

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
Міністерство освіти і науки України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
Міністерство освіти і науки України

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

БУНДЄВ Денис Степанович

УДК 621.18 : 621.039

ДИСЕРТАЦІЯ

КВАЛІФІКАЦІЯ ТЕПЛОГІДРОДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ У ЗМІШУВАЛЬНИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ ТУРБІННОГО ВІДДІЛЕННЯ ЯДЕРНИХ ЕНЕРГОУСТАНОВОК

Спеціальність 143 – Атомна енергетика

Галузь знань 14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ Д. С. Бундєв

Науковий керівник:

Скалозубов Володимир Іванович, доктор технічних наук, професор,
лауреат Державної премії України з науки і техніки

ОДЕСА - 2026

АНОТАЦІЯ

Бундєв Д.С. Кваліфікація теплогідродинамічної стійкості у змішувальних теплообмінниках турбінного відділення ядерних енергоустановок. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 143 Атомна енергетика. – Національний університет «Одеська політехніка», Одеса, Україна, 2026.

Багаторічний досвід експлуатації змішувальних теплообмінників турбінного відділення ядерних енергоустановок з реакторами типу ВВЕР визначив виникнення в певних режимах порушення нормальних умов експлуатації та підвищеного вібраційного стану систем турбінного відділення внаслідок гідродинамічних «ударів» на внутрішньокорпусні пристрої змішувальних теплообмінників.

Негативними наслідками гідродинамічних «ударів» можуть бути:

- порушення умов нормальної роботи насосів, що забезпечують подачу води до парогенераторів;
- пошкодження/руйнування внутрішньокорпусних пристроїв змішувальних теплообмінників;
- підвищений вібраційний стан обладнання/трубопроводів турбінного відділення ядерних енергоустановок.

Однією з домінантних причин виникнення гідродинамічних ударів та їх негативних наслідків можуть бути умови теплогідродинамічної нестійкості в системах змішувальних теплообмінників.

Визначення умов виникнення теплогідродинамічної нестійкості у системах змішувальних теплообмінників у робочих і перехідних режимах може бути проведено шляхом розрахункової та експериментальної кваліфікації (обґрунтування) теплогідродинамічної стійкості, що і визначає актуальність, мету та завдання цієї роботи.

Мета даної роботи – розрахункова та експериментальна кваліфікація умов теплогідродинамічної стійкості в робочих і перехідних режимах систем змішувальних теплообмінників турбінного відділення ядерної енергоустановки з ВВЕР.

Досягнення зазначеної мети забезпечується вирішенням наступних задач.

1. Аналіз відомих досліджень в області моделювання умов і наслідків різних видів імпульсної (періодичної), низькочастотної та високочастотної коливальної теплогідродинамічної нестійкості в системах теплотехнічного обладнання енергоустановок.

2. Розробка детерміністського методу кваліфікації умов гідродинамічних ударів у динамічних режимах змішувальних теплообмінників внаслідок імпульсної теплогідродинамічної нестійкості.

3. Експериментальна кваліфікація (верифікація) умов гідродинамічних ударів у змішувальних теплообмінниках внаслідок імпульсної теплогідродинамічної нестійкості.

4. Розробка детерміністського методу кваліфікації умов гідродинамічних ударів у рівноважних режимах змішувальних теплообмінників внаслідок коливальної теплогідродинамічної нестійкості.

5. Розробка практичних рекомендацій щодо забезпечення умов теплогідродинамічної стійкості змішувальних теплообмінників турбінного відділення ядерної енергоустановки з ВВЕР.

Наукова новизна роботи полягає у наступному.

1. Вперше встановлено, що для систем змішувальних теплообмінників у загальному випадку актуальні:

- низькочастотна коливальна теплогідродинамічна нестійкість, викликана запізненням завершення тепломасообмінних процесів при конденсації та інерційністю напірно-витратних характеристик насосів;

- імпульсна теплогідродинамічна нестійкість внаслідок переходу кінетичної енергії потоку у внутрішню енергію гідродинамічних ударів.

2. Розроблено новий детерміністський метод кваліфікації умов гідродинамічних ударів у змішувальних теплообмінниках внаслідок імпульсної теплогідродинамічної нестійкості.

3. Розроблено новий детерміністський метод кваліфікації умов гідродинамічних ударів у змішувальних теплообмінниках внаслідок коливальної теплогідродинамічної нестійкості.

Розроблені обґрунтовані практичні рішення щодо запобігання гідродинамічним ударам внаслідок імпульсної та коливальної теплогідродинамічної нестійкості у змішувальних теплообмінниках турбінного відділення ядерної енергоустановки з ВВЕР можуть бути використані експлуатуючою організацією НАЕК «Енергоатом» для підвищення ефективності та безпечної експлуатації АЕС України.

У **розділі 1** проведено аналіз відомих методів моделювання гідродинамічних ударів внаслідок різних видів теплогідродинамічної нестійкості в системах теплотехнічного обладнання енергоустановок: низькочастотна коливальна теплогідродинамічна нестійкість у парогенеруючих /конденсуючих системах; високочастотна теплогідродинамічна нестійкість у нерівноважних двофазних системах; імпульсна теплогідродинамічна нестійкість у трансзвуковому середовищі та в контурах природної циркуляції та ін.

Встановлено, що в даний час відсутні досить обґрунтовані методи моделювання гідродинамічних ударів у системах змішувальних теплообмінників.

Згідно з результатами проведеного аналізу встановлено мету та завдання роботи.

У **розділі 2** розроблено новий детерміністський метод моделювання гідродинамічних ударів внаслідок імпульсної теплогідродинамічної нестійкості в динамічних (нестационарних) режимах змішувальних теплообмінників регенеративної системи турбіни. Умови виникнення гідродинамічних ударів внаслідок імпульсної теплогідродинамічної нестійкості – імпульсне зниження

швидкості потоку з перетворенням кінетичної енергії потоку в енергію імпульсу тиску гідродинамічних ударів.

Визначальними умовами теплогідродинамічної нестійкості в об'ємі змішувального підігрівача є незавершеність тепломасообмінних процесів конденсації та інерційність реакції напірно-витратної характеристики конденсатного насоса.

Амплітуди і частоти коливань теплогідродинамічних параметрів у змішувальному підігрівачі істотно залежать від витрати пари, що гріє. Максимальні відносні амплітуди коливань витрати конденсату 25 %, тиску в об'ємі підігрівача – 50 %, рівня конденсату в підігрівачі – 99 %. Максимальна частота коливань 0,1 Гц.

Імпульси тиску при гідроударах також істотно залежать від витрат пари, що гріє. Максимальний відносний імпульс тиску пари 400 %.

Для запобігання коливанням теплогідродинамічних параметрів і гідродинамічним ударам в об'ємі змішувального підігрівача доцільною є модернізація системи шляхом установки:

- регуляторів подачі витрати пари, що гріє, і рівня конденсату в об'ємі підігрівача;
- демпфуючих пристроїв на трубопроводі подачі конденсату в підігрівач.

У розділі 3 проведено експериментальну кваліфікацію (верифікацію) розробленого методу моделювання теплогідродинамічної нестійкості та гідродинамічних ударів на експериментальних установках «Гідроудар» і «Насос». Конструкційно-технічні параметри експериментальних установок відповідають критеріям теплогідродинамічної подібності натурної системи.

На експериментальній установці «Гідроудар» умови гідродинамічного удару на корпус гідроємності «штучно» створювалися шляхом відкриття клапана-затвора при тисках в гідроємності 0,2, 0,45, 0,6 і 0,8 МПа.

На експериментальній установці «Насос» амплітуди реєстрованих коливань тиску в контурі створювалися шляхом зміни витрати регулюючим клапаном. Умови гідродинамічних ударів «штучно» моделювалися різким закриттям регулюючого клапана.

Максимальні відносні амплітуди імпульсу тиску при гідродинамічних ударах на експериментальній установці «Гідроудар» не перевищували 350 %. Максимальні відносні амплітуди імпульсу тиску при гідродинамічних ударах на експериментальній установці «Насос» не перевищували 950 %. Консервативні розбіжності розрахункових і експериментальних даних визначаються прийнятими в розрахункових моделях припущеннями про ізотермічність процесу гідроудару та відсутність необоротних теплогідродинамічних втрат.

Максимальні відносні амплітуди коливань тиску в замкнутому контурі експериментальної установки «Насос» при варіюванні витрати не перевищували 50 %.

У **розділі 4** розроблено детерміністський метод кваліфікації теплогідравлічної стійкості в рівноважному стані змішуючих теплообмінників.

Розроблений метод засновано на аналізі впливу незалежних флуктуаційних відхилень тиску та швидкості потоку на умови теплогідродинамічної нестійкості, що дозволило визначити розрахункову мережу параметрів теплогідродинамічної нестійкості.

Згідно зі встановленими результатами розрахункової кваліфікації теплогідродинамічної стійкості розроблено практичні рекомендації щодо запобігання умовам і наслідкам теплогідродинамічної нестійкості та гідродинамічних ударів.

Ключові слова: гідродинаміка, тепло масообмін, теплотехнічне обладнання, надійність, ядерна енергоустановка.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій здобувача, що містять основні наукові результати дисертації:

1. Skalozubov V., Dorozh O., Komarov Yu., **Bundev D.**, Verbylo I., Sukhomlinov O. Method of qualification of mixing heaters of turbo plants in conditions of thermodynamic instability. *Problems of Atomic Science and Technology*. 2025. No. 2 (156). P. 96 – 99. doi.org/10.46813/2025-156-096 Фахове видання, включено до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах SCOPUS та Web of Science.

2. Skalozubov V. I., Dorozh O. A., Komarov Yu. O., Galatsan M. P., Mazurenko A. S., **Bundev D. S.** Method of qualification of mixing heaters of turbo plants in conditions of thermodynamic instability. *Nuclear Physics and Atomic Energy*. 2024. Vol. 25, No. 1. P. 43 – 46. doi.org/10.15407/jnpae2024.01.043 Фахове видання, включено до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах SCOPUS та Web of Science.

3. Скалозубов В. І., Дорож О. А., **Бундєв Д. С.**, Сухомлінов О. С., Прокоф'єв С. С. Питання безпеки та управління аваріями в малих модульних реакторах SMR-160 в умовах теплогідродинамічної нестійкості. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2024. № 3(31). С. 23 – 28. doi.org/10.31717/2311-8253.24.3 Фахове видання, включено до категорії «Б» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах Index Copernicus, Google Scholar, INIS, ResearchBib.

4. Skalozubov V., Vierinov O., Kanivets A., Kochnieva V., **Bundiev D.**, Hayo H. Risk-informed method for qualifying strategies for operation control of metal of safety related systems of nuclear power plants. *Proc. of Odessa Polytechnic University* (Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi). 2023. Iss. 2(68). P. 43 – 50. DOI 10.15276/opu.2.68.2023.05 Фахове видання, індексується у міжнародних наукометричних базах Citefactor, CNKI Scholar,

CrossRef, DOAJ, EBSCO, ERIH PLUS, Gale/Cengage, Google Scholar, Index Copernicus, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat та ін.

5. Скалозубов В. І., Верінов О. М., Канівець А. В., Кочнева В. Ю., **Бундєв Д. С.**, Хайо Х. Ризик-орієнтований метод оптимізації стратегії планового ремонту за технічним станом систем, важливих для безпеки ядерних енергоустановок. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2023. № 3(28). С. 10 – 15. doi.org/10.31717/2311-8253.23.3.2 Фахове видання, включено до категорії «Б» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах Index Copernicus, Google Scholar, INIS, ResearchBib.

6. Skalozubov V., Vashchenko V., Dorozh O., **Bundev D.**, Kandeewa V., Zhukova O. Method of qualification of nuclear and environmental safety systems of nuclear power plants with VVER-1000 and AR-1000. *Danish Scientific Journal*. 2023. No. 74. P. 77 – 80. doi.org/10.5281/zenodo.8199248 Міжнародне наукове видання, індексується у міжнародних наукометричних базах Cosmos, SJIF, Google Scholar, IJIFACTOR та ін.

7. Skalozubov V., Kozlov I., Kozlov O., **Bundiev D.**, Kosenko S. Safety of Ukraine's nuclear power industry in extreme operating conditions. *Proc. of Odessa Polytechnic University* (Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi). 2022. Iss. 2(66). P. 74 – 81. DOI 10.15276/opu.2.66.2022.09 Фахове видання, індексується у міжнародних наукометричних базах Citefactor, CNKI Scholar, CrossRef, DOAJ, EBSCO, ERIH PLUS, Gale/Cengage, Google Scholar, Index Copernicus, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat та ін.

8. **Бундєв Д.**, Скалозубов В., Кочнева В. Надійність насосів систем, важливих для безпеки ядерних енергоблоків : монографія. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2021. 65 с. ISBN 978-620-4-20388-1 Рекомендовано рішеннями Вченої ради Інституту енергетики Національного університету «Одеська політехніка» (протокол № 2 від 11.10.2021 р.) та Вченої ради Національного університету «Одеська політехніка» (протокол № 5 від 08.11.2021 р.)

9. **Бундєв Д.С.** Кваліфікація теплогідродинаміної стійкості у змішувальних теплообмінниках тербінного відділення ядерних енергоустановок. монографія. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2021. 65 с. ISBN 978-620-8-43622-3 Рекомендовано рішеннями Вченої ради Інституту енергетики Національного університету «Одеська політехніка» (протокол № 2 від 11.10.2021 р.) та Вченої ради Національного університету «Одеська політехніка» (протокол № 5 від 08.11.2021 р.)

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

10. Скалозубов В., Дорож О., **Бундєв Д.**, Верінов О., Вербило І., Канівець А., Хайо Х. Ремонт та наладка АЕС : конспект лекцій. Одеська політехніка, 2024. 102 с.

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

11. Skalozubov V., Komarov Yu., Verinov A., Kosenko S., **Bundev D.**, Hayo H., Kochnyeva V. Probabilistic reliability analysis for pumps of safety related systems at nuclear power plants. *ICST-ODESSA-2023: XI International Scientific Conference «Information-Management Systems and Technologies»*: Mater. (Odessa, Ukraine, September 21 – 23, 2023). P. 201-203. <http://icst-conf.com/main-eng.html>

12. Skalozubov V., Alhemiri S. A., **Bundev D.**, Kosenko S., Orlov G. Criteria and conditions for steam-gas explosions in thermal power equipment. *XXX International Scientific and Practical Conference «Development of modern science, experience and trends»*: Proc. (Boston, USA, October 11 – 14, 2022). P. 416 – 420. DOI 10.46299/ISG.2022.2.3

13. Skalozubov V., Kondratiuk V., **Bundev D.**, Vierinov O., Kosenko S. Qualification method for accident management systems at AP1000 nuclear power plant. *XXXIII International Scientific and Practical Conference «Trends in the development of science in the modern world»*: Proc. (Graz, Austria, August 23 – 26, 2022). P. 389 – 390. DOI 10.46299/ISG.2022.1.33

ABSTRACT

Bundiev D.S. Qualification of thermal hydrodynamic stability in mixing heat exchangers of the turbine house of nuclear power plants. – Manuscript.

Thesis for a Doctor of Philosophy degree by specialty 143 Nuclear Power. – Odessa Polytechnic National University, Odessa, Ukraine, 2026.

Many years of experience in operating mixing heat exchangers of the turbine house of nuclear power plants with VVERs have determined the occurrence of violation of normal operating conditions and increased vibration of turbine house systems due to "water hammers" on the internals of mixing heat exchangers in certain modes.

The negative consequences of "water hammers" can be:

- violation of the normal operating conditions of pumps that provide water supply to steam generators;
- damage/destruction of internals of mixing heat exchangers;
- increased vibration of equipment/pipelines of the turbine house of nuclear power plants.

One of the dominant causes of "water hammers" and their negative consequences can be conditions of thermal hydrodynamic instability in the mixing heat exchanger systems.

Determination of the conditions for the occurrence of thermal hydrodynamic instability in mixing heat exchanger systems in operating and transient modes can be realised with calculation and experimental qualification (substantiation) of thermal hydrodynamic stability that determines the relevance, purpose and tasks of this work.

The purpose of this work is the calculation and experimental qualification of the conditions for thermal hydrodynamic stability of mixing heat exchanger systems of the turbine house of a nuclear power plant with VVER in operating and transient modes.

The achievement of this purpose is ensured by solving the following tasks.

1. Analysis of known research in modelling the conditions and consequences of various types of pulsed (periodic), low-frequency and high-frequency oscillatory thermal hydrodynamic instability in systems of thermal equipment of power plants.

2. Development of a deterministic method for qualifying the conditions of "water hammers" in dynamic modes of mixing heat exchangers due to pulsed thermal hydrodynamic instability.

3. Experimental qualification (verification) of the conditions of "water hammers" in mixing heat exchangers due to pulsed thermal hydrodynamic instability.

4. Development of a deterministic method for qualifying the conditions of "water hammers" in equilibrium modes of mixing heat exchangers due to oscillatory thermal hydrodynamic instability.

5. Development of practical recommendations for ensuring the conditions of thermal hydrodynamic stability of mixing heat exchangers of the turbine house of a nuclear power plant with VVER.

The scientific novelty of the work is in the following.

1. It was found for the first time that for mixing heat exchanger systems in the general case the following are relevant:

low-frequency oscillatory thermal hydrodynamic instability caused by the delay in the completion of heat and mass exchange processes during condensation and the inertia of the pressure-flow characteristics of pumps;

pulsed thermal hydrodynamic instability due to the transition of the kinetic energy of the flow into the internal energy of "water hammers".

2. A new deterministic method for qualifying the conditions of "water hammers" in mixing heat exchangers due to pulsed thermal hydrodynamic instability has been developed.

3. A new deterministic method for qualifying the conditions of "water hammers" in mixing heat exchangers due to oscillatory thermal hydrodynamic instability has been developed.

Reasoned practical solutions have been developed to prevent "water hammers" due to pulsed and oscillatory thermal hydrodynamic instability in mixing heat exchangers of the turbine house of a nuclear power plant with VVER that can be used by the operating organization NNEGC Energoatom to increase the efficiency and safe operation of Ukrainian nuclear power plants.

The First Chapter analyses known methods for modelling "water hammers" due to various types of thermal hydrodynamic instability in systems of thermal equipment of power plants: low-frequency oscillatory thermal hydrodynamic instability in steam-generating/condensing systems; high-frequency thermal hydrodynamic instability in non-equilibrium two-phase systems; pulsed thermal hydrodynamic instability in a transonic environment and in natural circulation circuits, etc.

It is found that at present there are no sufficiently substantiated methods for modelling "water hammers" in mixing heat exchanger systems.

According to the results of the analysis, the purpose and tasks of the work are established.

The Second Chapter develops a new deterministic method for modelling "water hammers" due to pulsed thermal and hydrodynamic instability in dynamic (non-stationary) modes of mixing heat exchangers of a regenerative turbine system. The conditions for the occurrence of "water hammers" due to pulsed thermal and hydrodynamic instability are a pulsed decrease in the flow velocity with the conversion of the kinetic energy of the flow into the energy of the pressure pulse of "water hammers".

