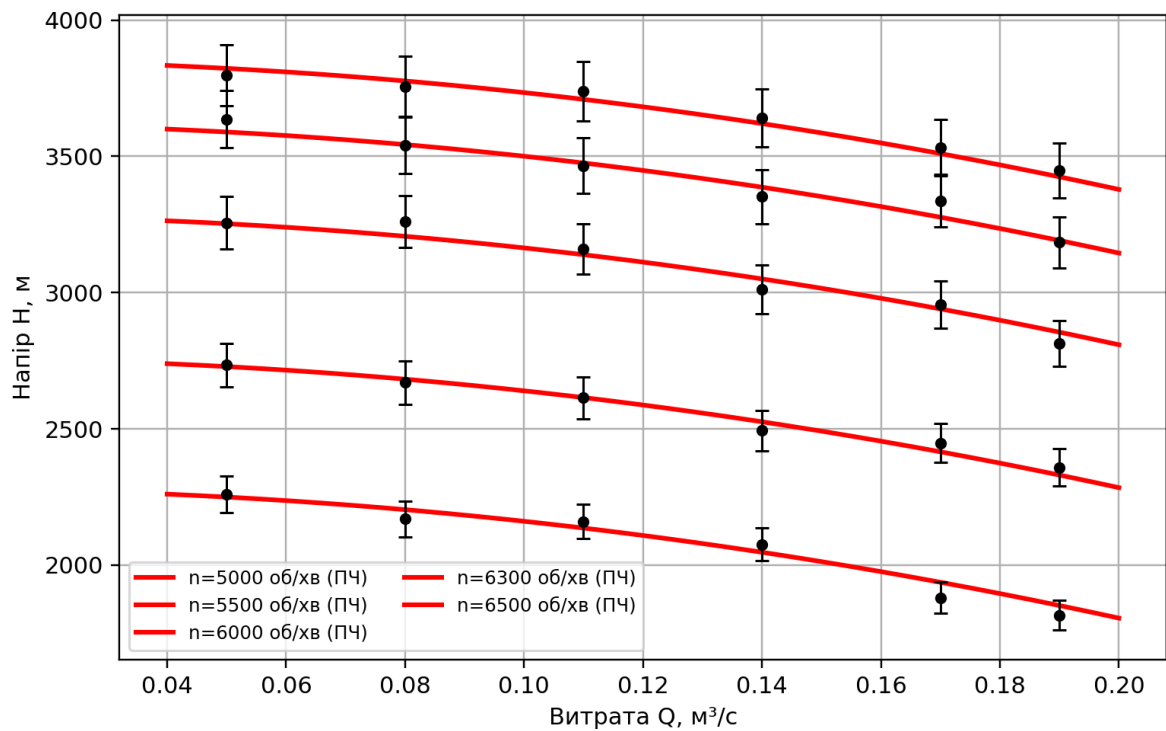


Рисунок Б2 – Напірна характеристика ГЦН за різними частотами обертання

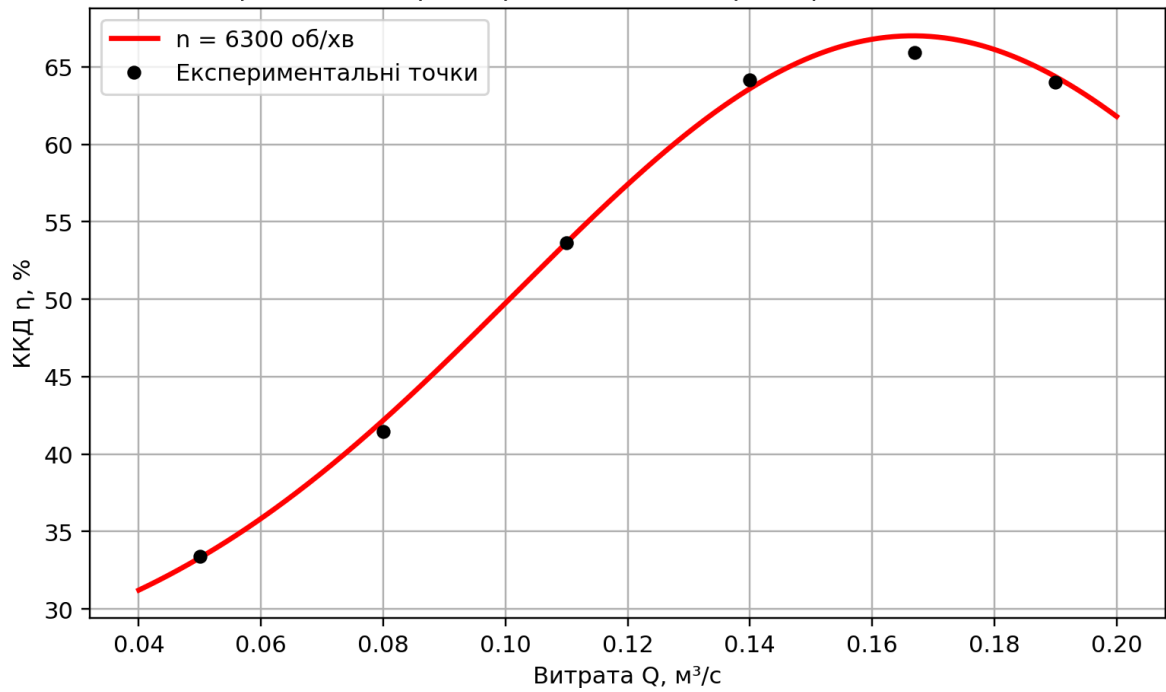


Рисунок Б3 – Енергетична характеристика ГЦН при частоті обертання 6300 об/хв

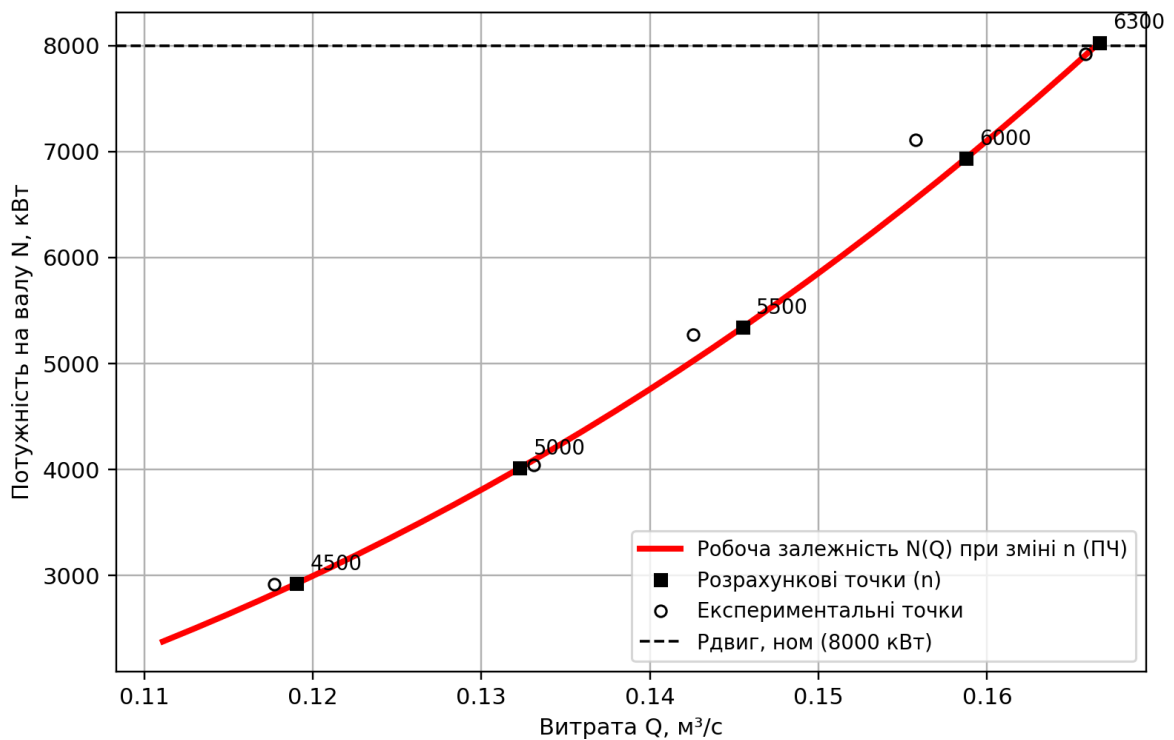


Рисунок Б4 – Залежність потужності ГЦН від витрати при фіксованій засувці (зміна частоти обертання)

Додаток В. Характеристики електронасосу ГЦН ПЕ 600-300-4 з електроприводом АВ-8000/6000УЗ (пуско-резервний)

Характеристики електронасосу ГЦН ПЕ 600-300-4

Подача (Q): 600 м³/год.

Напір (H): 3290 м водяного стовпа

Потужність двигуна (P): 8000 кВт.

Частота обертання (n): 6300 об/хв.

Маса: близько 30670 кг.

Маса робочого колеса 21 кг.

Габарити (Д×Ш×В): близько 8800×2610×2120 мм (для ПЕ 600-300-4).

Призначення: перекачування хімічно нейтральних рідин (живильна вода).

Встановлення: горизонтальне.

Матеріал корпусу: сталь.

Основні характеристики двигуна АВ-8000/6000УЗ:

Тип: асинхронний електродвигун.

Потужність: 8000 кВт (номінальна).

Напруга: 6000 В (номінальна).

Струм статора, А: 875

Охолодження: водяне, замкнений контур (конденсат).

Режим роботи: тривалий S1.

Частота обертання: 3000 об/хв (частота мережі 50 Гц).