The determining conditions for thermal hydrodynamic instability in the volume of the mixing heater are the incompleteness of the heat and mass transfer processes of condensation and the inertia of the reaction of the pressure-flow characteristic of the condensate pump.

The amplitudes and frequencies of oscillations of thermal hydrodynamic parameters in the mixing heater significantly depend on the flow rate of the heating

steam. The maximum relative amplitudes of condensate flow rate fluctuations are 25%, pressure in the heater volume is 50%, and condensate level in the heater is 99%. The maximum oscillation frequency is 0.1 Hz.

Pressure pulses during water hammer also significantly depend on the heating steam flow rate. The maximum relative steam pressure pulse is 400%.

To prevent fluctuations in thermal hydrodynamic parameters and water hammers in the volume of the mixing heater, it is advisable to modernize the system with installing:

- regulators of the heating steam flow rate and the condensate level in the heater volume;
- damping devices on the condensate supply pipeline to the heater.

The Third Chapter carries out the experimental qualification (verification) of the developed method for modelling thermal hydrodynamic instability and "water hammers" on the experimental installations "Water hammer" and "Pump". The design and technical parameters of the experimental installations meet the criteria for thermal hydrodynamic similarity of the full-scale system.

On the experimental installation "Water hammer", the conditions for water hammers on the body of the hydraulic tank were "artificially" created by opening the valve-gate at pressures in the hydraulic tank of 0.2, 0.45, 0.6 and 0.8 MPa.

On the experimental installation "Pump", the amplitudes of the registered pressure fluctuations in the circuit were created by changing the flow rate with a control valve. The conditions for water hammers were "artificially" simulated by abruptly closing the control valve.

The maximum relative amplitudes of the pressure pulse during water hammers on the experimental installation "Water hammer" did not exceed 350%. The maximum relative amplitudes of the pressure pulse during water hammers on the experimental installation "Pump" did not exceed 950%. Conservative discrepancies between the calculated and experimental data are determined by the assumptions made in the

calculation models about the isothermality of the water hammer process and the absence of irreversible thermal hydrodynamic losses.

The maximum relative amplitudes of pressure fluctuations in the closed circuit of the experimental installation "Pump" when varying the flow rate did not exceed 50%.

The Fourth Chapter develops a deterministic method for qualifying the thermal hydraulic stability in the equilibrium state of mixing heat exchangers.

The developed method is based on the analysis of the influence of independent fluctuation deviations of pressure and flow velocity on the conditions of thermal hydrodynamic instability that made it possible to determine the calculation network of parameters of thermal hydrodynamic instability.

According to the found results of the calculation qualification of thermal hydrodynamic stability, practical recommendations have been developed for preventing the conditions and consequences of thermal hydrodynamic instability and water hammers.

Keywords: hydrodynamics, heat and mass transfer, heat engineering equipment, reliability, nuclear power plant.

LIST OF PUBLICATIONS OF THE APPLICANT BY DISSERTATION TOPIC

Publications of the applicant containing the main scientific results of the dissertation:

1. Skalozubov V., Dorozh O., Komarov Yu., **Bundev D.**, Verbylo I., Sukhomlinov O. Method of qualification of mixing heaters of turbo plants in conditions of thermodynamic instability. *Problems of Atomic Science and Technology*. 2025. No. 2 (156). P. 96 – 99. doi.org/10.46813/2025-156-096 The specialized publication, included in category "A" of the List of scientific specialized publications of Ukraine, indexed in the international scientometric databases SCOPUS and Web of Science.

2. Skalozubov V. I., Dorozh O. A., Komarov Yu. O., Galatsan M. P., Mazurenko A. S., **Bundev D. S.** Method of qualification of mixing heaters of turbo plants in conditions of thermodynamic instability. *Nuclear Physics and Atomic Energy*. 2024. Vol. 25, No. 1. P. 43 – 46. doi.org/10.15407/jnpae2024.01.043 The specialized publication, included in category "A" of the List of scientific specialized publications of Ukraine, indexed in the international scientometric databases SCOPUS and Web of Science.

3. Skalozubov V. I., Dorozh O. A., **Bundev D. S.**, Sukhomlinov O. S., Prokofiev S. S. Safety and accident management issues in SMR-160 small modular reactors under conditions of thermal hydrodynamic instability. *Nuclear Power and the Environment*. 2024. No. 3(31). P. 23 – 28. doi.org/10.31717/2311-8253.24.3 The specialized publication, included in category "B" of the List of scientific specialized publications of Ukraine, indexed in the international scientometric databases Index Copernicus, Google Scholar, INIS, ResearchBib.

4. Skalozubov V., Vierinov O., Kanivets A., Kochnieva V., **Bundiev D.**, Hayo H. Risk-informed method for qualifying strategies for operation control of metal of safety related systems of nuclear power plants. *Proc. of Odessa*

Polytechnic University (Odes'kyi Politechnichniy Universytet. Pratsi). 2023. Iss. 2(68). P. 43 – 50. DOI 10.15276/opu.2.68.2023.05 The specialized publication, indexed in the international scientometric databases Citefactor, CNKI Scholar, CrossRef, DOAJ, EBSCO, ERIH PLUS, Gale/Cengage, Google Scholar, Index Copernicus, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat etc.

5. Skalozubov V. I., Vierinov O. M., Kanivets A. V., Kochnieva V. Yu., **Bundiev D. S.**, Hayo H. Risk-informed method for optimizing the strategy of scheduled repairs according to the technical condition of safety related systems of nuclear power plants. *Nuclear Power and the Environment*. 2023. No. 3(28). P. 10 – 15. doi.org/10.31717/2311-8253.23.3.2 The specialized publication, included in category "B" of the List of scientific specialized publications of Ukraine, indexed in the international scientometric databases Index Copernicus, Google Scholar, INIS, ResearchBib.

6. Skalozubov V., Vashchenko V., Dorozh O., **Bundev D.**, Kandeeva V., Zhukova O. Method of qualification of nuclear and environmental safety systems of nuclear power plants with VVER-1000 and AR-1000. *Danish Scientific Journal*. 2023. No. 74. P. 77 – 80. doi.org/10.5281/zenodo.8199248 International scientific publication, indexed in the international scientometric databases Cosmos, SJIF, Google Scholar, IJIFACTOR та ін.

7. Skalozubov V., Kozlov I., Kozlov O., **Bundiev D.**, Kosenko S. Safety of Ukraine's nuclear power industry in extreme operating conditions. *Proc. of Odessa Polytechnic University* (Odes'kyi Politechnichniy Universytet. Pratsi). 2022. Iss. 2(66). P. 74 – 81. DOI 10.15276/opu.2.66.2022.09 The specialized publication, indexed in the international scientometric databases Citefactor, CNKI Scholar, CrossRef, DOAJ, EBSCO, ERIH PLUS, Gale/Cengage, Google Scholar, Index Copernicus, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat та ін.

8. **Bundiev D.**, Skalozubov V., Kochnieva V. Надійність насосів систем, важливих для безпеки ядерних енергоблоків Reliability of pumps in the safety important systems of nuclear power units : a monograph. LAP LAMBERT Academic

Publishing, 2021. 65 p. ISBN 978-620-4-20388-1 Recommended by the decisions of the Academic Council of the Institute of Energy of the Odessa Polytechnic National University (Protocol No. 2 dated 11.10.2021) and the Academic Council of the Odessa Polytechnic National University (Protocol No. 5 dated 08.11.2021).

Scientific works that additionally reflect the scientific results of the dissertation:

9. Skalozubov V., Dorozh O., **Bundiev D.**, Verinov O., Verbylo I., Kanivets A., Hayo H. NPP repair and adjustment: lecture notes. Odessa Polytechnic, 2024. 102 p.

Publications certifying the approval of the dissertation materials:

10. Skalozubov V., Komarov Yu., Verinov A., Kosenko S., **Bundev D.**, Hayo H., Kochnyeva V. Probabilistic Reliability Analysis for Pumps of Safety Related Systems at Nuclear Power Plants. *ICST-ODESSA-2023: XI International Scientific Conference «Information-Management Systems and Technologies»*: Mater. (Odessa, Ukraine, September 21 – 23, 2023). P. 201-203. <http://icst-conf.com/main-eng.html>

11. Skalozubov V., Alhemiri S. A., **Bundev D.**, Kosenko S., Orlov G. Criteria and conditions for steam-gas explosions in thermal power equipment. *XXX International Scientific and Practical Conference «Development of modern science, experience and trends»*: Proc. (Boston, USA, October 11 – 14, 2022). P. 416 – 420. DOI 10.46299/ISG.2022.2.3

12. Skalozubov V., Kondratiuk V., **Bundev D.**, Vierinov O., Kosenko S. Qualification Method for Accident Management Systems at AP1000 Nuclear Power Plant. *XXXIII International Scientific and Practical Conference «Trends in the development of science in the modern world»*: Proc. (Graz, Austria, August 23 – 26, 2022). P. 389 – 390. DOI 10.46299/ISG.2022.1.33

ЗМІСТ

Список скорочень.....	20
Вступ	21
Розділ 1 Аналіз досліджень у галузі теплогідродинамічної нестійкості.....	26
1.1. Загальні положення теорії теплогідродинамічної нестійкості.....	26
1.2. Аналіз відомих методів моделювання гідроударів внаслідок теплогідродинамічної нестійкості	36
1.2.1. Моделювання гідродинамічних ударів у розімкнутих контурах із насосами	37
1.2.2. Моделювання гідродинамічних ударів у замкнутих контурах із насосами	43
1.2.3. Моделювання гідродинамічних ударів при закритті арматури в умовах аперіодичної нестійкості	52
1.2.4. Моделювання гідродинамічних ударів у трансзвукових режимах двофазних потоків	58
1.2.5. Моделювання гідродинамічних ударів при аварійному заповненні компенсатора тиску.....	64
Висновки до розділу 1	71
Розділ 2 Метод кваліфікації умов теплогідродинамічної нестійкості та гідроударів у динамічних режимах змішувальних теплообмінників	73
2.1. Основні положення розрахункового моделювання.....	73
2.2. Розрахункова модель теплогідродинамічної нестійкості і гідроударів у системі змішувального підігрівача.....	76
Висновки до розділу 2	82
Розділ 3 Експериментальна кваліфікація умов гідроударів внаслідок імпульсної теплогідродинамічної нестійкості	84
3.1. Обґрунтування конструкційно-технічних параметрів експериментальних установок.....	84

3.2. Аналіз результатів експериментальної кваліфікації	86
Висновки до розділу 3	91
Розділ 4 Метод кваліфікації умов теплогідродинамічної стійкості у рівноважних режимах змішувальних підігрівачів	93
4.1. Постановка проблеми	93
4.2. Математична модель критеріального методу визначення умов та наслідків теплогідродинамічної нестійкості в змішувальних підігрівачах	96
4.3. Аналіз отриманих критеріїв і умов теплогідродинамічної нестійкості та гідроударів у змішувальних підігрівачах	99
4.4. Результати дослідження та практичні рекомендації	100
Висновки до розділу 4	101
Висновки	103
Список використаних джерел	106
Додаток А Список публікацій здобувача за темою дисертації	113

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ

АЕС	– атомна електрична станція
АТГН	– аперіодична теплогідродинамічна нестійкість
ВВЕР	– водо-водяний енергетичний реактор
ГДН	– гідродинамічна нестійкість
ГУ	– гідродинамічний удар
ЗК	– запобіжний клапан
ЗП	– змішувальний підігрівач
ІЗП	– імпульсно-запобіжний пристрій
КГУ	– критичний за надійністю гідроудар
КТ	– компенсатор тиску
НВХ	– напірно-витратна характеристика
ПГ	– парогенератор
ПНТ	– підігрівач низького тиску
ПСП	– пароскидальний пристрій
ТАН	– термоакустична нестійкість
твел	– тепловиділяючий елемент
ТГН	– теплогідродинамічна нестійкість
ТН	– термодинамічна нестійкість
ШЗВК	– швидкодіючий замочний відсічний клапан
ШРУ-А	– швидкодіюча редукційна установка скидання пари до атмосфери
ШРУ-К	– швидкодіюча редукційна установка скидання пари до конденсатору
ЯЕУ	– ядерна енергетична установка

ВСТУП

Багаторічний досвід експлуатації змішувальних теплообмінників турбінного відділення ядерних енергоустановок з реакторами типу ВВЕР визначив виникнення в певних режимах порушення нормальних умов експлуатації та підвищеного вібраційного стану систем турбінного відділення внаслідок гідродинамічних «ударів» на внутрішньокорпусні пристрої змішувальних теплообмінників.

Негативними наслідками гідродинамічних «ударів» можуть бути:

- порушення умов нормальної роботи насосів, що забезпечують подачу води до парогенераторів;
- пошкодження/руйнування внутрішньокорпусних пристроїв змішувальних теплообмінників;
- підвищений вібраційний стан обладнання/трубопроводів турбінного відділення ядерних енергоустановок.

Однією з домінантних причин виникнення гідродинамічних ударів та їх негативних наслідків можуть бути умови теплогідродинамічної нестійкості в системах змішувальних теплообмінників.

Визначення умов виникнення теплогідродинамічної нестійкості у системах змішувальних теплообмінників у робочих і перехідних режимах може бути проведено шляхом розрахункової та експериментальної кваліфікації (обґрунтування) теплогідродинамічної стійкості, що і визначає **актуальність**, мету та завдання цієї роботи.

Мета та задачі дослідження. Мета роботи – розрахункова та експериментальна кваліфікація умов теплогідродинамічної стійкості в робочих і перехідних режимах систем змішувальних теплообмінників турбінного відділення ядерної енергоустановки з ВВЕР.

Досягнення зазначеної мети забезпечується вирішенням наступних **задач**.

1. Аналіз відомих досліджень в області моделювання умов і наслідків різних видів імпульсної (періодичної), низькочастотної та високочастотної коливальної теплогідродинамічної нестійкості в системах теплотехнічного обладнання енергоустановок.

2. Розробка детерміністського методу кваліфікації умов гідродинамічних ударів у динамічних режимах змішувальних теплообмінників внаслідок імпульсної теплогідродинамічної нестійкості.

3. Експериментальна кваліфікація (верифікація) умов гідродинамічних ударів у змішувальних теплообмінниках внаслідок імпульсної теплогідродинамічної нестійкості.

4. Розробка детерміністського методу кваліфікації умов гідродинамічних ударів у рівноважних режимах змішувальних теплообмінників внаслідок коливальної теплогідродинамічної нестійкості.

5. Розробка практичних рекомендацій щодо забезпечення умов теплогідродинамічної стійкості змішувальних теплообмінників турбінного відділення ядерної енергоустановки з ВВЕР.

Наукова новизна роботи.

1. Вперше встановлено, що для систем змішувальних теплообмінників у загальному випадку актуальні:

- низькочастотна коливальна теплогідродинамічна нестійкість, викликана запізненням завершення тепломасообмінних процесів при конденсації та інерційністю напірно-витратних характеристик насосів;

- імпульсна теплогідродинамічна нестійкість внаслідок переходу кінетичної енергії потоку у внутрішню енергію гідродинамічних ударів.

2. Розроблено новий детерміністський метод кваліфікації умов гідродинамічних ударів у змішувальних теплообмінниках внаслідок імпульсної теплогідродинамічної нестійкості.

3. Розроблено новий детерміністський метод кваліфікації умов гідродинамічних ударів у змішувальних теплообмінниках внаслідок коливальної теплогідродинамічної нестійкості.

Практична цінність роботи. Розроблені обґрунтовані практичні рішення щодо запобігання гідродинамічним ударам внаслідок імпульсної та коливальної теплогідродинамічної нестійкості у змішувальних теплообмінниках турбінного відділення ядерної енергоустановки з ВВЕР можуть бути використані експлуатуючою організацією НАЕК «Енергоатом» для підвищення ефективності та безпечної експлуатації АЕС України.

Особистий внесок здобувача полягає в аналізі відомих досліджень щодо термодинамічної стійкості.

Зв'язок роботи з науково-технічними програмами. Результати кваліфікаційної роботи впроваджено в міжнародний проєкт ЄВРАТОМ (NURECAB) науково-технічної та освітньої підтримки вищих навчальних закладів України для підготовки фахівців у галузі атомної енергетики в екстремальних умовах воєнного часу.

Апробація результатів роботи. Основні положення і результати дисертаційної роботи повідомлено на XXX Міжнародній науково-практичній конференції «Development of modern science, experience and trends» (Бостон, США, 11-14 жовтня 2022), XXXIII Міжнародній науково-практичній конференції «Trends in the development of science in the modern world» (Грац, Австрія, 23-26 серпня 2022), XI Міжнародній науковій конференції «Information-Management Systems and Technologies» (Одеса, Україна, 21-23 вересня, 2023).

Публікації. Основні наукові положення і результати дисертаційної роботи відображено у восьми наукових працях, у тому числі: одна монографія; сім статей у наукових фахових виданнях та виданнях, внесених до міжнародних наукометричних баз даних, з яких дві опубліковані у виданнях, що індексуються у SCOPUS та Web of Science.

1. Skalozubov V., Dorozh O., Komarov Yu., Bundev D., Verbylo I.,

Sukhomlinov O. Method of qualification of mixing heaters of turbo plants in conditions of thermodynamic instability. *Problems of Atomic Science and Technology*. 2025. No. 2 (156). P. 96 – 99. doi.org/10.46813/2025-156-096 Фахове видання, включено до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах **SCOPUS** та **Web of Science**.

2. Skalozubov V. I., Dorozh O. A., Komarov Yu. O., Galatsan M. P., Mazurenko A. S., Bundev D. S. Method of qualification of mixing heaters of turbo plants in conditions of thermodynamic instability. *Nuclear Physics and Atomic Energy*. 2024. Vol. 25, No. 1. P. 43 – 46. doi.org/10.15407/jnpae2024.01.043 Фахове видання, включено до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах **SCOPUS** та **Web of Science**.

3. Скалозубов В. І., Дорож О. А., Бундєв Д. С., Сухомлінов О. С., Прокоф'єв С. С. Питання безпеки та управління аваріями в малих модульних реакторах SMR-160 в умовах теплогідродинамічної нестійкості. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2024. № 3(31). С. 23 – 28. doi.org/10.31717/2311-8253.24.3 Фахове видання, включено до категорії «Б» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах Index Copernicus, Google Scholar, INIS, ResearchBib.

4. Skalozubov V., Vierinov O., Kanivets A., Kochnieva V., Bundiev D., Hayo H. Risk-informed method for qualifying strategies for operation control of metal of safety related systems of nuclear power plants. *Proc. of Odessa Polytechnic University (Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi)*. 2023. Iss. 2(68). P. 43 – 50. DOI 10.15276/opu.2.68.2023.05 Фахове видання, індексується у міжнародних наукометричних базах Citefactor, CNKI Scholar, CrossRef, DOAJ, EBSCO, ERIH PLUS, Gale/Cengage, Google Scholar, Index Copernicus, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat та ін.