Коефіцієнт корисної дії (ККД): 97%.

Коефіцієнт потужності ($\cos \varphi$): 0,91.

Момент інерції ротора, кгм: 830

Маса ротора, кг: 4527

Ступінь захисту: IP54 (або IP44 – залежно від модифікації).

Клас ізоляції: F.

Кліматичне виконання: УХЛ4 (для роботи в помірному та холодному кліматі).

Застосування: привід живильних насосів на електростанціях.

Особливості конструкції:

Нероз'ємний зварний корпус статора.

Осердя статора з охолоджувальними сегментами.

Підключення обмоток – «зірка».

Технічні характеристики Siemens Innomatics SINAMICS (Perfect Harmony) GH180

Основні електричні характеристики

Діапазон вихідної напруги: 2.3...11 кВ.

Вихідна напруга ПЧ: $U_{\text{вих,ном}}=6$ кВ

Номінальний вихідний струм ПЧ: $I_{\text{вих,ном}}\geq 900$ А

Номінальна повна потужність: $S_{\text{ПЧ}}\geq 10$ МВА

Діапазон вихідної частоти: для ГЦН зазвичай достатньо 0...70 Гц (або 30...70 Гц робочий): $f_{\text{min}}, f_{\text{max}} \Rightarrow \omega_{\text{min}}, \omega_{\text{max}}$

Обмеження прискорення/уповільнення (антигідродудар, обмеження моменту): до $1.5 I_{\text{ном}}$ з обмеженням по часу

Аналогічно для моменту

Це не “побажання”: ці значення прямо задають насичення в моделі й штрафи

Режим: Vector control / FOC.