5. Скалозубов В. І., Верінов О. М., Канівець А. В., Кочнєва В. Ю., Бундєв Д. С., Хайо Х. Ризик-орієнтований метод оптимізації стратегії планового ремонту за технічним станом систем, важливих для безпеки ядерних

енергоустановок. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2023. № 3(28). С. 10 – 15. doi.org/10.31717/2311-8253.23.3.2 Фахове видання, включено до категорії «Б» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах Index Copernicus, Google Scholar, INIS, ResearchBib.

6. Skalozubov V., Vashchenko V., Dorozh O., Bundev D., Kandeeva V., Zhukova O. Method of qualification of nuclear and environmental safety systems of nuclear power plants with VVER-1000 and AR-1000. *Danish Scientific Journal*. 2023. No. 74. P. 77 – 80. doi.org/10.5281/zenodo.8199248 Міжнародне наукове видання, індексується у міжнародних наукометричних базах Cosmos, SJIF, Google Scholar, IJIFACTOR та ін.

7. Skalozubov V., Kozlov I., Kozlov O., Bundiev D., Kosenko S. Safety of Ukraine's nuclear power industry in extreme operating conditions. *Proc. of Odessa Polytechnic University (Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi)*. 2022. Iss. 2(66). P. 74 – 81. DOI 10.15276/opu.2.66.2022.09 Фахове видання, індексується у міжнародних наукометричних базах Citefactor, CNKI Scholar, CrossRef, DOAJ, EBSCO, ERIH PLUS, Gale/Cengage, Google Scholar, Index Copernicus, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat та ін.

8. Бундєв Д., Скалозубов В., Кочнева В. Надійність насосів систем, важливих для безпеки ядерних енергоблоків : **монографія**. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2021. 65 с. ISBN 978-620-4-20388-1 Рекомендовано рішеннями Вченої ради Інституту енергетики Національного університету «Одеська політехніка» (протокол № 2 від 11.10.2021 р.) та Вченої ради Національного університету «Одеська політехніка» (протокол № 5 від 08.11.2021 р.)

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури з 70 найменувань (на 8 сторінках), 20 рисунків та 1 додатку. Загальний обсяг дисертаційної роботи складає 113 сторінок, в тому числі 76 сторінок основного тексту.

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ У ГАЛУЗІ ТЕПЛОГІДРОДИНАМІЧНОЇ НЕСТІЙКОСТІ

1.1. Загальні положення теорії теплогідродинамічної нестійкості

Під теплогідродинамічною нестійкістю (ТГН) мається на увазі явище мимовільного відхилення теплогідродинамічних параметрів (тиск, витрата, температура та ін.) від рівноважного стану.

Розрізняють два основні види ТГН:

- 1) коливальна;
- 2) аперіодична.

Низькочастотна коливальна ТГН може виникати в наступних системах енергоустановок [1 – 37]:

- парогенеруючі канали (трубопроводи) з розділеною фазовою структурою теплоносія (рис. 1.1, *а*);
- конденсуючі канали (трубопроводи) з розділеною фазовою структурою теплоносія (рис. 1.1, *б*);
- трубопровідні системи з насосами.

Низькочастотна коливальна ТГН може виникнути в парогенеруючих каналах «киплячих» ядерних реакторів (типу ВWR, РБМК) і за певних умов привести до аварій з пошкодженням активної зони.

Основна причина виникнення ТГН в парогенеруючих і конденсуючих каналах пов'язана із запізнюванням за часом реакції теплогідродинамічних процесів на випадкові (флуктуаційні) зміни теплогідродинамічних параметрів. Так, флуктуаційне збільшення витрати рідини δG в парогенеруючому каналі приводить до відносного збільшення об'єму ділянки рідини (див. рис. 1.1, *а*). Збільшення об'єму ділянки рідини визначає відносне збільшення гідравлічного

опору і інтенсивності тепловіддачі, а відповідно і подальше зниження витрати. Проте зниження витрати відбувається не миттєво, а із запізненням за часом, викликаним інерційністю теплогідродинамічних процесів. У результаті виникає коливальний процес теплогідродинамічних параметрів.

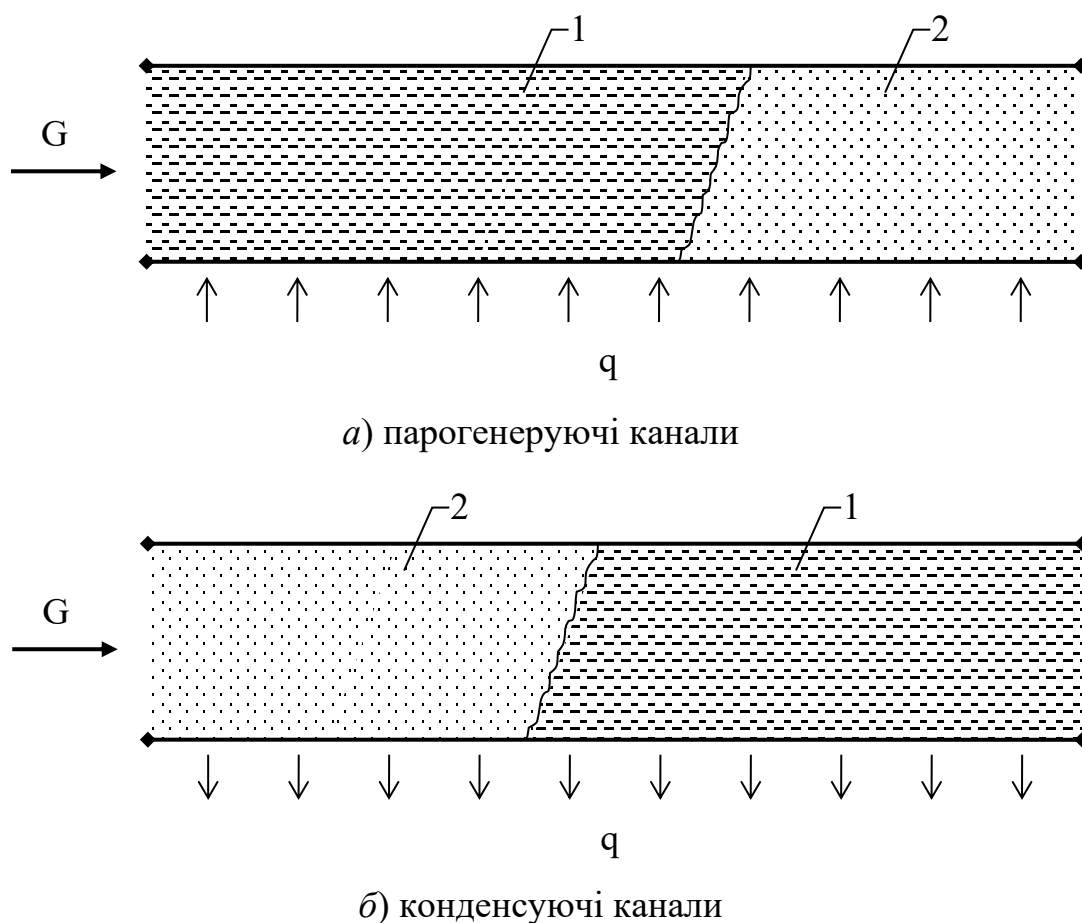


Рис. 1.1. Низькочастотна теплогідродинамічна нестійкість
в каналах з розділеною фазовою структурою:
1 – рідка фаза; 2 – парогазова фаза.

Флуктуаційне збільшення витрати парогазової фази δG в конденсуючому каналі приводить до відносного збільшення площі поверхні конденсації (див. рис. 1.1, б). Збільшення площі поверхні конденсації в каналі приводить до подальшого збільшення об'єму конденсату, гідравлічного опору і зниження витрати. Проте ці процеси відбуваються не миттєво, а з певним запізнюванням

за часом, що зрештою і визначає коливання теплогідродинамічних параметрів у конденсуючому каналі.

Основна частота коливань теплогідродинамічних параметрів у парогенеруючих і конденсуючих каналах при низькочастотній ТГН:

$$\nu \sim \frac{\nu}{L}, \quad (1.1)$$

де ν – середньомасова швидкість потоку на вході в канал;

L – довжина каналу.

Механічним аналогом ТГН в парогенеруючому і конденсуючому каналі може бути система з «вантажу» (рідка фаза) і «пружини» (парогазова фаза). Тому для зменшення амплітуд коливань доцільно закріплення «вантажу», і на практиці застосовується установка шайб, що дроселюють, на ділянці рідкої фази [1].

ТГН, викликана роботою насоса, пов'язана з інерційністю напірно-витратної характеристики (НВХ) насоса. НВХ є конструкційно-технічним параметром насоса – залежність напору тиску ΔP , що розвіває насос, від витрати G в системі (рис. 1.2):

$$\Delta P = \Delta P(G). \quad (1.2)$$

У початковий момент пуску насоса ($G = 0$) напір тиску насоса є максимальним. У процесі збільшення витрати напір P зменшується, але з певним запізнюванням за часом, викликаним інерційністю НВХ. У момент досягнення стійких параметрів у системі (ΔP_0 , G_0 на рис. 1.2) напір насоса $\Delta P > \Delta P_0$. Тому надалі витрата насоса G продовжує збільшуватися, а система знаходиться в нестійкому стані, і по закінченню певного часу витрата починає зменшуватися. Проте досягши стійкого стану ($G = G_0$) напір тиску насоса $\Delta P < \Delta P_0$ (див. рис. 1.2) зважаючи на інерційність НВХ. Зниження напору визначає подальше підвищення витрати, і виникає коливальний процес. На

практиці для зниження амплітуд коливань теплогідродинамічних параметрів при ТГН використовуються демпфуючі пристрої [38].

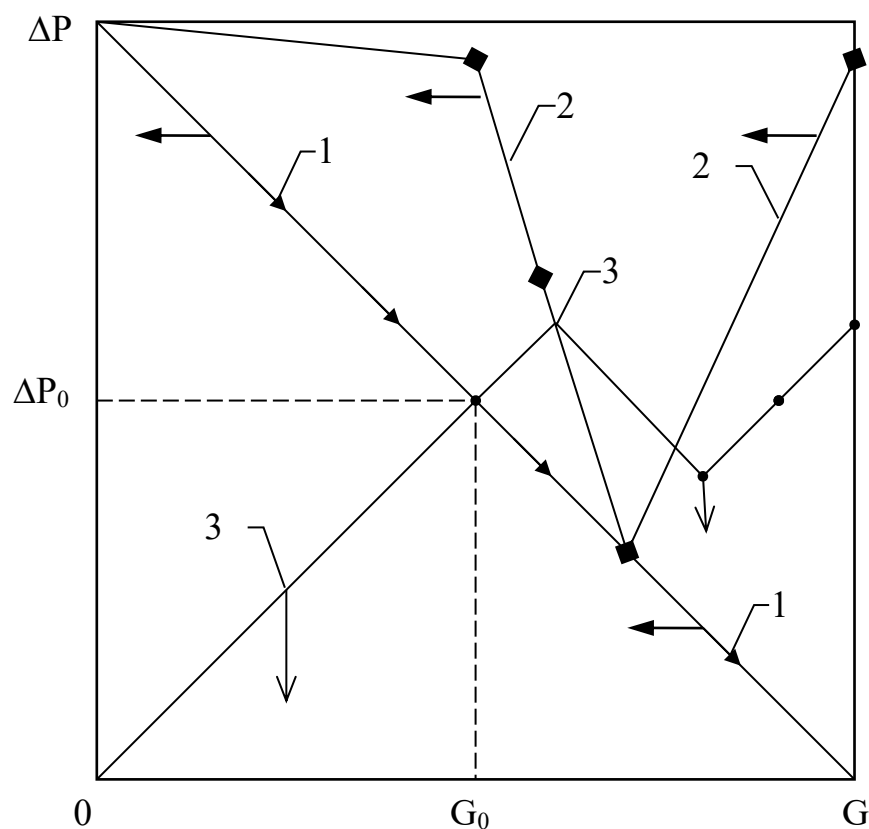


Рис. 1.2. Теплогідродинамічна нестійкість, що викликана інерційністю напірно-витратної характеристики насоса:

1 – стійка НВХ; 2 – нестійка НВХ; 3 – витрата.

Високочастотна коливальна ТГН (або так звана термоакустична нестійкість) може виникнути за певних умов поверхневого кипіння потоку в устаткуванні і трубопроводах. При поверхневому кипінні центральна зона потоку теплоносія є недогрітою до температури насичення T_s , а паротворення відбувається на «гарячій» поверхні нагріву. Парові бульбашки, що утворюються на поверхні нагріву, потрапляють в «холодну» зону потоку теплоносія і конденсуються.

Умови виникнення термоакустичної нестійкості (ТАН) визначаються характером тепломасообмінних процесів пузирів, що конденсуються, в акустичних хвилях потоку теплоносія.

У відносно коротких каналах, що обігріваються, виникнення ТАН можливе внаслідок резонансного ефекту, коли частота імпульсу тиску парових пузирів, що конденсуються, співпадає з частотою коливань акустичних хвиль.

У відносно довгих каналах, що обігріваються, (наприклад, активна зона «некиплячих» ядерних реакторів типу ВВЕР, РWR) умови виникнення ТАН визначаються характером відносної зміни тиску δP і маси δm потоку теплоносія в акустичних хвилях. Згідно фундаментальним термодинамічним законам коливання в системі можуть виникнути при одночасному збільшенні тиску і маси. Так, при відносному збільшенні тиску $\uparrow \delta P$ розповсюдження акустичних хвиль можливі два подальших ефекти (рис. 1.3).

$$\begin{array}{l} \Rightarrow \downarrow \delta S \Rightarrow \downarrow \delta m \Rightarrow \text{відсутність ТАН} \\ \uparrow \delta P \\ \Rightarrow \uparrow \delta T_s \Rightarrow \uparrow \delta \Delta T \Rightarrow \uparrow \delta m \Rightarrow \text{виникнення ТАН} \end{array}$$

Рис. 1.3. Умови виникнення ТАН при поверхневому кипінні.

З одного боку, збільшення $\uparrow \delta P$ приводить до стиснення пузирів і відносного зменшення площі поверхні конденсації $\downarrow \delta S$ і маси $\downarrow \delta m$ конденсату, що утворюється. Цей ефект визначає стабілізуючі умови щодо ТАН. З іншого боку, збільшення $\uparrow \delta P$ приводить до відносного збільшення $\uparrow \delta T_s$, перепаду температур між паровою і рідкою фазами $\uparrow \delta \Delta T$, інтенсивності теплообміну і відповідно маси $\uparrow \delta m$ конденсату, що утворюється. Таким чином, цей ефект супроводжується одночасним відносним збільшенням тиску $\uparrow \delta P$ і маси теплоносія $\uparrow \delta m$ і дестабілізуюче впливає на виникнення термоакустичних коливань теплогідродинамічних параметрів (див. рис. 1.3).

Залежно від того, який з приведених ефектів є домінантним, і визначається можливість виникнення ТАН. Домінантність ефектів визначається теплогідродинамічними параметрами потоку, потужністю обігріву N і параметрами пухиркової структури.

Основна частота термоакустичних коливань теплогідродинамічних параметрів:

$$\nu \sim \frac{a}{L}, \quad (1.3)$$

де a – швидкість звука (або швидкість розповсюдження акустичних збурень).

Характер зміни амплітуд коливань тиску залежно від потужності обігріву N наведено на рис. 1.4. Відповідно до відомих експериментальних даних [1, 39] амплітуди термоакустичних коливань тиску можуть досягати 50 % від рівноважного значення P_0 .

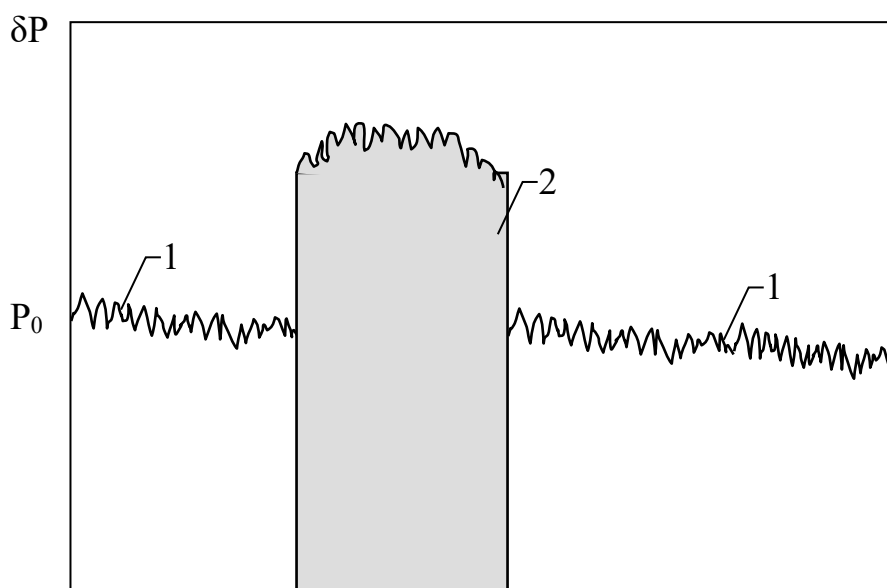


Рис. 1.4. Амплітуди коливань тиску при поверхневому кипінні в каналі:

1 – турбулентні пульсації тиску; 2 – область ТАН.

При виникненні ТАН в активній зоні ядерного реактора оболонки твелів і внутрішньокорпусні конструкції піддаються високочастотним і

високоамплітудним циклічним навантаженням (для ВВЕР основна частота термоакустичних коливань – сотні Гц, а амплітуди коливань тиску – до 8,0 МПа). При таких циклічних навантаженнях можливе порушення цілісності оболонок твелів, а також руйнування внутрішньокорпусних конструкцій реактора.

У монографії [39] авторами розроблена і верифікована методика визначення умов і меж області ТАН для реакторів ВВЕР-1000 на основі нерівноважної полідисперсної моделі двофазного пухиркового потоку теплоносія. Результати розрахункового моделювання у форматі «теплова потужність N – витрата теплоносія G » приведені на рис. 1.5. За допомогою представленої діаграми оперативний персонал може контролювати можливі режими з ТАН, а у разі виникнення ТАН – перевести реактор у стійку область.

Як впливає з отриманих у [1] результатів, при роботі реактора ВВЕР-1000 в номінальному режимі умови виникнення ТАН відсутні (див. рис. 1.5). ТАН може виникнути в перехідних і аварійних режимах, пов'язаних із зміною витрати теплоносія через активну зону реактора (наприклад, домінантна для безпеки аварія із заклинюванням головного циркуляційного насоса). Проте для контролю умов виникнення ТАН необхідна додаткова модернізація з установкою витратомірів у реакторному контурі.

При аперіодичній ТГН (АТГН) зміна теплогідродинамічних параметрів відбувається спонтанно і має «стрибкоподібний» характер. Прикладами умов виникнення АТГН можуть бути прискорене закриття арматури (АТГН-1) і трансзвукові режими течії (АТГН-2).

При прискореному закритті арматури може відбутися різке гальмування потоку. В цьому випадку кінетична енергія різко гальмуючого потоку переходить в енергію імпульсу тиску, що приводить до гідродинамічного удару (ГУ) в системі.