Наявність моментного режиму (torque mode) – так

Тип зворотного зв'язку швидкості: енкодер/тахо

Наявність anti-windup у ПЧ – так

Струмовий контур: $\tau_i=5$ мс

Швидкісний контур: $\tau_\omega=0.10$ с

Затримка керування/вимірювання: $t_{\text{затр}}=5$ мс

Обмеження $I_{\text{НОМ}}=875 \text{ А}$

$I_{\text{max},\infty}=1.10 I_{\text{НОМ}}=963 \text{ А}$

$I_{\text{max,кр}}=1.50 I_{\text{НОМ}}=1313 \text{ А}$

Номинальний момент двигуна при 3000 об/хв:

$M_{\text{НОМ}}=P_{\text{НОМ}}\omega_{\text{НОМ}}=8 \cdot 10^6 \cdot 314.16=2.55 \cdot 10^9 \text{ Н}$

$M_{\text{max},\infty}=1.10 M_{\text{НОМ}}, M_{\text{max,кр}}=1.50M_{\text{НОМ}}$

Додаток Г. Дослідження пуску потужного двигуна за різними законами керування

Тіло програми:

$$R_s := 0.00933$$

$$R_{r1} := 0.0211$$

$$X_m := 2.34$$

$$\underline{\text{ORIGIN}} := 1$$

$$X_s := 0.0524 + 0.03$$

$$X_{r1} := 0.2149$$

$$\underline{\text{TOL}} := 0.0000001$$

$$\underline{G} := 900$$

$$\text{Cosn} := 0.84$$

$$R_{r2} := 0.257$$

$$K_{pd} := 0.92$$

$$m_c := 0.6$$

$$X_{r2} := 0.351$$

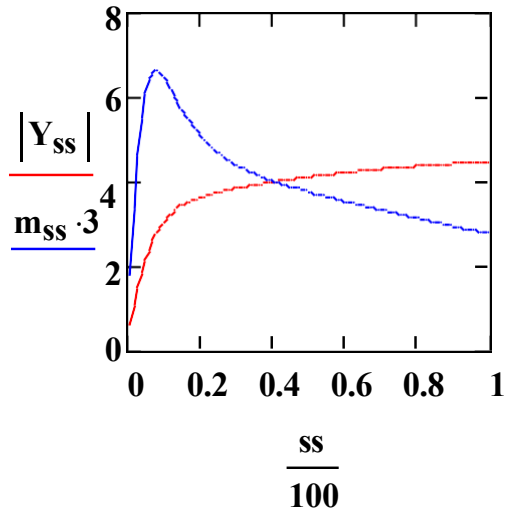
$$ss := 1, 2 .. 100$$

$$\alpha_s := X_s^{-1} \cdot R_s \quad \alpha_{r1} := X_{r1}^{-1} \cdot R_{r1}$$

$$Y_{ss} := \left[(R_s + i \cdot X_s) + \left(\frac{1}{\frac{R_{r1} \cdot 100}{ss} + i \cdot X_{r1}} + \frac{1}{\frac{R_{r2} \cdot 100}{ss} + i \cdot X_{r2}} + \frac{1}{i \cdot X_m} \right)^{-1} \right]^{-1}$$

$$\underline{m_c}(t) := \begin{cases} 0 & \text{if } t \leq 600 \\ 1 & \text{if } (600 < t < 1205) \\ 1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\underline{m_{ss}} := \frac{\left(\text{Re} \left(\frac{1}{Y_{ss}} \right) - R_s \right) \cdot (|Y_{ss}|)^2}{K_{pd} \cdot \text{Cosn}}$$



$$U_a(t) := \begin{cases} 0 & \text{if } t \leq 600 \\ \cos(t) & \text{if } (600 < t < 1205) \\ \cos(t) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$a_{r2} := X_{r2}^{-1} \cdot R_{r2}$$

$$X_{sr} := (X_m^{-1} + X_s^{-1} + X_{r1}^{-1} + X_{r2}^{-1})^{-1}$$

$$U_b(t) := \begin{cases} 0 & \text{if } t \leq 600 \\ \sin(t) & \text{if } (600 < t < 1205) \\ \sin(t) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$U_c(t) := \begin{cases} 0 & \text{if } t \leq 600 \\ \sin\left(t + 3 \frac{\pi}{2}\right) & \text{if } (600 < t < 1205) \\ \sin\left(t + 3 \frac{\pi}{2}\right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$a_s := X_s^{-1} \cdot X_{sr}$$

$$a_{r1} := X_{r1}^{-1} \cdot X_{sr}$$

$$a_{r2} := X_{r2}^{-1} \cdot X_{sr}$$

$$\mathbf{x} := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0.4 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{D}(\mathbf{t}, \mathbf{x}) := \begin{bmatrix} (\mathbf{a}_s - \mathbf{1}) \cdot \alpha_s \cdot \mathbf{x}_1 + \mathbf{a}_{r1} \cdot \alpha_s \cdot \mathbf{x}_2 + \mathbf{a}_{r2} \cdot \alpha_s \cdot \mathbf{x}_3 + \mathbf{Ua}(\mathbf{t}) \\ \mathbf{a}_s \cdot \alpha_{r1} \cdot \mathbf{x}_1 + (\mathbf{a}_{r1} - \mathbf{1}) \cdot \alpha_{r1} \cdot \mathbf{x}_2 + \mathbf{a}_{r2} \cdot \alpha_{r1} \cdot \mathbf{x}_3 - \mathbf{x}_7 \cdot \mathbf{x}_5 \\ \mathbf{a}_s \cdot \alpha_{r2} \cdot \mathbf{x}_1 + \mathbf{a}_{r1} \cdot \alpha_{r2} \cdot \mathbf{x}_2 + (\mathbf{a}_{r2} - \mathbf{1}) \cdot \alpha_{r2} \cdot \mathbf{x}_3 - \mathbf{x}_7 \cdot \mathbf{x}_6 \\ (\mathbf{a}_s - \mathbf{1}) \cdot \alpha_s \cdot \mathbf{x}_4 + \mathbf{a}_{r1} \cdot \alpha_s \cdot \mathbf{x}_5 + \mathbf{a}_{r2} \cdot \alpha_s \cdot \mathbf{x}_6 + \mathbf{Ub}(\mathbf{t}) \\ \mathbf{a}_s \cdot \alpha_{r1} \cdot \mathbf{x}_4 + (\mathbf{a}_{r1} - \mathbf{1}) \cdot \alpha_{r1} \cdot \mathbf{x}_5 + \mathbf{a}_{r2} \cdot \alpha_{r1} \cdot \mathbf{x}_6 + \mathbf{x}_7 \cdot \mathbf{x}_2 \\ \mathbf{a}_s \cdot \alpha_{r2} \cdot \mathbf{x}_4 + \mathbf{a}_{r1} \cdot \alpha_{r2} \cdot \mathbf{x}_5 + (\mathbf{a}_{r2} - \mathbf{1}) \cdot \alpha_{r2} \cdot \mathbf{x}_6 + \mathbf{x}_7 \cdot \mathbf{x}_3 \\ \mathbf{1} \cdot -1 \\ \mathbf{G} \cdot \mathbf{Xs} \cdot -\mathbf{x}_1 \cdot (\mathbf{a}_s \cdot \mathbf{x}_4 + \mathbf{a}_{r1} \cdot \mathbf{x}_5 + \mathbf{a}_{r2} \cdot \mathbf{x}_6) + \mathbf{x}_4 \cdot (\mathbf{a}_s \cdot \mathbf{x}_1 + \mathbf{a}_{r1} \cdot \mathbf{x}_2 + \mathbf{a}_{r2} \cdot \mathbf{x}_3) - \mathbf{mc}(\mathbf{t}) \end{bmatrix}$$

```

F := | t ← 0
      | x1 ← x
      | for i ∈ 1.. 6000
      |   | Z ← rkfixed(x1 , t, t + 0.314 , 1 , D)
      |   | for j ∈ 1.. 7
      |   |   | x1j ← [ (ZT)<2> ]-j+1
      |   |   | Is1 ← (x11 - as · x11 - ar1 · x12 - ar2 · x13) Xs-1
      |   |   | Is2 ← (x14 - as · x14 - ar1 · x15 - ar2 · x16) Xs-1
      |   |   | Iai ← Is1
      |   |   | Ibi ← - $\frac{Is1}{2} + \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot Is2$ 
      |   |   | Ici ← - $\frac{Is1}{2} - \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot Is2$ 
      |   |   | Isi ←  $\sqrt{(Is1)^2 + (Is2)^2}$ 
      |   |   | Mi ←  $\frac{-x11 \cdot (a_s \cdot x14 + a_{r1} \cdot x15 + a_{r2} \cdot x16) + x14 \cdot (a_s \cdot x11 + a_{r1} \cdot x12 + a_{r2} \cdot x13)}{X_s}$ 
      |   |   | Pi ← Is1 · Ua(t) + Is2 · Ub(t)
      |   |   | ωi ← x17
      |   |   | Ui ← Ua(t)
      |   |   | t ← t + 0.314
      |   |   | τi ← t
      |   |   | ( Ia )
      |   |   | ( Ib )
      |   |   | ( Ic )
      |   |   | ( M )
      |   |   | ( ω )
      |   |   | ( Is )
      |   |   | ( U )
      |   |   | ( P )