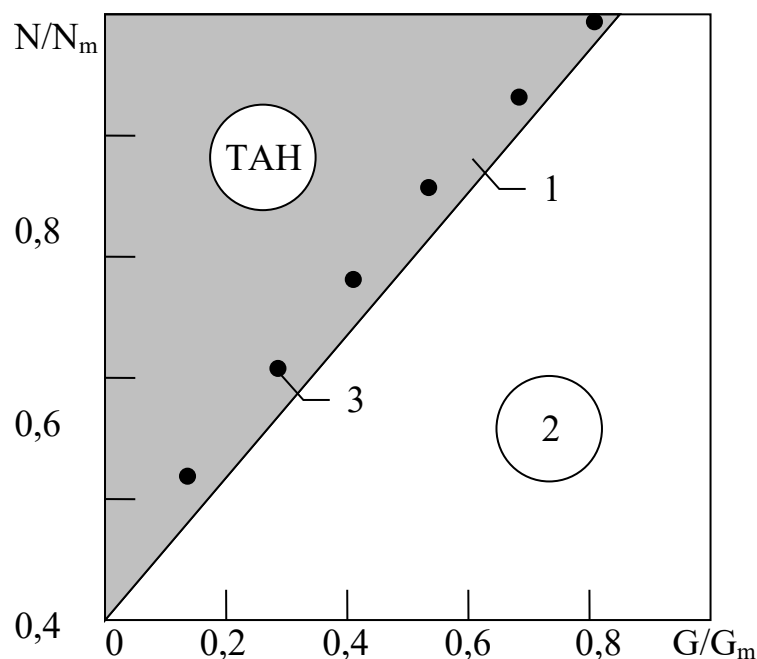


Рис. 1.5. Область і межі ТАН теплоносія в активній зоні реактора ВВЕР-1000:

1 – область ТАН; 2 – стійка область;

N_m , G_m – номінальні потужність и витрата теплоносія відповідно;

3 – експериментальні дані [1] при температурі теплоносія на вході 20 – 200 °С.

Консервативно (без урахування теплових і необоротних втрат) при ГУ амплітуда імпульсу тиску [40 – 49]:

$$\delta P = \frac{v^2}{2} \left(\frac{di}{dP} \right)^{-1}, \quad (1.4)$$

де ρ , v – щільність и швидкість набігаючого потоку відповідно;

i – питома ентальпія.

При трансзвукових режимах течії, коли швидкість потоку близька до швидкості звука, градієнти тиску P і швидкості руху потоку v по довжині каналу z [11]:

$$\frac{dP}{dz} \sim -\frac{1}{1-M^2}, \quad (1.5)$$

$$\frac{dv}{dz} \sim \frac{1}{1-M^2}, \quad (1.6)$$

де $M = v/a$ – критерій Маху.

Досягши умов $M \geq 1$ відбувається спонтанне гальмування потоку і кінетична енергія набігаючого потоку переходить в енергію імпульсу тиску і ГУ. Консервативно (без урахування теплових і необоротних втрат) амплітуда імпульсу ГУ в цьому випадку [11]:

$$\delta P = \frac{\rho a^2}{2} \left(\frac{di}{dP} \right)^{-1}. \quad (1.7)$$

Умови АТГН-1 і/або АТГН-2 можуть реалізуватися в системі паровідводів від парогенераторів ядерних енергоустановок (рис. 1.6). Система паровідводів складається з основного паропроводу на турбіну і швидкодіючого замочно-відсічного клапана (ШЗВК), а також паропроводів аварійного скидання пари/парогазового середовища через пароскидальні пристрої (ПСП) [11].

ШЗВК призначений для швидкого «відсікання» турбіни від парогенератору при зупинці ядерного реактора або аварійних ситуаціях. При прискореному закритті ШЗВК можливе виникнення АТГН-1 і відповідного ГУ, який може істотно вплинути на надійність і цілісність системи. При достатньо «повільному» закритті в прохідному перетині ШЗВК можуть виникнути трансзвукові режими течії пари/пароводяного середовища, що приводять до АТГН-2 і відповідних ГУ. Тому оптимальна швидкість закриття ШЗВК повинна бути визначена в процесі експлуатаційних випробувань.

Система ПСП складається із запобіжних клапанів парогенератора (ЗК ПГ), швидкодіючих редукційних пристроїв скидання пари/пароводяного середовища до атмосфери (ШРУ-А) або до конденсатору турбоустановки (ШРУ-К).

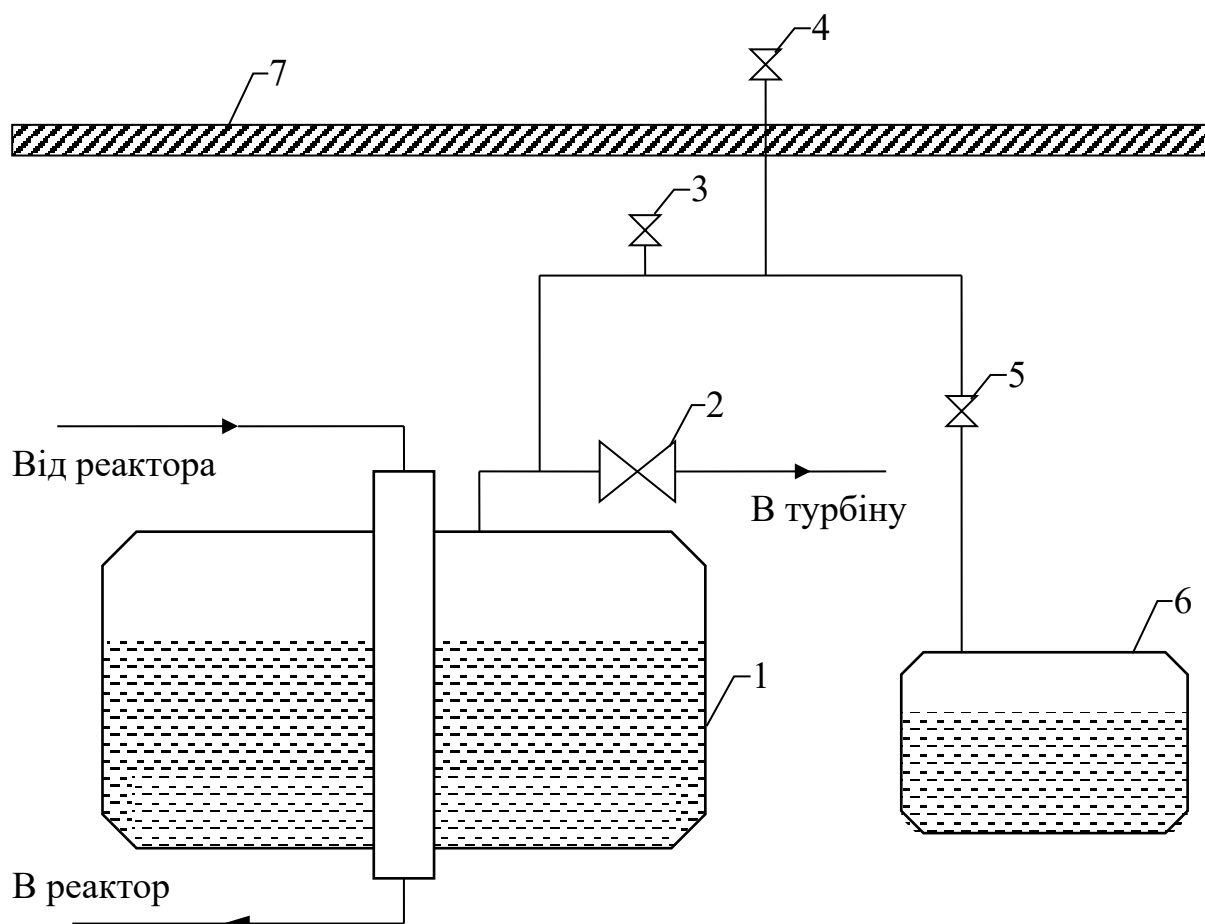


Рис. 1.6. Система пароскидання від парогенератора:

1 – парогенератор; 2 – ШЗВК; 3 – ЗК ПГ; 4 – ШРУ-А; 5 – ШРУ-К;
6 – конденсатор турбіни; 7 – захисна оболонка гермооб’єму.

Система ПСП призначена для аварійного скидання пари/пароводяного середовища при перевищенні тиску в парогенераторі більше 7,8 МПа. При тиску в парогенераторі більше 7,8 МПа ПСП автоматично відкривається; а при зниженні тиску менше 6,4 МПа автоматично закривається. На етапі закриття клапанів ПСП можливе виникнення умов АТГН-1 і/або АТГН-2. Тому оптимальна швидкість закриття клапанів повинна бути також визначена в процесі експлуатаційних випробувань.

У системі теплообмінників змішувального типу можливе одночасне виникнення декількох видів ТГН. Типова структура теплообмінників змішувального типу складається з бака-теплообмінника, трубопроводів подачі

«холодного» і «гарячого» середовища в бак-теплообмінник, насосів подачі середовищ, арматури. Тому в загальному випадку можливі наступні види ТГН:

- ТГН, викликана інерційністю тепломасообмінних процесів в баку-теплообміннику;
- ТГН, викликана інерційністю НВХ насосів;
- АТГН, викликана прискореним закриттям арматури і/або трансзвуковими режимами.

Одночасне виникнення декількох видів ТГН може за певних умов збігу частот коливань теплогідродинамічних параметрів унаслідок різних видів ТГН привести до резонансного ефекту. При резонансі амплітуди коливань теплогідродинамічних параметрів значно збільшуються.

По досвіду експлуатації систем теплообмінників змішувального типу (підігрівачі низького тиску) живильного тракту парогенераторів ядерних енергоустановок в певних режимах виникають значні коливання теплогідродинамічних параметрів і ГУ.

В даний час умови і механізми виникнення ТГН в системах теплообмінників змішувального типу вивчені у край недостатньо, що і визначає актуальність цієї роботи.

1.2. Аналіз відомих методів моделювання гідроударів внаслідок теплогідродинамічної нестійкості

У цьому розділі представлено аналіз застосовності відомих методів моделювання ГУ в системах теплотехнічного устаткування [51 – 61 та ін.] для умов експлуатації систем змішувальних підігрівачів (ЗП).

1.2.1. Моделювання гідродинамічних ударів у розімкнутих контурах із насосами

Питання підвищення надійності та модернізації насосів енергетичних систем досліджуються досить широко. Водночас вплив теплогідродинамічної нестійкості на надійність насосних систем залишається недостатньо вивченим.

Теплогідродинамічна нестійкість – це явище, за якого в системах теплотехнічного обладнання та трубопроводах теплових і ядерних енергоустановок виникають автоколивальні або аперіодичні процеси зміни параметрів потоку. До таких параметрів належать тиск, швидкість руху середовища, паровміст та інші характеристики. Подібні процеси можуть виникати в насосах, арматурі, теплообмінниках, трубопроводах та інших елементах енергетичних систем.

Виникнення теплогідродинамічної нестійкості призводить до появи додаткових гідродинамічних навантажень на обладнання і трубопроводи. Одним із найбільш небезпечних проявів таких навантажень є гідроудари. Вони можуть знижувати надійність експлуатації обладнання як у робочих, так і в перехідних та аварійних режимах. У випадках критичних за надійністю гідроударів можливі порушення виконання проєктних функцій, пошкодження або навіть руйнування елементів теплотехнічного обладнання і трубопроводів.

Проблеми визначення причин і умов виникнення теплогідродинамічної нестійкості, а також її впливу на надійність теплотехнічного обладнання та трубопровідних систем розглядаються у науковій літературі протягом тривалого часу. Зокрема, у працях В. А. Герлігі та В. Б. Хабенського досліджувалися умови виникнення нестійкості в парогенеруючих каналах, котловому об'ємі парогенераторів і теплообмінному обладнанні. У роботах О. В. Корольова розглядалися умови виникнення гідроударів у трубопроводах із двофазними потоками. У роботі [11] досліджено умови виникнення теплогідродинамічної нестійкості теплоносія в активній зоні ядерного реактора та її вплив на цілісність

оболонки тепловиділяючих елементів. У роботах [11, 12] розглянуто умови виникнення аперіодичної теплогідродинамічної нестійкості та гідроударів у робочих елементах арматури ядерних енергетичних установок. Подібні процеси в сепараторах-перегрівниках турбін досліджувалися у роботі [15]. У працях [15–23] проаналізовано вплив теплогідродинамічної нестійкості на умови виникнення термоудару по корпусу ядерного реактора та на перебіг різних аварійних режимів.

Разом з тим питання визначення причин і умов виникнення критичних за надійністю гідроударів, спричинених гідродинамічною нестійкістю в трубопровідних системах із напірними насосами, досліджені недостатньо. В останніх роботах О. В. Корольова одним із механізмів виникнення коливальної гідродинамічної нестійкості визначено резонансний збіг власної частоти коливань трубопроводу з частотою збурень гідродинамічних параметрів, які створюються працюючим насосом. Однак практичне застосування такого підходу має певні обмеження. Резонансні ефекти є лише окремим випадком виникнення теплогідродинамічної нестійкості й не охоплюють усі можливі робочі, перехідні та аварійні режими експлуатації напірних насосів. Крім того, на сьогодні недостатньо обґрунтовано механізм виникнення критичних гідроударів у насосних системах саме під впливом резонансних ефектів.

У широкому діапазоні зміни режимних параметрів визначальними чинниками виникнення гідродинамічної нестійкості та гідроударів можуть бути особливості витратних, або мережевих, характеристик насосів. Ідеться про залежність створюваного насосом гідродинамічного напору від швидкості руху або витрати потоку. Саме тому дослідження впливу характеристик напірних насосів на умови виникнення гідродинамічної нестійкості та критичних гідроударів є актуальним завданням.

Основні положення моделювання умов виникнення критичних гідроударів на насосне устаткування.

1. Розглядається трубопровідна система теплотехнічного обладнання, характерна для теплових і ядерних енергоустановок (рис. 1.7). Для спрощення аналізу трубопровідну магістраль умовно поділено на дві ділянки: подаючу магістраль довжиною L_1 та напірну магістраль довжиною L_2 .

2. Необхідною умовою виникнення критичного за надійністю гідроудару на робочих елементах насосів є наявність теплогідродинамічної нестійкості потоку.

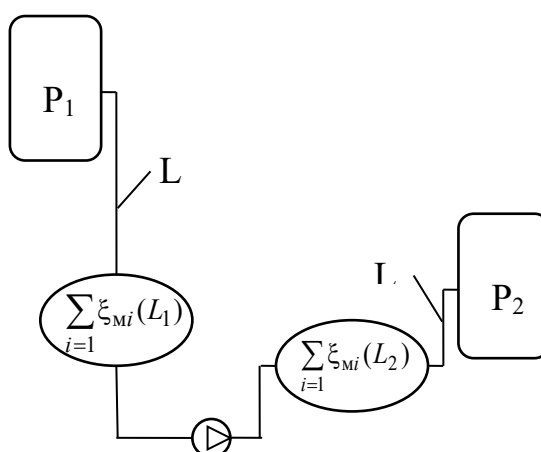


Рис. 1.7. Типова трубопровідна система теплотехнічного устаткування.

Достатньою умовою виникнення критичного за надійністю гідроудару є відмова насоса за критерієм працездатності, зумовлена перевищенням гідродинамічними навантаженнями на робочі елементи насоса гранично допустимого значення $N_{кр}$.

Критичні значення масової витрати $G_{кр}$ та/або середньої швидкості потоку $v_{кр}$ визначаються за такими залежностями:

$$G \geq G_{кр} = F \sqrt{2\rho N_{кр}}; \quad v \geq v_{кр} = \sqrt{\frac{2N_{кр}}{\rho}}, \quad (1.8)$$

де G , v – поточні значення масової витрати і середньої швидкості потоку відповідно;

F – площа прохідного перетину трубопроводу;

ρ – щільність потоку;

$N_{кр}$ – максимально допустимі навантаження на робочі елементи насоса, що визначаються його конструкційно-технічними характеристиками.

3. Визначальним параметром умов виникнення теплогідродинамічної нестійкості та критичного за надійністю гідроудару є витратна, або мережева, характеристика насоса. Вона описує залежність гідродинамічного напору насоса ΔP_H від масової витрати G або середньої швидкості потоку v у трубопровідній системі:

$$\Delta P_H = f(G); \Delta P_H = f(v). \quad (1.9)$$

Чутливість витратної (мережевої) характеристики до змін витрати/швидкості потоку:

$$f' = \frac{d\Delta P_H}{dG} \text{ або } f' = \frac{d\Delta P_H}{dv}. \quad (1.10)$$

Для напірних насосів проєктна чутливість витратної, або мережевої, характеристики визначається як зміна гідродинамічного напору насоса залежно від зміни масової витрати або середньої швидкості потоку:

$$f'(G, v) \leq 0. \quad (1.11)$$

Умови скипання потоку в подаючій магістралі, тобто на вході потоку в насос, виникають тоді, коли статичний тиск P знижується нижче тиску насичення P_s , що відповідає певній температурі потоку:

$$P(G, v) \leq P_s. \quad (1.12)$$

У разі виконання умови (1.12) на вході в насос відбувається інтенсивне пароутворення, тобто скипання потоку, а також виникає кавітація. Це супроводжується формуванням локального парового об'єму та переходом течії у «снарядний» режим.

Виникнення коливальної гідродинамічної нестійкості в розглянутій трубопровідній системі може бути пов'язане з інерційним запізненням змін витратної, або мережевої, характеристики насоса та гідродинамічного опору магістралі. Якщо в певний момент часу t відбувається збільшення масової витрати G або середньої швидкості потоку v , то відповідно до формули (1.10) через певний проміжок часу Δt це призводить до зменшення гідродинамічного напору насоса ΔP_n і водночас до збільшення загального гідродинамічного опору магістралі ΔP_0 . Надалі зменшення напору ΔP_n і зростання опору ΔP_0 через інтервал часу Δt спричиняють подальше зниження витрати G або швидкості v . Такий процес може повторюватися циклічно, формуючи умови для розвитку коливальної нестійкості.

Якщо поточна чутливість витратної характеристики насоса f' є недостатньою, період і амплітуда коливань витрати або швидкості потоку збільшуються. За певних умов вони можуть досягати критичних значень, визначених у формулі (1.8). У такому випадку система фактично переходить у стан аперіодичної нестійкості.

Будь-яке випадкове, або флуктуаційне, збурення гідродинамічних параметрів може спричинити імпульсний, тобто стрибкоподібний, перехід трубопровідної системи до стану з критичним за надійністю гідроударом на насосі. Такий перехід можливий у разі «замикання» напірної ділянки трубопровідної магістралі відповідно до умови КГУ (1.8), а також у разі різкого локального зниження гідродинамічного опору та збільшення швидкості потоку відповідно до умови КГУ (1.12).