```

i := 1.. 5000

Ia := F₁ Ib := F₂ Ic := F₃ M := F₄ ω := F₅ Is := F₆ U := F₇ P := F₈

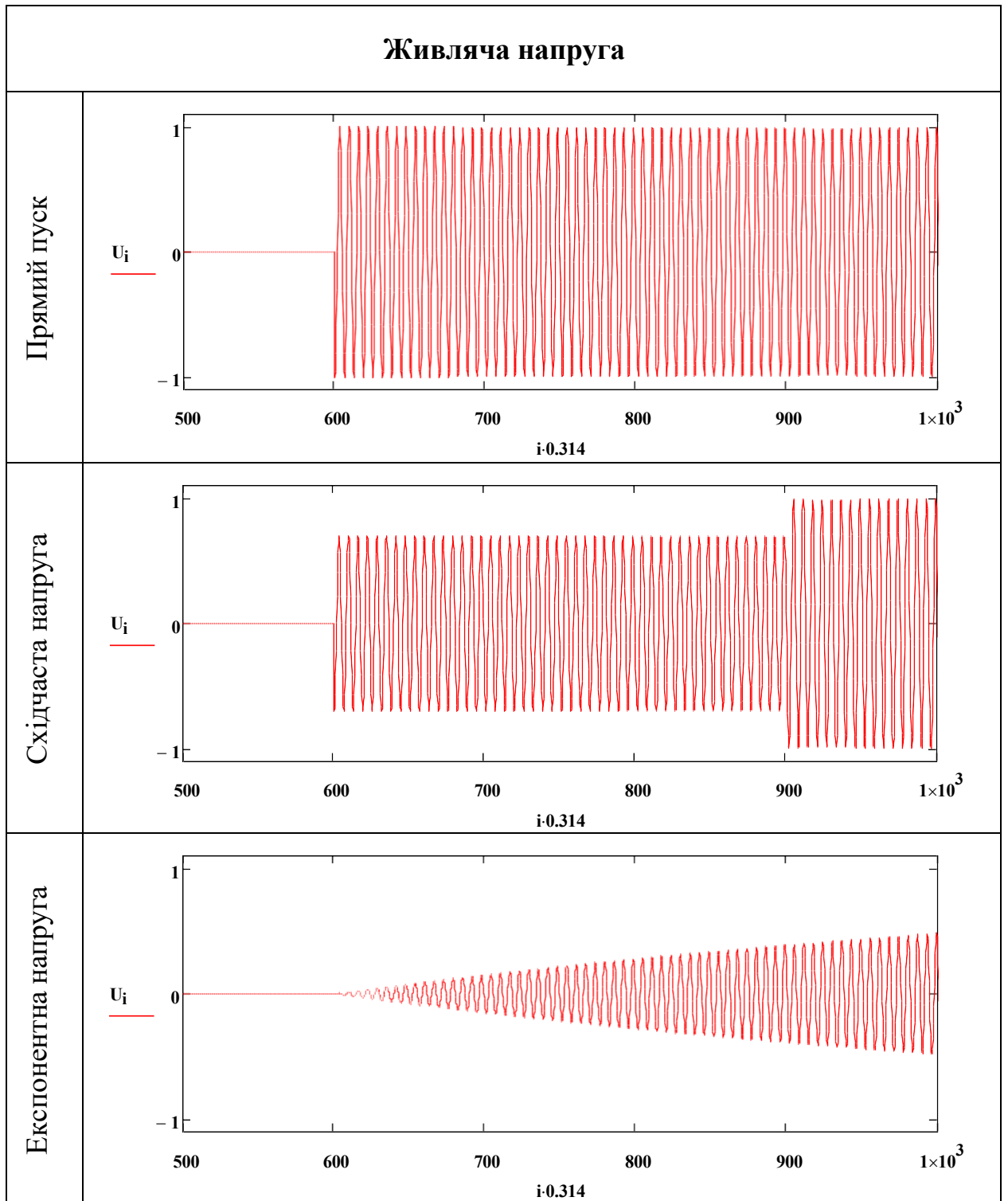


Рисунок Г1 – Зміна напруги ГЦН за різними методами пуску

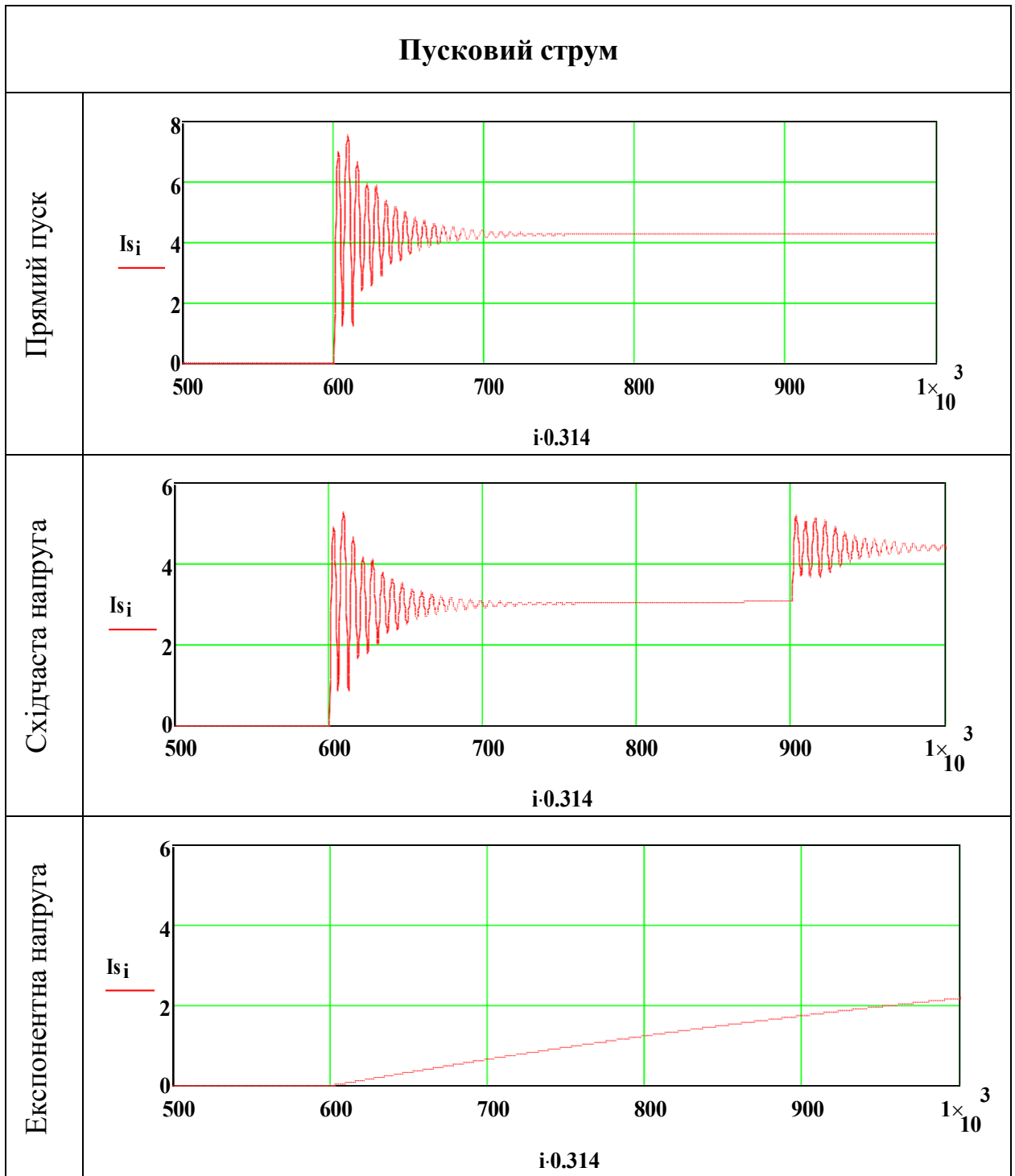


Рисунок Г2 – Зміна струмів ГЦН за різними методами пуску

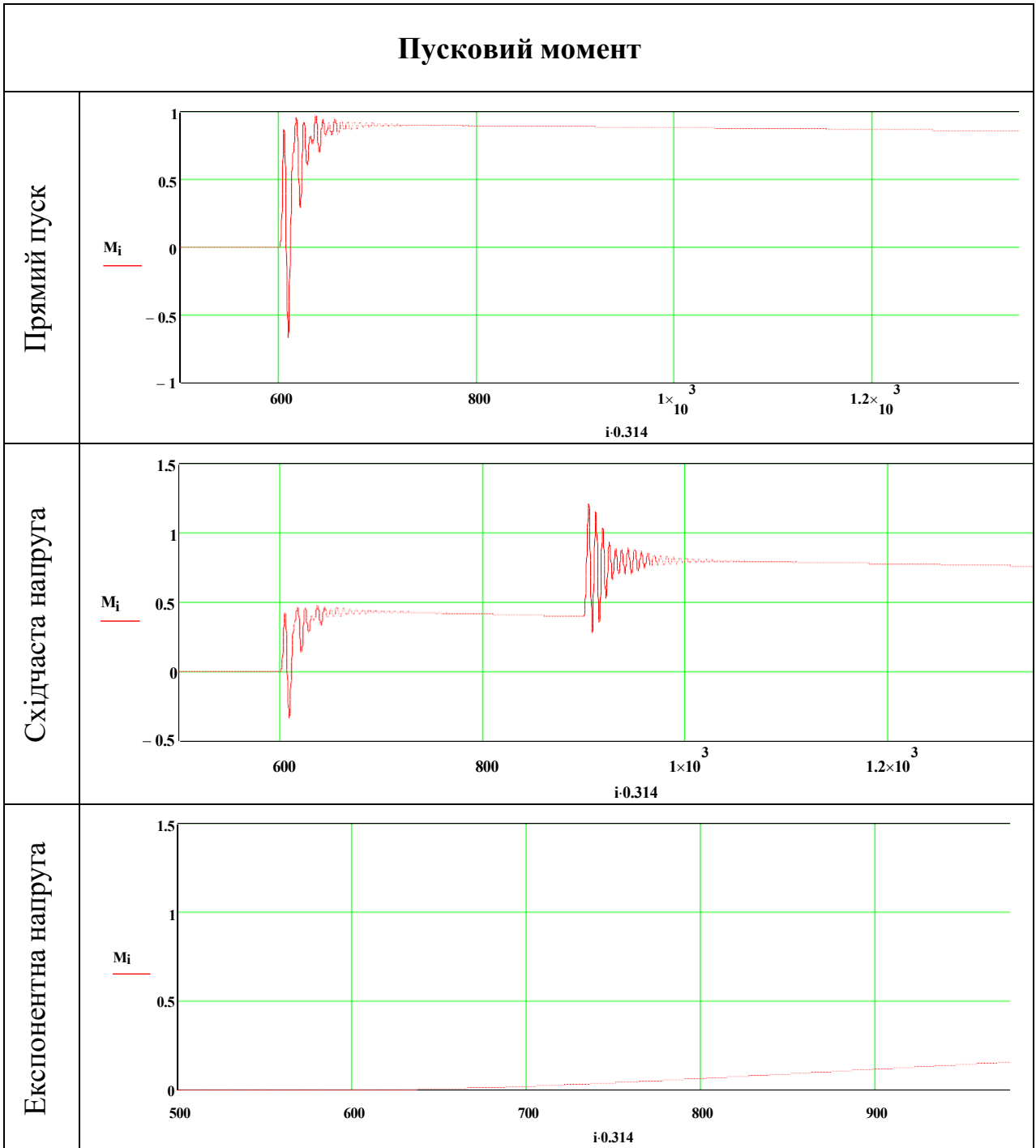


Рисунок Г3 – Зміна моментів ГЦН за різними методами пуску

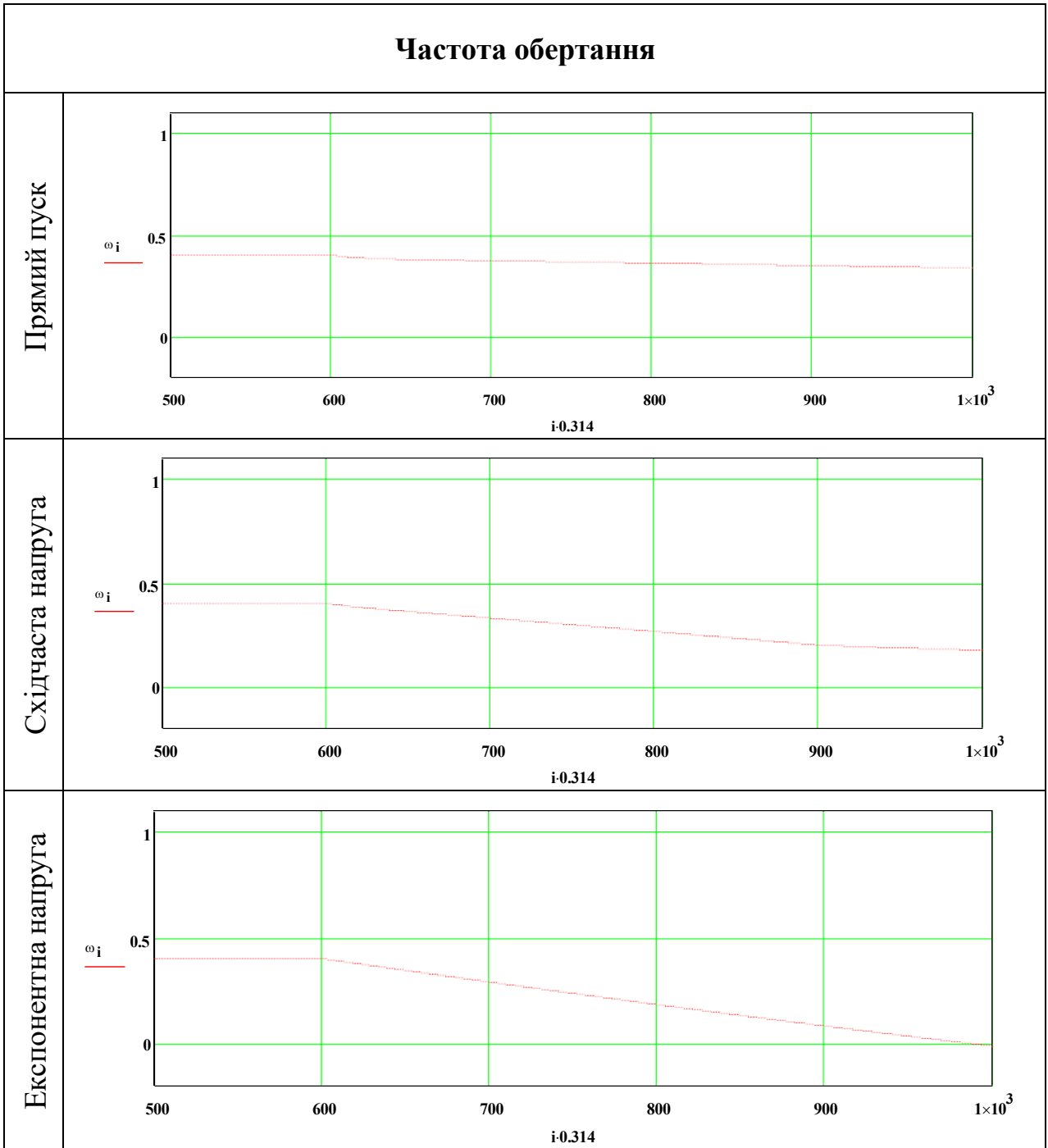


Рисунок Г4 – Зміна частоти обертання ГЦН за різними методами пуску

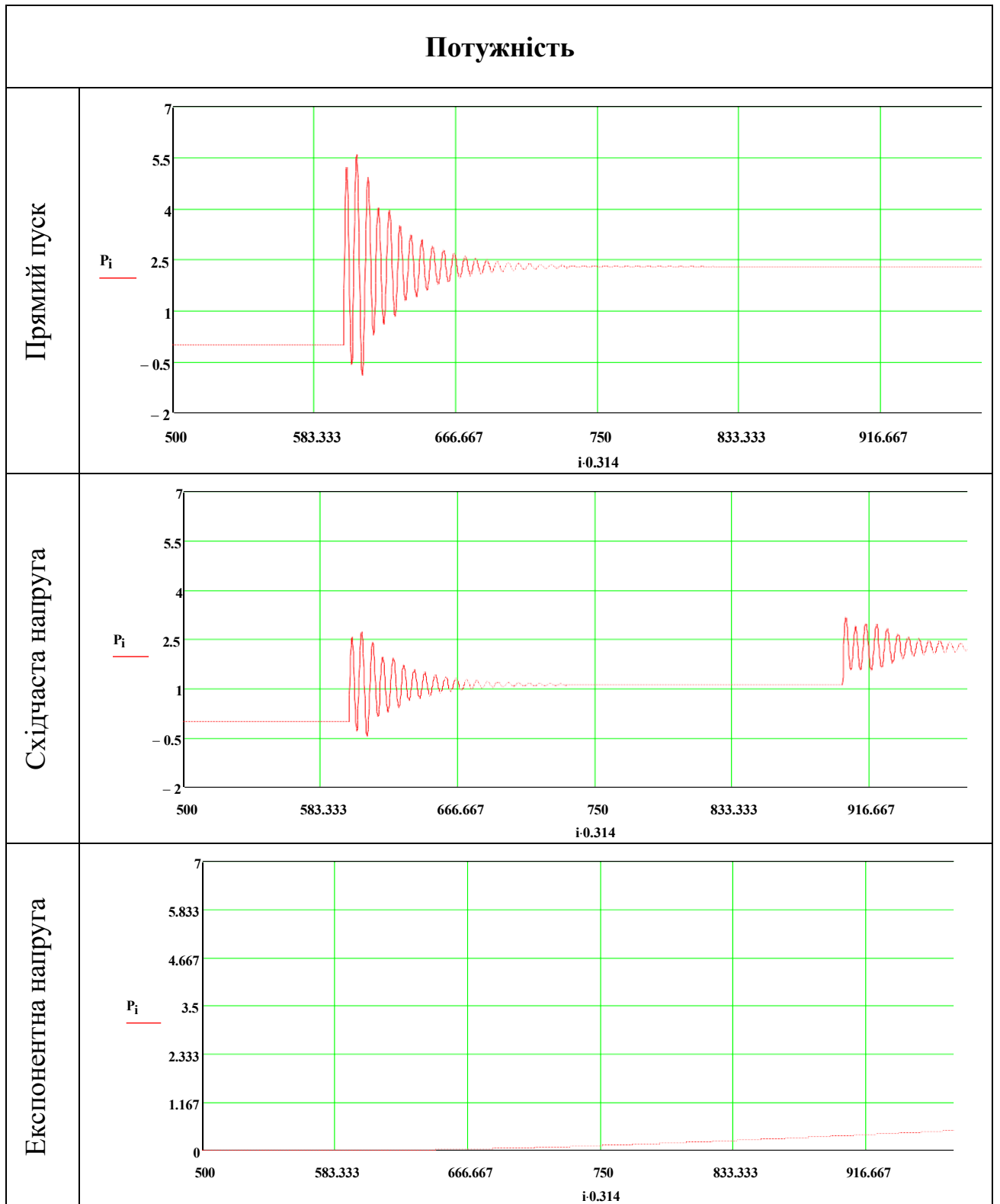


Рисунок Г5 – Зміна потужності ГЦН за різними методами пуску

Додаток Д. Акти впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Т.в.о.директора Зміївської ТЕС

Курило П.І.

“ 14 ” 08 2023 р.



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційних досліджень аспіранта кафедри автоматизації,
метрології та енергоефективних технологій
Української інженерно-педагогічної академії
Дрозда Володимира Анатолійовича

на Зміївській ТЕС

за темою:

**“Підвищення якості систем автоматизованого керування живильними
насосами ТЕС”.**

Підстава: договір про співпрацю.

Ухвалено комісією у складі:

Голова комісії:

Начальник виробничо-технічного відділу Корчинський Олександр Олегович

Члени комісії:

1. Заступник начальника цеху теплової автоматики та вимірювань
Коломієць Костянтин Валентинович

2. Провідний інженер цеху наладки та випробувань
Агафонов Євген Віталійович

Результати дисертаційних досліджень Дрозда Володимира Анатолійовича в
рамках науково-дослідної роботи мають практичну цінність при використанні на
Зміївській ТЕС. Основні положення, які будуть використовуватись на Зміївській
ТЕС складають:

1. Математичні моделі систем автоматичного керування живильними
насосами.

2. Алгоритми роботи систем керування живильними насосами при
використанні частотних перетворювачів та гідромуфти.

Запровадження вищезазначених результатів дозволяє підвищити
економічність роботи енергоблоків шляхом зниження втрат енергії на привід
живильних насосів, що приводить до підвищення техніко-економічних показників
роботи станції.

Голова комісії:

О.О. Корчинський

Члени комісії:

К.В. Коломієць

Є.В. Агафонов

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор УПА, кандидат

технічних наук, доцент

Петров С.В.

202__ р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів наукових досліджень дисертаційної роботи

Дрозд Володимира Анатолійовича

в навчальному процесі Української інженерно-педагогічної академії

Комісія у складі: голови – декана факультету Енергетики і автоматизації, кандидата технічних наук, доцента Антоненко Н.С.; членів комісії – доктора технічних наук, професора, завідувача кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Канюка Г.І., кандидата технічних наук, доцента кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Мезері А.Ю. встановила, що результати наукових досліджень Дрозд В.А. запровадженні в навчальному процесі УПА у вигляді:

1. Лекційних занять з дисципліни “Автоматизовані системи керування технологічними процесами” за темою “Методи оптимізації систем керування живильними насосами електростанцій”
2. Лекційних занять з дисципліни “Автоматизовані системи керування в теплоенергетиці” за темою “Сучасні методи підвищення ефективності живильних насосів електростанцій”
3. При виконанні курсових та дипломних проектів магістрів у галузі енергетики та автоматизації

Голова комісії

Декан факультету Енергетики і автоматизації
кандидат технічних наук, доцент

Наталія АНТОНЕНКО

Члени комісії

Доктор технічних наук,