За умови прийняття припущень про нестисливість рідини та ізотермічність процесів рівняння руху потоку в даній трубопроводній системі, а також рівняння поточної зміни гідродинамічного напору насоса, мають наступний вигляд:

$$\rho L \frac{dv}{dt} = \Delta P_H(v) + P_1 - P_2 - \Delta P_1(v) - \Delta P_2(v), \quad (1.13)$$

$$\Delta P_H = \Delta P_{\text{нм}} + \int_0^t f'(v) \frac{dv}{d\tau} d\tau. \quad (1.14)$$

Гідродинамічний опір на подаючій L_1 и напірній L_2 магістралі:

$$\Delta P_1 = \left[\xi_{\text{тр}} \frac{L_1}{D} + \sum_{i=1} \xi_{\text{мі}}(L_1) \right] \rho v^2 - \rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign}[v_j(L_1)], \quad (1.15)$$

$$\Delta P_2 = \left[\xi_{\text{тр}} \frac{L_2}{D} + \sum_{i=1} \xi_{\text{мі}}(L_2) \right] \rho v^2 - \rho g \sum_{j=1} h_j \text{sign}[v_j(L_2)], \quad (1.16)$$

де $\xi_{\text{тр}}$, $\xi_{\text{мі}}$ – коефіцієнт транспортних і місцевих гідродинамічних втрат на магістралях відповідно;

D – діаметр прохідного перетину трубопроводів;

g – прискорення сили тяжіння;

h_j – висота вертикальних ділянок трубопроводної системи;

$\text{sign}(v) = \begin{cases} 1, & \text{для опускних течій;} \\ 1, & \text{для підйомних течій.} \end{cases}$

Для приведення рівнянь до критеріальної форми введемо безрозмірні змінні гідродинамічних параметрів та їх відповідних масштабів:

$$\bar{v} = \frac{v}{v_{\text{кр}}}; \quad \bar{t} = \frac{t}{t_{\text{м}}}; \quad \Delta \bar{P}_H = \frac{\Delta P_H}{\Delta P_{\text{нм}}}; \quad \bar{P} = \frac{P}{\Delta P_{\text{нм}}}.$$

Тоді в критеріальній формі рівняння (1.13) і (1.14) мають наступний вигляд:

$$\rho \frac{Lv_{\text{кр}}}{\Delta P_{\text{нм}} t_{\text{м}}} \frac{dv}{dt} = \Delta P_{\text{н}} + P_1 - P_2 - \Delta P_1 - \Delta P_2, \quad (1.17)$$

$$\Delta P_{\text{н}} = 1 + \int_0^t \frac{d\Delta P_{\text{н}}}{dv} \frac{dv}{d\tau} d\tau. \quad (1.18)$$

Часовий масштаб процесу $t_{\text{м}}$ впливає з (1.17):

$$\frac{\rho Lv_{\text{кр}}}{\Delta P_{\text{нм}} t_{\text{м}}} \equiv 1 \Rightarrow t_{\text{м}} = \frac{\rho Lv_{\text{кр}}}{\Delta P_{\text{нм}}}. \quad (1.19)$$

Критична для КГУ швидкість потоку впливає з умов (1.8) і (1.12):

$$v_{\text{кр}} = \min \left\{ \sqrt{\frac{2N_{\text{кр}}}{\rho}}, \sqrt{\frac{2[P_1(L_1) - P_s]}{\rho}} \right\}. \quad (1.20)$$

1.2.2. Моделювання гідродинамічних ударів у замкнутих контурах із насосами

Більшість досліджень, присвячених визначенню гідродинамічних навантажень під час гідроудару, пов'язані з моделюванням просторово-часового розподілу швидкості потоку в умовах різкої зміни його параметрів.

Основними причинами виникнення гідроударів у трубопровідних системах з енергетичним обладнанням є прискорене закриття арматури, що супроводжується різким гальмуванням потоку; резонансні ефекти, які виникають у разі збігу власної частоти коливань трубопровідної системи з частотою вимушених коливань потоку; снарядно-пробкові режими течії двофазних потоків; трансзвукові режими течії однофазних і двофазних потоків; а також різні види гідродинамічної нестійкості, що можуть супроводжуватися значними коливаннями або імпульсними змінами тиску.

Гідродинамічна нестійкість у трубопровідних системах та енергетичному обладнанні проявляється у вигляді періодичних коливань гідродинамічних параметрів або їх стрибкоподібної, імпульсної зміни. У першому випадку йдеться про коливальну гідродинамічну нестійкість, у другому — про аперіодичну. Амплітуди таких коливань або змін значно перевищують амплітуди, зумовлені звичайною турбулентністю потоку. Унаслідок цього гідродинамічна нестійкість може призводити до виникнення гідроударів по обладнанню та елементах трубопровідних систем. Гідроудари знижують надійність і ресурс експлуатації обладнання, а за певних умов можуть спричиняти його відмову або руйнування. У таких випадках ідеться про критичні гідроудари.

Питання розрахунково-експериментального моделювання гідродинамічної нестійкості та гідроударів в енергетичному обладнанні й трубопроводах з однофазними та двофазними потоками розглядалися у багатьох наукових працях. Водночас умови виникнення гідродинамічної нестійкості та гідроударів в однофазних потоках трубопровідних систем із насосами залишаються недостатньо вивченими.

Зокрема, у роботі [17] на основі недостатньо обґрунтованих припущень зазначено, що гідроудари в системах АЕС з реакторами ВВЕР можливі лише у разі заклинювання головного циркуляційного насоса. Однак такі висновки не повністю узгоджуються з досвідом експлуатації аналогічних реакторних

установок типу PWR. Крім того, вони не розкривають причин і домінуючих механізмів виникнення гідродинамічної нестійкості та гідроударів.

У роботах професора О. В. Корольова як основний механізм виникнення коливань тиску та пов'язаних із ними гідроударів розглядаються резонансні ефекти. Вони полягають у збігу власної частоти коливань трубопровідної системи з частотою вимушених коливань тиску в однофазному потоці.

Не заперечуючи можливість виникнення резонансних ефектів, слід зазначити, що вони не завжди є визначальним чинником у різних режимах експлуатації. Наприклад, в експериментальних дослідженнях коливань тиску в трубопровідній системі з поршневыми насосами та демпфуючими пристроями встановлено, що за однакових конструкційно-технічних характеристик системи, тобто за однакової власної частоти її коливань, частоти основної гармоніки коливань тиску в різних режимах можуть відрізнятися на порядок і більше.

У роботі [22] авторами запропоновано підхід до моделювання умов виникнення гідродинамічної нестійкості та гідроударів у трубопровідних системах, який ґрунтується на врахуванні домінуючого впливу «жорсткості» напірно-витратної характеристики насосів. Під цією характеристикою розуміють залежність напору тиску ΔP_n , який створює насос, від середньої швидкості потоку v у перерізі трубопроводу або від витрати потоку. Напірно-витратна характеристика визначається конструкцією насоса і зазвичай наводиться у проєктній документації або встановлюється за результатами випробувань.

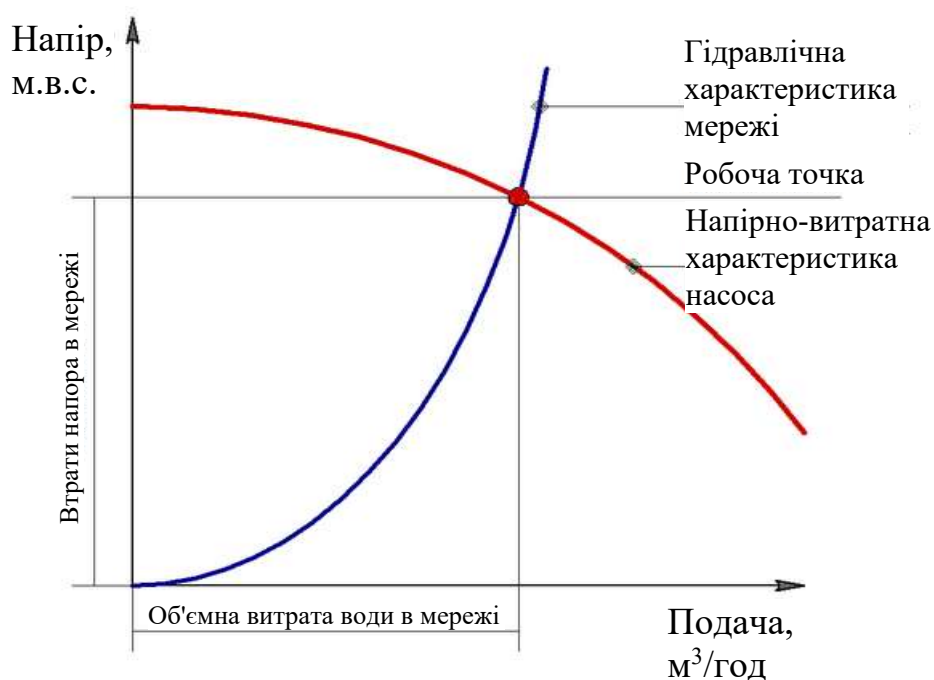


Рис. 1.8. Загальний вигляд напірно-витратної характеристики поршневого насоса.

З метою верифікації методики, запропонованої авторами роботи [22], використано відомі експериментальні дані, отримані для замкнутої трубопровідної системи з поршневими насосами (рис. 1.9). Тому на початковому етапі було проведено адаптацію розробленої методики до умов експериментальних стендів.

Основні положення адаптованої методики передбачають аналіз умов виникнення гідродинамічної нестійкості в циркуляційній системі з поршневим насосом і демпфуючим пристроєм. Для цього використано розрахункову модель, що відповідає експериментальному стенду, на якому проводилися дослідження (див. рис. 1.9)

супроводжуватися подальшим відновленням стійких значень гідродинамічних параметрів. Однак через «жорсткість» реакції напірно-витратної характеристики насоса на зміну параметрів потоку таке відновлення відбувається не миттєво, а з певним запізненням у часі.

Чим більшим є значення параметра жорсткості I , визначеного за формулою (1.21), тим більшим стає час запізнення реакції напірно-витратної характеристики насоса, спрямованої на відновлення стійкого стану системи. Водночас збільшується й амплітуда відхилень гідродинамічних параметрів від їх усталених значень.

Тому, через часове запізнення реакції напірно-витратної характеристики насоса на зміну гідродинамічних параметрів у трубопровідній системі може формуватися коливальний процес. Амплітуди коливань тиску δP , середньої швидкості потоку δv , а також період коливань ΔT визначаються жорсткістю напірно-витратної характеристики насоса (рис. 1.10). При цьому коливання середньої швидкості потоку відбуваються у протифазі до коливань тиску.

За достатнього збільшення амплітуди коливань тиску можуть виникати умови для гідроудару по елементах трубопровідної системи.

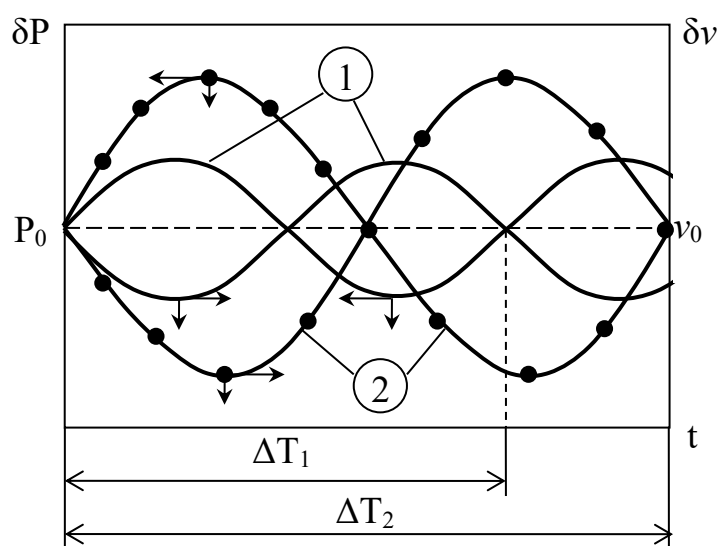


Рис. 1.10. Модель формування коливальної гідродинамічної нестійкості залежно від жорсткості НВХ насоса

$$I - I_1; 2 - I_2 < I_1.$$

Інші можливі причини виникнення гідроудару, зокрема прискорене закриття арматури, що описується «задачею Жуковського», або резонансні ефекти, у цій роботі не розглядалися.

Математична модель процесів гідродинамічної нестійкості ґрунтується на рівнянні балансу маси газу в демпфуючому пристрої, а також на рівняннях руху однофазного потоку на ділянках напірної магістралі до демпфуючого пристрою та після нього. Відповідно до схеми експериментального стенда, наведеної на рис. 1.9, ці ділянки позначені як L_1 і L_2 .

На експериментальному стенді довжина трубопровідної магістралі, що підводить потік до насоса, є значно меншою порівняно з довжинами ділянок L_1 і L_2 . Тому ця частина трубопровідної системи окремо в моделі не враховувалася. Водночас змодельовані коливання гідродинамічних параметрів поширюються і на підвідну до насоса ділянку магістралі.

За умови відносно малих збурень гідродинамічних параметрів δP і δv відповідні рівняння мають такий вигляд:

$$-\rho \frac{dV_r}{dP} \frac{d\delta P}{dt} = \rho F (\delta v - \delta v_D), \quad (1.22)$$

$$\frac{d\delta v}{dt} = \frac{1}{\rho L_1} \delta \Delta P_H - \frac{\xi_1}{L_1} v_0 \delta v, \quad (1.23)$$

$$\frac{d\delta v_D}{dt} = \frac{\xi_2}{L_2} v_0 \delta v_D, \quad (1.24)$$

де ρ – щільність потоку;

V_r – об'єм газу в демпфуючому пристрої;

F – площа прохідного перетину трубопроводу;

ξ_1, ξ_2 – сумарний коефіцієнт гідравлічного опору на ділянці L_1 і L_2 відповідно;

v_D – швидкість потоку на виході з демпфуючого пристрою.

Впливом коливань тиску на ділянці L_2 на напірно-витратну характеристику насоса знехтували. Це пояснюється двома основними причинами.

По-перше, згідно з експериментальними даними, амплітуди пульсацій тиску на ділянці L_2 є приблизно на порядок меншими, ніж амплітуди пульсацій на ділянці L_1 .

По-друге, на виході з демпфуючого пристрою встановлені акустичні фільтри у вигляді трубок Вентурі, які додатково зменшують вплив пульсацій тиску.

Збурення напору насоса $\delta\Delta P_n$ через параметри коливань тиску δP і швидкості потоку δv визначається за формулою:

$$\delta\Delta P_n = I_p(P_0)\delta P + I_v(v_0)\delta v, \quad (1.25)$$

де $I_p = \frac{d\Delta P_n}{dP}$ – параметр інерційності НВХ по тиску;

$I_v = \frac{d\Delta P_n}{dv}$ – параметр інерційності НВХ по швидкості потоку.

З рівняння (1.22) маємо:

$$\delta v_D = \delta v - D \frac{d\delta P}{dt}, \quad (1.26)$$

де $D = \frac{1}{F} \left| \frac{dV_r}{dP} \right|$ – параметр демпфуючої здатності демпфуючого пристрою

залежить від його геометричних розмірів, а також від термодинамічного стану газового об'єму V_r , м³.

Ефективна демпфуюча характеристика D може бути визначена за результатами передексплуатаційних випробувань трубопровідної системи. Однак ця характеристика не є універсальною для всіх режимів експлуатації, зокрема для перехідних режимів пуску або зупинки насоса.

Підставивши залежність (1.26) у рівняння (1.24) та врахувавши рівняння (1.22) і (1.25), отримаємо таку систему рівнянь:

$$\frac{d\delta v}{dt} = \frac{1}{\rho L_1} I_p \delta P + \left(\frac{I_v}{\rho L_1} - \frac{\xi_1}{L_1} v_0 \right) \delta v, \quad (1.27)$$

$$\frac{d\delta v}{dt} = D \frac{d^2 \delta P}{dt^2} + \frac{\xi_2 D v_0}{L_2} \frac{d\delta P}{dt} - \frac{\xi_2 v_0}{L_2} \delta v, \quad (1.28)$$

З (1.27) і (1.28) з урахуванням (1.25) впливає рівняння коливань тиску в розглянутій трубопроводній системі в критеріальній формі

$$\frac{d^2 \delta \mathbf{P}}{dt^2} + \frac{d\delta \mathbf{P}}{dt} + \mathbf{K} \delta \mathbf{P} = 0 \quad (1.29)$$

при початкових умовах

$$\delta \mathbf{P}(t=0) = \delta \mathbf{P}_0, \quad (1.30)$$

$$\frac{d\delta \mathbf{P}}{dt}(t=0) = \delta \mathbf{P}'_0, \quad (1.31)$$

де

$$\delta \mathbf{P} = \frac{\delta P}{P_0}; \quad t = \frac{t \xi_2 v_0}{L_2}; \quad \mathbf{K} = \frac{1}{D} \left(\frac{L_2}{\xi_2 v_0} \right)^2 \left[\frac{\xi_1 v_0}{I_v L_1} - \frac{\xi_2 v_0}{I_v L_2} - \frac{1}{\rho L_1} (I_p + 1) \right]. \quad (1.32)$$

Рішення рівнянь (1.29) – (1.31) залежать від стаціонарних (сталих) значень критерію $\mathbf{K}$.

При $\mathbf{K} < \frac{1}{4}$

$$\delta \mathbf{P} = \left(\delta \mathbf{P}_0 - \frac{\delta \mathbf{P}'_0 - \delta \mathbf{P}_0}{r_2 - r_1} \right) \exp(r_1 t) + \frac{\delta \mathbf{P}'_0 - \delta \mathbf{P}_0}{r_2 - r_1} \exp(r_2 t), \quad (1.33)$$

$$\text{де } r_{1,2} = -\frac{1}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{4} - K}.$$

$$\text{При } K = \frac{1}{4}$$

$$\delta P = \delta P_0 + \left(\delta P'_0 + \frac{1}{2} \delta P_0 t \right) \exp\left(-\frac{t}{2}\right). \quad (1.34)$$

$$\text{При } K > \frac{1}{4}$$

$$\delta P = \left(\delta P_0 \cos \beta t + \frac{\delta P'_0 + \delta P_0 / 2}{\beta} \sin \beta t \right) \exp\left(-\frac{t}{2}\right), \quad (1.35)$$

$$\text{де } \beta = \sqrt{K - \frac{1}{4}}.$$

Граничне значення критерію гідродинамічної нестійкості K_y визначається такою умовою:

$$\delta P'_0(K_y) \leq 0. \quad (1.36)$$

Якщо $K < K_y$, збурення або імпульси гідродинамічних параметрів, що виникають у системі, з часом не згасають, а підтримуються та можуть посилюватися. У такому випадку система перебуває у гідродинамічно нестійкому стані, а її елементи можуть зазнавати дії гідроудару.

Якщо $K = K_y$, система перебуває на межі стійкості.

1.2.3. Моделювання гідродинамічних ударів при закритті арматури в умовах аперіодичної нестійкості

Запропоновано оригінальний метод визначення умов виникнення та інтенсивності гідроудару під час закриття арматури внаслідок аперіодичної гідродинамічної нестійкості. В основу методу покладено припущення, що за певної швидкості закриття арматури відбувається різке, імпульсне гальмування

потoku. У цьому випадку кінетична енергія потоку, що втрачається під час гальмування, переходить в енергію гідроудару.

На відміну від відомих підходів, запропонований метод дає змогу враховувати умови формування гідроудару залежно від коефіцієнта гідродинамічного опору, швидкості закриття арматури, конструкційно-технічних характеристик усіх елементів трубопровідної системи, теплофізичних властивостей потоку та інших визначальних чинників.

На прикладі пасивної частини системи аварійного охолодження ядерного реактора показано, що інтенсивність гідроудару під час закриття арматури може бути значно більшою, ніж у системах із насосним обладнанням за інших однакових умов. На основі запропонованого методу визначено оптимальні умови швидкості закриття арматури, які дають змогу запобігти виникненню гідроудару.

Гідроудари, що виникають у нормальних і аварійних режимах роботи ядерних енергетичних установок, можуть істотно знижувати надійність, працездатність і ресурс експлуатації теплотехнічного обладнання систем, важливих для безпеки. До такого обладнання належать насоси, арматура, теплообмінники та інші елементи трубопровідних систем. Під гідроударом зазвичай розуміють імпульсну високоамплітудну гідродинамічну дію потоку на обладнання та елементи трубопровідної системи.

Явищу гідроудару в різних умовах присвячено багато експериментальних і теоретичних досліджень. Водночас причини та механізми його виникнення залишаються недостатньо вивченими.

В останніх роботах професора О. В. Корольова як визначальна причина виникнення гідроудару в трубопровідній системі з поршневыми насосами розглядається резонансний механізм. Він полягає у збігу власної частоти коливань трубопровідної системи з частотою подачі витрати поршневыми насосами. За умов резонансу амплітуда коливань гідродинамічних параметрів,

зокрема тиску та швидкості потоку, значно зростає, що може сприяти виникненню гідроудару по обладнанню та елементах трубопровідної системи.

Не заперечуючи можливість виникнення резонансних ефектів та їх вплив на формування гідроудару, слід зазначити, що резонансний механізм є лише окремим випадком. Він не реалізується у більшості робочих, перехідних та аварійних режимів експлуатації трубопровідних систем.

У роботах [13, 14] показано, що одним із визначальних механізмів виникнення гідроудару є розвиток коливальної гідродинамічної нестійкості потоку, спричиненої інерційністю напірно-витратної характеристики насосів. За умов коливальної нестійкості амплітуди коливань гідродинамічних параметрів також істотно зростають, що створює передумови для виникнення гідроудару по обладнанню та елементах трубопровідних систем.

Явище коливальної теплогідродинамічної нестійкості в обладнанні з двофазними або стисливими потоками теплоносія досліджувалося раніше й отримало необхідне експериментальне підтвердження. Разом із тим механізм виникнення гідроудару в трубопровідних системах з нестисливими потоками внаслідок коливальної гідродинамічної нестійкості не можна вважати єдино можливим.

Альтернативним механізмом виникнення гідроудару може бути аперіодична гідродинамічна нестійкість, яка супроводжується стрибкоподібною, тобто імпульсною, зміною гідродинамічних параметрів: тиску, швидкості потоку та інших характеристик. Характерним прикладом такого процесу є закриття арматури в трубопровідній системі. Якщо швидкість закриття арматури є достатньо великою, перед нею може відбутися різке імпульсне гальмування потоку. У цьому випадку кінетична енергія потоку під час гальмування переходить в енергію гідроудару.

Далі наведено метод визначення умов виникнення гідроудару під час закриття арматури внаслідок аперіодичної гідродинамічної нестійкості.

Основні положення методу моделювання умов виникнення та наслідків гідродинамічних ударів під час закриття арматури полягають у такому.

1) Арматура розглядається як локальний гідравлічний опір у типовій трубопровідній системі, наведеній на рис. 1.11. При цьому враховується її внутрішній «вільний» об'єм V_a , не зайнятий конструкційними елементами, а також коефіцієнт гідравлічного опору ξ_a .

2) Під час гальмування потоку перед арматурою, що закривається, кінетична енергія набігаючого потоку зі швидкістю v переходить у внутрішню енергію гідроудару потоку з питомою ентальпією i .

3) Швидкість потоку в підвідному до арматури трубопроводі v та у відвідному трубопроводі v_0 приймається як середня швидкість за площею прохідного перерізу Π трубопроводу.

4) З метою спрощення розрахункової моделі всі процеси вважаються ізотермічними.

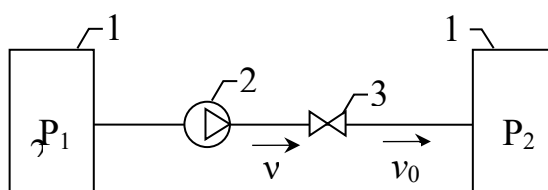


Рис. 1.11. Розрахункова схема трубопровідної системи:

1 – теплообмінні апарати/гідроємності; 2 – насос; 3 – арматура.

З урахуванням прийнятих припущень рівняння балансу маси та енергії для арматури, а також рівняння руху потоку в трубопровідній системі мають такий вигляд:

$$\frac{V_a}{\Pi} \frac{\delta \rho}{dt} = \rho(v - v_0), \quad (1.37)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\rho \frac{v^2}{2} + \rho i \right) = 0, \quad (1.38)$$

$$\frac{d(\rho v)}{dt} = \left[\Delta P_H(v) + \Delta P_o - \xi \frac{\rho}{2} v^2 \right] \frac{\Pi}{V}, \quad (1.39)$$

де ρ – щільність середовища потоку;

t – час;

V – вільний об'єм потоку в трубопроводній системі;

$\Delta P_H(v)$ – напірно-витратна характеристика насоса; $\Delta P_H = P_1 - P_2$.

Після перетворення системи рівнянь (1.37) – (1.39) з урахуванням того, що

$$\frac{d(\rho i)}{dt} = \rho \frac{di}{dP} \frac{dP}{dt} + i \frac{d\rho}{dP} \frac{dP}{dt} \quad \text{та} \quad \frac{d(\rho v)}{dt} = \rho \frac{dv}{dt} + v \frac{d\rho}{dP} \frac{dP}{dt},$$

рішення мають вигляд:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\xi(t) \frac{\rho}{2} v^2 - \Delta P_H - \Delta P_o}{\rho \frac{di}{dP} + \frac{i}{c^2} - \frac{v^2}{2c^2}} \frac{\Pi}{V} v \equiv v_p, \quad (1.40)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\left[\Delta P_H(v) + \Delta P_o - \xi(t) \frac{\rho}{2} v^2 \right] \frac{\Pi}{V} - \frac{v v_p}{c^2}}{\rho}, \quad (1.41)$$

$$v_o = v - \frac{V_a}{\Pi} v_p, \quad (1.42)$$

де $v_p = dP/dt$ – локальна швидкість зростання тиску, що характеризує інтенсивність ГУ на арматуру при закритті;

$c = \sqrt{dP/d\rho}$ – швидкість поширення збурювань (швидкість звука) в потоці.

Максимальне навантаження, що діє на робочі органи арматури під час гідроудару, визначається за наступною залежністю:

$$\Delta P_g = \int_0^{t_g} v_p(\tau) d\tau, \quad (1.43)$$

де $t_g \approx V_a / (\Pi v)$.

Зазвичай для визначення максимального навантаження, що виникає під час гідроудару при закритті арматури, використовують відому формулу М. Є. Жуковського:

$$\Delta P_g = \rho(v - v_o)c_T. \quad (1.44)$$

Як впливає з отриманих розв'язків (1.40) і (1.43), традиційний підхід до оцінювання максимального навантаження ΔP_g за формулою (1.44) має певні обмеження. Зокрема, він не враховує реальні умови формування гідроудару, конструкційно-технічні характеристики арматури та всієї трубопровідної системи, теплофізичні властивості потоку, а також інші чинники, що впливають на інтенсивність процесу.

Крім того, отримані розв'язки (1.40) і (1.43) показують більш істотну залежність максимального навантаження під час гідроудару на арматуру від швидкості набігаючого потоку. Згідно з цими розв'язками, навантаження змінюється пропорційно кубу швидкості потоку, тобто $\Delta P_g \sim v^3$. Натомість у формулі (1.44) ця залежність є лінійною: $\Delta P_g \sim v$.

Аналіз отриманих розв'язків для визначення інтенсивності гідроудару під час закриття арматури дає змогу зробити такі висновки.

1. Інтенсивність гідроудару істотно залежить від гідравлічного опору арматури, а отже, і від швидкості закриття робочого клапана. Гідравлічний опір, який характеризується параметром $\xi(t)$, пов'язаний із положенням робочого клапана та швидкістю його закриття. Тому оптимальну швидкість закриття клапана, необхідну для запобігання гідроудару, доцільно визначати з урахуванням розв'язків (1.40) і (1.41) за наступною умовою:

$$\frac{dv_p}{dt} \left[\frac{d\xi(t)}{dt} \right] \leq 0. \quad (1.45)$$

2. Інтенсивність гідроудару під час закриття арматури в трубопровідних системах без насосів, зокрема в пасивній частині системи аварійного охолодження активної зони ядерного реактора, за інших однакових умов може бути значно більшою, ніж у системах із напірними насосами, для яких $\Delta P_n > 0$, а $\Delta P_0 < 0$.

1.2.4. Моделювання гідродинамічних ударів у трансзвукових режимах двофазних потоків

Розглядається трубопровідна система з локальним гідродинамічним опором, до якого можуть належати арматура, дросельні пристрої, насоси, компресори та інші елементи. Особливістю такої системи є змінна площа прохідного перерізу для двофазного парорідинного потоку (рис. 1.12).

Потік, що адіабатно скипає у проточній частині локального гідродинамічного опору, моделюється в одновимірному та квазістаціонарному наближенні. Втратами тиску на тертя потоку всередині локального гідродинамічного опору нехтують. Приймається, що двофазний потік усередині опору має гомогенну рівноважну структуру. При цьому однофазне середовище, зокрема пара, розглядається як окремий випадок цієї моделі.

Аналогами такої розрахункової моделі можуть бути такі системи ядерної енергетичної установки:

- арматура пасивної частини системи аварійного охолодження активної зони ядерного реактора;
- трубопровідна система «парогенератор – швидкодіюча запірно-відсічна клапанна арматура» в аварійних режимах;
- імпульсно-запобіжний пристрій компенсатора тиску ядерного реактора в аварійних режимах;
- система пароскидного пристрою турбоустановки в аварійних

режимах;

– дренажні системи насиченого конденсату турбоустановки та інші подібні системи.

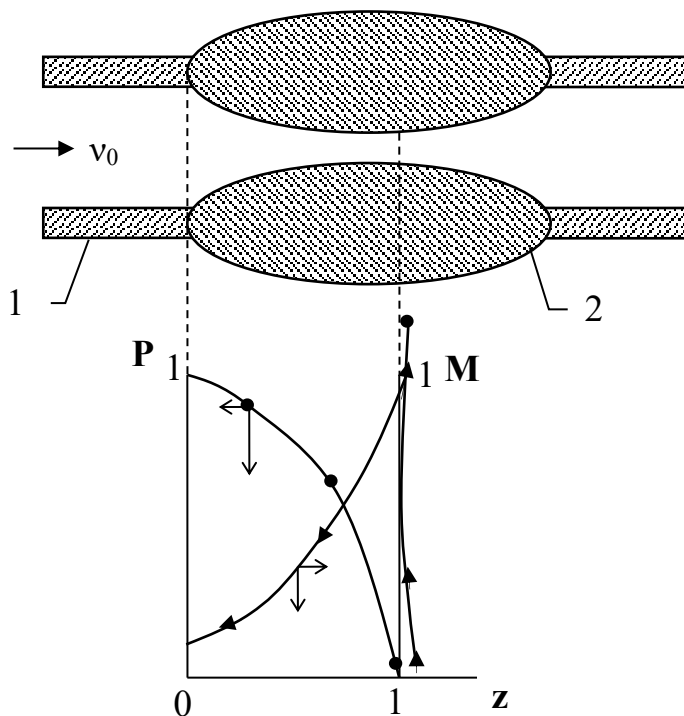


Рис. 1.12. Умови формування гідродинамічних ударів у трансзвукових режимах течії двофазного парорідинного потоку:

1 – трубопровід; 2 – локальний гідродинамічний опір.

З урахуванням прийнятих припущень основні рівняння законів збереження для двофазного потоку мають наступний вигляд:

$$\frac{d\rho\Pi v}{dz} = 0, \quad (1.46)$$

$$\frac{d\rho\Pi v^2}{dz} = -\Pi \frac{dP}{dz}, \quad (1.47)$$

$$\frac{d}{dz} \left(\rho i + \frac{\rho v^2}{2} \right) = 0, \quad (1.48)$$

$$v(z=0) = v_0, \quad (1.49)$$

$$P(z=0) = P_0, \quad (1.50)$$

$$i(z=0) = i_0, \quad (1.51)$$

де v , P – швидкість і тиск двофазного гомогенного потоку відповідно;

$\rho(P, x)$ – щільність двофазного потоку;

$i(P, x)$ – питома ентальпія двофазного потоку;

x – масовий паровміст двофазного потоку.

Після перетворень рішення (1.46) – (1.51) в критеріальному форматі:

$$\frac{d\mathbf{P}}{dz} = \frac{\mathbf{K}_v \rho v^2}{(1 - \mathbf{M}^2)} \mathbf{K}_\Pi = \text{grad}(\mathbf{P}), \quad (1.52)$$

$$\frac{dv}{dz} = -\text{grad}(\mathbf{P}) \frac{v}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \mathbf{P}} + \frac{1}{2r} \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - v \mathbf{K}_\Pi, \quad (1.53)$$

$$\frac{dx}{dz} = -\frac{i_0}{2r} \text{grad}(\mathbf{P}), \quad (1.54)$$

$$\mathbf{P}(z=0) = 1; \quad v(z=0) = 1; \quad x_0(z=0) = (i_0 - i_1)/r, \quad (1.55)$$

де $\mathbf{P} = P/P_0$;

$z = z/L$ (L – довжина конфузornoї частини локального гідродинамічного опору);

$\rho = \rho/\rho_0$;

$v = v/v_0$;

$i = i/i_0$;

$\Pi = \Pi_0/\Pi$.

Критерії трансзвукових режимів течії:

$$\mathbf{K}_v = \frac{\rho_0 v_0^2}{P_0}; \quad \mathbf{K}_\Pi = \frac{1}{\Pi} \frac{d\Pi}{dz},$$

$$\mathbf{M} = \frac{v}{a} - \text{критерій Маху}, \quad (1.56)$$

$$\text{де } a = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial P} + \frac{1}{2r} \frac{\partial p}{\partial x} \left(1 - x \frac{\partial i}{\partial P}\right)} - \text{швидкість звука в двофазному}$$

гомогенному рівноважному потоці;

$$r = i_v - i_l - \text{прихована теплота паротворення.}$$

З отриманих розв'язків (1.52)–(1.55) випливає, що в конфузорній частині локального гідродинамічного опору, де $\text{КП} < 0$, тиск і паровміст потоку зменшуються вздовж каналу, тоді як швидкість потоку зростає.

У разі наближення швидкості потоку до нашколовукових значень, тобто при $\mathbf{M} \rightarrow 1$, модулі градієнтів швидкості різко збільшуються. Коли ж досягається трансзвуковий режим, тобто $\mathbf{M} = 1$, відбувається подальше різке гальмування потоку, за якого $v \rightarrow 0$. Це супроводжується локальним імпульсним зростанням тиску та конденсацією парорідинного потоку.

Такий процес можна розглядати як конденсаційний «стрибок ущільнення», що є наслідком аперіодичної теплогідродинамічної нестійкості трансзвукових режимів парорідинних потоків.

Тому, необхідна умова виникнення гідроудару по обладнанню трубопровідних систем у трансзвукових режимах двофазних потоків має наступний вигляд:

$$\mathbf{M} = 1. \quad (1.57)$$

Під час моделювання параметрів гідроудару — гідродинамічного навантаження ΔP_g , швидкостей зміни тиску P та швидкості потоку v — вважається, що кінетична енергія двофазного потоку при гальмуванні переходить в енергію конденсаційного «стрибка ущільнення».

Тоді рівняння балансу маси, імпульсу тиску та енергії в зоні конденсаційного «стрибка ущільнення» записуються у наступному вигляді:

$$L \frac{d\rho}{dt} = \rho v - \rho v_c, \quad (1.58)$$

$$L \frac{d\rho v}{dt} = -\Delta P_g(t), \quad (1.59)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\rho v^2}{2} + \rho i \right) = 0, \quad (1.60)$$

де t – час;

v_c – швидкість потоку на виході з локального гідродинамічного опору;

L – довжина каналу до перетину настання трансзвукового режиму;

$\Delta P_g(t)$ – амплітуда гідродинамічного навантаження при ГУ.

Початкові умови ГУ (при $\mathbf{M} = 1$):

$$v(t=0) = a. \quad (1.61)$$

За консервативних припущень, тобто з урахуванням запасу за надійністю, процеси гідроудару вважаються ізотермічними та такими, що супроводжуються «миттєвою» конденсацією пари. Крім того, витратою потоку після «стрибка ущільнення» нехтують порівняно з витратою на вході в локальний гідродинамічний опір.

З урахуванням цих припущень після перетворення рівнянь (1.58)–(1.61) у критеріальній формі отримаємо:

$$\frac{d\mathbf{P}}{dt} = \mathbf{v}, \quad (1.62)$$

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt} + \mathbf{K}_1 \mathbf{v} \frac{d\mathbf{P}}{dt} = -\Delta \mathbf{P}_g(t), \quad (1.63)$$

$$\mathbf{v} \frac{d\mathbf{v}}{dt} + \frac{\mathbf{K}_1}{2} \mathbf{v}^2 \frac{d\mathbf{P}}{dt} + \mathbf{K}_2 \frac{d\mathbf{P}}{dt} = 0, \quad (1.64)$$

При початкових умовах

$$\mathbf{v}(\mathbf{t} = 0) = \frac{a}{v_m} = \mathbf{v}_{g0}, \quad \mathbf{P}(\mathbf{t} = 0) = \mathbf{P}_{g0}, \quad \mathbf{i}(\mathbf{t} = 0) = \mathbf{i}_{g0}, \quad (1.65)$$

де

$$\mathbf{P} = \frac{P}{P_m}, \quad \mathbf{v} = \frac{v}{v_m}, \quad \mathbf{t} = \frac{t}{t_m}, \quad \mathbf{i} = \frac{i_1}{i_m}, \quad \mathbf{K}_1 = \frac{P_m}{\rho_1 a_1^2}, \quad \mathbf{K}_2 = \frac{d\mathbf{i}}{d\mathbf{P}}; \quad (1.66)$$

ρ_1, a_1 – щільність и швидкість звука рідинної фази відповідно.