професор
Кандидат технічних наук,
доцент

Геннадій КАНЮК

Андрій МЕЗЕРЯ

Онлайн сервіс створення та перевірки кваліфікованого та удосконаленого електронного підпису

ПРОТОКОЛ
створення та перевірки кваліфікованого та удосконаленого електронного підпису

Дата та час: 22:44:08 15.03.2026

Назва файлу з підписом: Дисертація Дрозд В.А..docx.asice
Розмір файлу з підписом: 4.9 МБ

Перевірені файли:
Назва файлу без підпису: Дисертація Дрозд В.А..docx
Розмір файлу без підпису: 5.5 МБ

Результат перевірки підпису: Підпис створено та перевірено успішно. Цілісність даних підтверджено

Підписувач: ДРОЗД ВОЛОДИМИР АНАТОЛІЙОВИЧ
П.І.Б.: ДРОЗД ВОЛОДИМИР АНАТОЛІЙОВИЧ
Країна: Україна
РНОКПП: 3537603772
Організація (установа): ФІЗИЧНА ОСОБА
Час підпису (підтверджено кваліфікованою позначкою часу для підпису від Надавача): 22:44:03
15.03.2026
Сертифікат виданий: КНЕДП АЦСК АТ КБ "ПРИВАТБАНК"
Серійний номер: 5E984D526F82F38F04000000559A350175D9D606
Алгоритм підпису: ДСТУ 4145
Тип підпису: Удосконалений
Тип контейнера: Підпис та дані в архіві (розширений) (ASiC-E)
Формат підпису: З повними даними для перевірки (XAdES-B-LT)
Сертифікат: Кваліфікований

Версія від: 2025.08.25 13:00