Масштаби параметрів, що характеризують гідроудар, визначаються шляхом перетворення рівнянь (1.62)–(1.64) у критеріальну форму:

$$P_m = P_0; \quad v_m = \frac{P_0}{\rho_1 a_1}; \quad t_m = \frac{L}{a_1}; \quad i_m = \frac{P_0^2}{\rho_1 a_1^2}.$$

Із розв’язку системи рівнянь (1.62)–(1.66) визначаються поточна та максимальна відносні амплітуди гідродинамічного навантаження, що виникають у трансзвукових режимах парорідинного потоку:

$$\Delta \mathbf{P}_g(\mathbf{t}) = \int_0^{\mathbf{t}} \mathbf{v}(\tau) d\tau, \quad (1.67)$$

$$\frac{d\mathbf{v}}{d\mathbf{t}} + \frac{\mathbf{K}_1}{2} \mathbf{v} + \mathbf{K}_2 = 0, \quad \mathbf{v}(\mathbf{t} = 0) = \frac{\rho_1 a_1 a}{P_0}. \quad (1.68)$$

Необхідна умова виникнення гідроудару в трансзвукових режимах двофазного парорідинного потоку має наступний вигляд:

$$\Delta \mathbf{P}_g(\mathbf{t} = 1) \geq 1. \quad (1.69)$$

На відміну від загальноприйнятого підходу до визначення гідродинамічних навантажень під час гідроудару, зумовленого збільшенням локальних гідродинамічних опорів, зокрема відомої формули М. Є. Жуковського, отримані розв'язки дають змогу врахувати такі чинники:

- необхідні та достатні умови виникнення гідроудару, визначені залежностями (1.57) і (1.69), а також відповідні амплітуди гідродинамічних навантажень на обладнання та елементи трубопровідних систем у разі двофазних парорідинних потоків;
- перехід кінетичної енергії потоку, що втрачається під час його гальмування, в енергію імпульсу гідроудару.

Останнє положення зумовлює отримання значно більших оцінок гідродинамічних навантажень під час гідроудару порівняно з оцінками, розрахованими за формулою М. Є. Жуковського.

1.2.5. Моделювання гідродинамічних ударів при аварійному заповненні компенсатора тиску

Компенсатор тиску є системою, важливою для безпеки ядерних енергетичних установок з реакторами типу ВВЕР. Його основне призначення полягає у створенні тиску в реакторному контурі під час пуску реакторної установки, підтриманні тиску в установлених межах у нормальних експлуатаційних режимах і під час зупинки реактора, а також в обмеженні коливань тиску в перехідних режимах роботи реакторної установки.

У разі порушення нормальних умов експлуатації або виникнення аварійних режимів система захисних клапанів імпульсно-запобіжного пристрою компенсатора тиску забезпечує скидання тиску в реакторному контурі при перевищенні допустимого значення 16,0 МПа. Крім того, ця система бере участь

в управлінні аварійними процесами в режимі «скидання – підживлення» реакторного контуру.

Компенсатор тиску реактора ВВЕР-1000 являє собою вертикальну циліндричну посудину заввишки 13,5 м із діаметром прохідного перерізу теплоносія 3,0 м. Корпус компенсатора тиску має товщину 165 мм і складається з чотирьох обичайок та двох днищ. У конструкції передбачені патрубки і штуцери для приєднання відповідних трубопроводів, приладів та імпульсних ліній. Конструкція компенсатора тиску забезпечує його нормальне функціонування при максимальному розрахунковому землетрусі інтенсивністю 9 балів за шкалою MSK-64 за умови одночасної дії навантажень, спричинених розривом головного циркуляційного трубопроводу.

Передбачена можливість розгерметизації компенсатора тиску при порушенні нормальних умов експлуатації та в аварійних режимах зумовлює ризик виникнення гідроударів по його корпусу і конструкційних елементах. Гідроудари супроводжуються високоамплітудними гідродинамічними навантаженнями на елементи системи компенсатора тиску. За певних умов такі навантаження можуть перевищувати гранично допустимі значення та призводити до неприпустимого пошкодження конструкцій, особливо в місцях приєднання патрубків і штуцерів.

На експериментальних стендах, які є аналогами компенсатора тиску, під час інтенсивного заповнення були зафіксовані імпульси тиску при гідроударі, амплітуди яких удвічі перевищували нормальний тиск в обладнанні. У натурних компенсаторах тиску реакторів ВВЕР можна очікувати ще більших відносних амплітуд імпульсів тиску гідроудару, оскільки при аварійному відкритті захисних клапанів імпульсно-запобіжного пристрою компенсатора тиску заповнення його об'єму відбувається за перепаду тиску з навколишнім середовищем близько 15,0 МПа.

Для визначення максимальних амплітуд тиску гідроудару ΔP_{gm} у різних системах та обладнанні традиційно використовують відому формулу М. Є. Жуковського:

$$\Delta P_{gm} = \rho \Delta v c, \quad (1.70)$$

де ρ – щільність потоку;

Δv – зміна швидкості потоку до і після ГУ;

c – швидкість звуку в металі корпусу устаткування/трубопроводу.

У роботі [2] формула (1.70) також була використана для оцінювання максимальної амплітуди тиску гідроудару ΔP_{gm} під час заповнення експериментальної моделі компенсатора тиску реактора ВВЕР-440. Однак застосування такого підходу для моделювання умов виникнення та наслідків гідроудару в натурних компенсаторах тиску реакторів ВВЕР є недостатньо обґрунтованим.

Це пояснюється тим, що формула (1.70) не враховує низку специфічних особливостей формування гідроудару. До них належать робочий рівень заповнення компенсатора тиску, значний перепад тиску між компенсатором тиску і контайнментом у разі гідроудару, спричиненого відкриттям захисних клапанів імпульсно-запобіжного пристрою компенсатора тиску, гідравлічні характеристики елементів системи компенсатора тиску, підживлення його об'єму теплоносієм та інші чинники.

У зв'язку з цим актуальним є розроблення методу визначення умов виникнення та наслідків гідроудару під час інтенсивного заповнення компенсатора тиску.

Основні положення методу моделювання умов виникнення та наслідків гідродинамічних ударів під час аварійного заповнення компенсатора тиску наведено нижче.

Розрахункова модель умов виникнення гідроудару в компенсаторі тиску

реактора ВВЕР представлена на рис. 1.13.

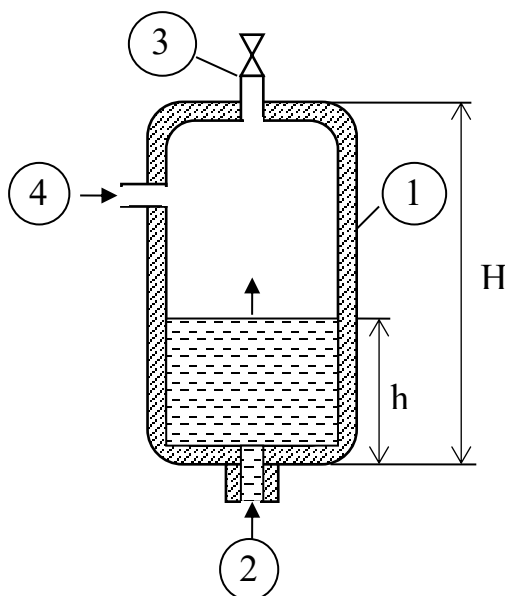


Рис. 1.13. Розрахункова схема формування гідроудару під час заповнення компенсатора тиску ВВЕР:

1 – КТ; 2 – реакторний контур; 3 – ЗК ІЗП КТ;

4 – системи підживлення теплоносія КТ.

Основні положення та припущення розрахункової моделі полягають у наступному:

- 1) заповнення компенсатора тиску може відбуватися внаслідок надмірного підживлення реакторного контуру відповідними системами з витратою G_b , аварійного відкриття захисних клапанів імпульсно-запобіжного пристрою компенсатора тиску та/або реалізації режиму «скидання – підживлення», який використовується для управління аварійними процесами;
- 2) з метою отримання консервативної оцінки неізотермічність процесів не враховується;
- 3) під час заповнення компенсатора тиску гідродинамічні параметри гідроудару визначаються з умови переходу кінетичної енергії, що втрачається при гальмуванні потоку теплоносія, в енергію тиску гідроудару;

4) компенсатор тиску приймається як посудина правильної циліндричної форми висотою H і площею прохідного перерізу теплоносія Π_k (див. рис. 1.13);

5) конструкційно-технічні та гідравлічні характеристики натурних компенсаторів тиску ВВЕР-1000 приймалися відповідно до [44].

Процес формування умов виникнення гідроудару поділено на два етапи, що відрізняються за тривалістю:

- етап заповнення компенсатора тиску теплоносієм тривалістю t_k ;
- етап взаємодії імпульсу гідроудару з внутрішньою поверхнею компенсатора тиску тривалістю t_c .

Враховуючі прийняті допущень рівняння балансу маси парового об'єму КТ та руху рівня теплоносія в КТ на 1-му етапі при умові ($0 \leq t \leq t_k$) має наступний вигляд:

$$\Pi_k \frac{d}{dt} [\rho_v (H - h)] = -G_k - G_f - \Delta G_b, \quad (1.71)$$

$$\frac{d}{dt} (h G_k)^2 = (P_T - P_0) \Pi_k - \frac{\xi_k}{2} \frac{G_k^2}{\rho \Pi_k} - \rho \Pi_k g h, \quad (1.72)$$

$$G_f = \Pi_f \sqrt{\frac{2(P_T - P_0)\rho}{\xi_f}}, \quad (1.73)$$

$$\Delta G_b = G_b \frac{i_v - i_b}{i_b} \quad (1.74)$$

При наступних початкових умовах:

$$G_k(t=0) = 0; \quad h(t=0) = h_0. \quad (1.75)$$

Необхідна умова виникнення гідроудару під час заповнення компенсатора тиску має наступний вигляд:

$$h(t = t_k) = H. \quad (1.76)$$

Враховуючі прийняті припущення рівняння законів збереження за виконання необхідної умови (1.76) на другому етапі процесу, тобто при $0 \leq t \leq t_c$, мають наступний вигляд:

$$H\Pi_k \frac{d\rho}{dP} \frac{d\Delta P_g}{dt} = G_k - G_f, \quad (1.77)$$

$$H \frac{dG_k}{dt} = -\Delta P_g (\Pi_k - \Pi_f), \quad (1.78)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{G_k^2}{2\rho\Pi_k} + \rho\Delta i_g \right) = 0, \quad (1.79)$$

де t – час процесу;

ρ_v, ρ – щільність пари і теплоносія відповідно;

h – висота рівня теплоносія в КТ;

G_k – масова витрата теплоносія в КТ;

G_f – масова витрата через ЗК ІЗП КТ;

P_t, P_0 – тиск у теплоносії і контейнменті відповідно;

ξ_k – сумарний коефіцієнт гідравлічного опору в КТ;

ξ_f – коефіцієнт гідравлічного опору ЗК ІЗП КТ;

Π_f – площа прохідного перетину ЗК ІЗП КТ;

i – питома ентальпія (на одиницю маси);

G_a – номінальна витрата теплоносія через активну зону реактора;

$\Delta P_g, \Delta i_g$ – імпульс тиску і ентальпії в зоні ГУ відповідно.

В критеріальному (безрозмірному) форматі рівняння (1.71) – (1.79):

$$\frac{d}{dt_1} [\rho_v(1-h)] = -K_1 - K_2 - G_k, \quad (1.80)$$

$$\frac{d}{dt_1}(\mathbf{h}\mathbf{G}_\kappa) = \mathbf{K}_3 - \mathbf{K}_4\mathbf{G}_\kappa^2 - \mathbf{K}_5\mathbf{h}, \quad (1.81)$$

$$\mathbf{K}_7 \frac{d\boldsymbol{\rho}}{d\mathbf{P}} \frac{d\Delta\mathbf{P}_g}{dt_2} = \mathbf{G}_\kappa(\mathbf{h}=1) - \mathbf{K}_1, \quad (1.82)$$

$$\mathbf{K}_8 \frac{d\mathbf{G}_\kappa(\mathbf{h}=1)}{dt_2} = -\mathbf{K}_3(1 - \Pi_f), \quad (1.83)$$

$$\frac{d}{dt_2} \left[\frac{\mathbf{G}_\kappa^2(\mathbf{h}=1)}{\boldsymbol{\rho}} \right] = -\frac{d}{dt_2} \left(\boldsymbol{\rho} \frac{d\mathbf{i}}{d\mathbf{P}} \Delta\mathbf{P}_g \right), \quad (1.84)$$

$$\mathbf{G}_\kappa(\mathbf{t}_1=0) = 0; \quad \mathbf{h}(\mathbf{t}_1=0) = \mathbf{K}_6, \quad (1.85)$$

де

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_1 &= \frac{\Pi_\kappa}{G_{\dot{a}}} \sqrt{\frac{2(P_T - P_0)\rho_v}{\xi_f}}; \quad \mathbf{K}_2 = \frac{G_b}{G_{\dot{a}}} \frac{i_v - i_b}{i_b}; \quad \mathbf{K}_3 = \frac{\Pi_\kappa^2(P_T - P_0)\rho_T}{G_{\dot{a}}^2}; \\ \mathbf{K}_4 &= \frac{\xi_\kappa}{2}; \quad \mathbf{K}_5 = \frac{\rho_T^2 \Pi_\kappa^2 H g}{G_{\dot{a}}^2}; \quad \mathbf{K}_6 = \frac{h_0}{H}; \quad \mathbf{K}_7 = \frac{\rho \tilde{n} \Pi_\kappa}{G_{\dot{a}}}; \quad \mathbf{K}_8 = \frac{G_{\dot{a}} \tilde{n}}{D_T \Pi_\kappa}; \\ \boldsymbol{\rho} &= \frac{\rho}{\rho_T}; \quad \mathbf{t}_1 = \frac{t G_a}{\rho_T H \Pi_\kappa}; \quad \mathbf{h} = \frac{h}{H}; \quad \mathbf{G}_{\hat{\epsilon}} = \frac{G_\kappa}{G_{\dot{a}}}; \quad \Pi_f = \frac{\Pi_f}{\Pi_\kappa}; \\ \mathbf{i} &= \frac{i \rho^2 \Pi_\kappa^2}{G_{\dot{a}}^2}; \quad \mathbf{P} = \frac{P}{P_T}; \quad \mathbf{t}_2 = \frac{tc}{H}; \quad \Delta\mathbf{P}_g = \frac{\Delta P_g}{P_T}; \end{aligned}$$

c – швидкість поширення збурень (швидкість звука) в металі внутрішньої поверхні КТ.

Максимальна амплітуда імпульсу тиску гідроудару визначається за наступною залежністю:

$$\Delta P_{gm} = \int_0^1 \frac{d\Delta P_g}{dt_2} (h = 1; K_1; \dots; K_8) dt_2 . \quad (1.86)$$

У загальному випадку система рівнянь (1.80)–(1.86) може бути розв’язана чисельними методами.

На відміну від загальноприйнятого підходу, який у багатьох розрахункових задачах ґрунтується на використанні формули М. Є. Жуковського (1.70), отриманий розв’язок (1.86) враховує особливості передісторії формування умов гідроудару в компенсаторі тиску через критерії K_1 – K_6 .

Крім того, цей розв’язок враховує ефекти безпосереднього формування імпульсу тиску гідроудару та його наслідки при спонтанному, тобто різкому, гальмуванні потоку об внутрішню поверхню корпусу компенсатора тиску. Ці ефекти описуються критеріями K_7 та K_8 .

Висновки до розділу 1

1. Проведено аналіз відомих досліджень в області моделювання умов і наслідків різних видів аперіодичної низькочастотної і високочастотної коливальної теплогідродинамічної нестійкості в системах теплотехнічного устаткування енергоустановок.

Показано, що для систем змішувальних теплообмінників у загальному випадку актуальні:

низькочастотна коливальна теплогідродинамічна нестійкість, викликана запізнюванням завершення тепломасообмінних процесів при конденсації і інерційності напірно-витратних характеристик насосів;

аперіодична теплогідродинамічна нестійкість двофазних потоків.

2. Проведено аналіз відомих методів моделювання гідродинамічних ударів унаслідок різних видів теплогідродинамічної нестійкості в системах теплотехнічного устаткування енергоустановок.

Показано, що в даний час відсутні достатньо обґрунтовані методи моделювання гідродинамічних ударів в системах змішувальних теплообмінників.

МЕТОД КВАЛІФІКАЦІЇ УМОВ ТЕПЛОГІДРОДИНАМІЧНОЇ НЕСТІЙКОСТІ ТА ГІДРОУДАРІВ У ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМАХ ЗМІШУВАЛЬНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

2.1. Основні положення розрахункового моделювання

Аналіз причин і наслідків виникнення ТГН в системі змішувальних теплообмінників енергоустановки проведений на прикладі змішувального підігрівача низького тиску (ПНТ) регенеративної системи турбінного відділення ЯЕУ (рис. 2.1). По досвіду експлуатації ПНТ в певних режимах були зареєстровані значні по потужності ГУ і підвищена вібрація.

Для подачі «холодного» конденсату з конденсатора турбіни в ПНТ використовується конденсатний насос першого ступеня КСВА 1500-120, який забезпечує номінальні значення витрати $1850 \text{ м}^3/\text{год}$ і напору тиску 95 м [50] (тут же представлена і НВХ цього насоса).

Як ПНТ використовуються ЗП типу ПН-3000-25-16 з такими основними конструкційно-технічними характеристиками [50]:

габаритна висота 10,5 м;

габаритний діаметр 3,8 м;

площа теплообмінної поверхні 3000 м^2 ;

абсолютний максимальний робочий тиск основного конденсату 2,5 МПа;

абсолютний максимальний робочий тиск гріючої пари 1,6 МПа.

Гріюча пара подається по всій висоті підігрівача і рухається паралельними потоками через паророзподільні дірчасті щити. Підігрівачі ПН-3000-25-16 виконані двоходовими по основному конденсату.

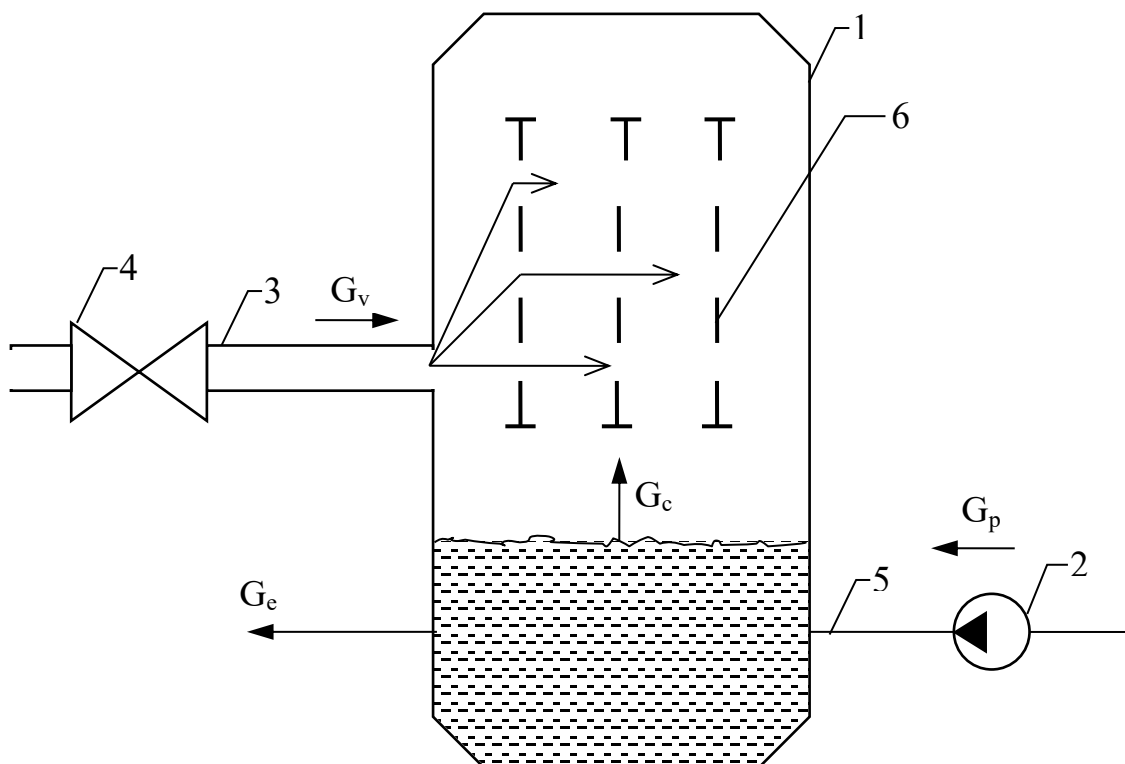


Рис. 2.1. Схема змішувального підігрівача регенеративної системи турбоустановки:

- 1 – підігрівач низького тиску; 2 – конденсатний насос;
 3 – паропровід відбору пари від турбіни; 4 – нерегульована засувка;
 5 – трубопровід конденсату; 6 – паророзподільні дірчасті щити.

«Холодний» конденсат з масовою витратою G_p подається з конденсатора турбіни в ПНТ конденсатним насосом. Після відкриття нерегульованої засувки в ПНТ поступає пара з циліндрів турбіни з масовою витратою G_v , яка змішується з «холодною» водою в ПНТ. «Нагріта» в ПНТ вода з масовою витратою G_c поступає далі в трубопровідну магістраль підживлення парогенератора.

ТГН в системі ПНТ може виникати внаслідок інерційності завершення тепломасообмінних процесів конденсації в об'ємі ПНТ та інерційності реакції НВХ конденсатного насоса на зміни теплогідродинамічних параметрів в ПНТ. У початковий момент $t = 0$ пара в ПНТ не поступає і система знаходиться в стійкому режимі з витратою живильної води G_{p0} . Стійкість режиму визначається

тим, що в цих умовах ПНТ фактично «працює» в режимі демпфуючого пристрою, який знижує можливі коливання тиску. Після відкриття засувки подачі пари від турбіни $t > 0$ тиск P в об'ємі ПНТ збільшується (рис. 2.2). З іншого боку, виникаючі процеси конденсації визначають тенденцію зниження тиску в об'ємі ПНТ. Проте зважаючи на інерційність тепломасообмінних процесів конденсації (масова витрата конденсації $G_c < G_v$) ефект зростання тиску на цьому етапі є домінантним, а наслідком його є продовження зниження рівня води H в ПНТ і витрати насоса G_p із-за збільшення протитиску подачі живильної води. Після завершення тепломасообмінних процесів конденсації ($G_c \geq G_v$) тиск в об'ємі ПНТ починає знижуватися.

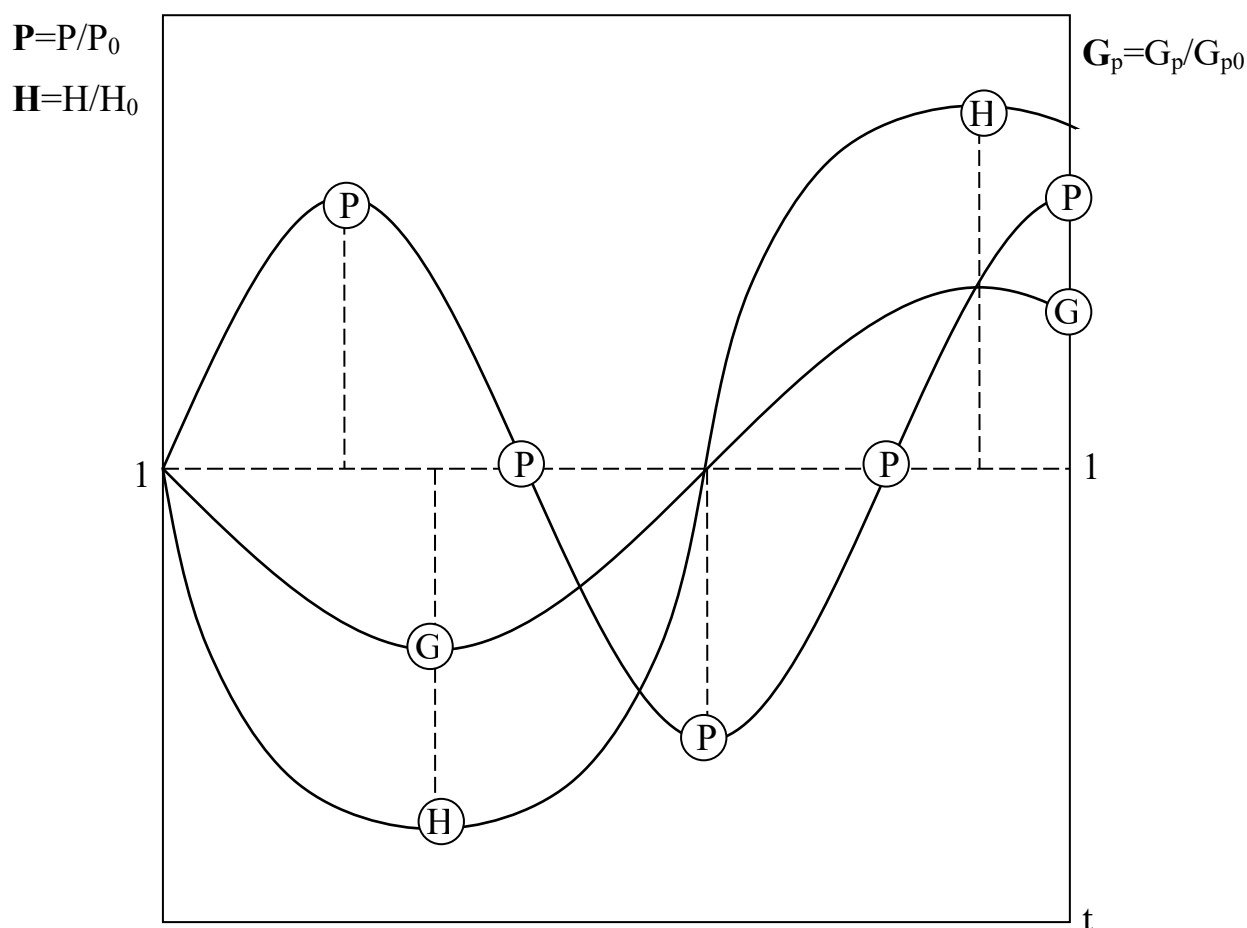


Рис. 2.2. Механізми виникнення ТГН у системі ПНТ:

P_0, H_0, G_{p0} – початкове значення тиску, рівня і витрати води відповідно.

Проте зважаючи на інерційність НВХ насоса витрата G_p і рівень конденсату в ПНТ продовжують зменшуватися. По закінченню часу затримки

реакції НВХ витрата насоса G_p і рівень води в ПНТ починають збільшуватися (див. рис. 2.2).

У момент досягнення тиском «рівноважного» значення ($P = 1$ на рис. 2.2) витрата насоса і рівень води в ПНТ залишаються нижчими за «рівноважні» значення ($G_p, H < 1$), що визначає подальше інерційне зниження тиску, а витрата і рівень конденсату в ПНТ продовжують збільшуватися. Досягши «рівноважних» значень витрати і рівня конденсату ($G_p, H = 1$) тиск в ПНТ мінімальний. Тому витрата і рівень конденсату продовжують збільшуватися, і система знаходиться в нестійкому стані, а тиск починає зростати. Збільшення тиску визначає зниження темпів збільшення витрати і рівня. Витрата і рівень конденсату досягають максимальних значень нестійкого стану ($G_p, H, P > 1$) і далі починають зменшуватися.

Таким чином, виникає коливальний процес теплогідродинамічних параметрів у системі ПНТ. Період/частота і амплітуда коливань тиску і рівня води в ПНТ, а також витрата конденсату визначаються часом запізнення завершення тепломасообмінних процесів конденсації в об'ємі ПНТ та інерційністю НВХ конденсатного насоса.

При достатньо великих амплітудах коливань теплогідродинамічних параметрів можуть виникнути умови ГУ в ПНТ. При ГУ кінетична енергія швидкості руху рівня конденсату dh/dt переходить в енергію імпульсу тиску δP [40 – 44]. Наслідками потужних ГУ можуть бути: підвищена вібрація; «заклинювання» насоса; руйнування внутрішньокорпусних пристроїв і зварних з'єднань та інші негативні ефекти.

У разі переповнювання об'єму ПНТ можливе надходження конденсату в циліндри турбіни і порушення умов нормальної експлуатації.

2.2. Розрахункова модель теплогідродинамічної нестійкості і гідроударів у системі змішувального підігрівача

Рівняння балансу маси, енергії і стану парогазового об'єму ПНТ:

$$\frac{d}{dt}(\rho_{vg}V_{vg}) = G_v - G_c, \quad \rho_l \frac{d}{dt}(V_T - V_{vg}) = G_p - G_e \quad (2.1)$$

$$V_{vg} = f(P) \quad (2.2)$$

$$G_v i_v = G_c \Delta i_1 + (G_p + G_c) \Delta i_2. \quad (2.3)$$

де ρ_{vg} , ρ_l – щільність парогазової і водяної фази відповідно;

$$V_{vg} = F_T(H_T - H);$$

F_T – площа прохідного перетину ПНТ;

i_v , Δi_1 , Δi_2 – питома ентальпія пари, конденсації і нагріву конденсату відповідно.

Після перетворення рівнянь (2.1) і (2.2) зміна тиску і рівня води в ПНТ:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{G_v - G_c}{F_T(H_T - H)a_{vg}^{-2} + \rho_{vg} \frac{df}{dP}} = f_1 \quad (2.4)$$

$$\frac{dH}{dt} = - \frac{(G_v - G_c) \frac{df}{dP}}{F_T \left[F_T(H_T - H)a_{vg}^{-2} + \rho_{vg} \frac{df}{dP} \right]} = f_2 \quad (2.5)$$

$$G_e = G_p + \rho_{vg} \frac{df}{dP} \frac{G_v - G_c}{F_T(H_T - H)a_{vg}^{-2} + \rho_{vg} \frac{df}{dP}}, \quad (2.6)$$

де a_{vg} – швидкість звуку в парогазовій фазі;

G_e – витрата конденсату на виході з ПНТ.

Початкові умови:

$$P(t=0)=P_0; \quad H(t=0)=H_0; \quad G_{\epsilon}(t=0)=G_{\epsilon 0}. \quad (2.7)$$

Рівняння руху в паровідборі і трубопроводі подачі конденсату в ПНТ:

$$G_v(t) = \mu F_v \sqrt{2\rho_v [P_T - P(t)]} \quad (2.8)$$

$$\frac{dG_p}{dt} = F_p \left[\Delta P(G_p, P) - \xi \frac{G_p^2}{\rho_l F_p^2} \right] = f_3, \quad (2.9)$$

Початкові умови:

$$G_p(t=0) = G_{p0}; \quad G_v(t=0) = \mu F_v \sqrt{2\rho_v [P_T - P_0]}, \quad (2.10)$$

де μ – коефіцієнт витрати паровідбору;

F_v – площа прохідного перетину паровідбору;

P_T – тиск в турбіні;

ξ – сумарний коефіцієнт гідравлічного опору системи;

$\Delta P(G_p, P)$ – напір тиску, що розвиває конденсатний насос:

$$\Delta P(G_p, P) = \Delta P_{\max} - \int_0^t \frac{d\Delta P}{dG_p} (\tau - \tau_0) \frac{dG_p}{d\tau} (\tau - \tau_0) d\tau = f_4, \quad (2.11)$$

де $\tau_0 = \rho_l F_p L_p / G_p$ – час затримання реакції НВХ конденсатного насоса на зміни масової витрати конденсату G_p ;

ρ_l – щільність конденсату;

F_p, L_p – площа прохідного перетину і довжина трубопроводу, що підводить до ПНТ, відповідно;

$\Delta P_{\max}$ – максимальний напір тиску насоса;

$$\frac{dP}{dG_p}, \frac{dG_p}{d\tau} = 0 \text{ при } \tau < \tau_0$$

Масова витрата конденсату, що утворюється, впливає з рівняння (2.3):

$$G_c(t) = \frac{G_v i_v - G_p \Delta i_2}{\Delta i_1 + \Delta i_2}. \quad (2.12)$$

При $G_v > G_c$ виникає затримка за часом завершення тепломасообмінних процесів конденсації. Наслідком цієї затримки є ТГН в об'ємі ПНТ.

ГУ виникають в результаті коливання рівня конденсату в ПНТ і при гальмуванні коливання рівня конденсату H на внутрішньокорпусних пристроях і/або переповнюванні конденсатом ПНТ (див. рис. 2.1). При гальмуванні рівня конденсату кінетична енергія коливань рівня конденсату переходить в енергію імпульсу тиску ГУ δi_1 . Консервативно, без урахування необоротних втрат:

$$\delta i_1 = \frac{\rho_1}{2} \left(\frac{dH}{dt} \right)^2, \quad (2.13)$$

де i_1 – питома ентальпія конденсату.

Після перетворення (2.13) отримаємо для імпульсу тиску при ГУ:

$$\delta P = \frac{1}{2} \left(\frac{dH}{dt} \right)^2 \left(\frac{di_1}{dP} \right)^{-1} = f_5. \quad (2.14)$$

Вирішення системи рівнянь (2.4) – (2.14) здійснювалося чисельним методом Рунге – Кутта.

Результати розрахункового моделювання відносних амплітуд коливань рівня конденсату в ПНТ $\Delta H = \Delta H/H_0$, тиску в ПНТ ПНД $\Delta P = \Delta P/P_0$, витрати

конденсату $\Delta G_p = \Delta G_p / G_{p0}$ і імпульсу тиску ГУ $\delta P = \delta P / P_0$ залежно від витрати гріючої пари G_v приведені на рис. 2.3.

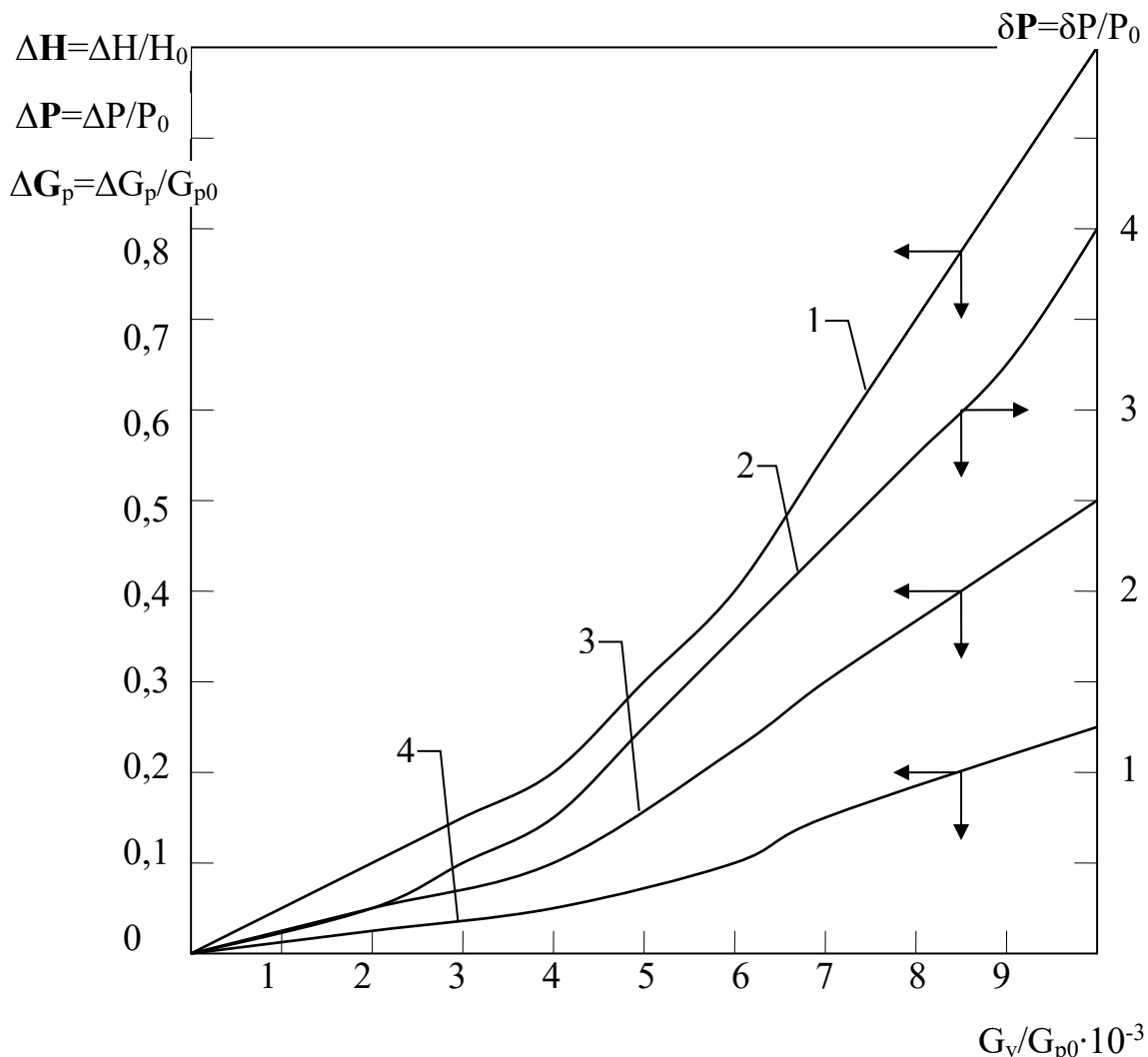


Рис. 2.3. Результати розрахункового моделювання ТГН і ГУ в системі ПНТ: 1 – ΔH ; 2 – δP ; 3 – ΔP ; 4 – ΔG .

Амплітуди і частоти коливань теплогідродинамічних параметрів у ЗП істотно залежать від витрати гріючої пари. Максимальні відносні амплітуди коливань витрати конденсату 25 %, тиску в об'ємі підігрівача – 50 %, рівня конденсату в підігрівачі – 99 %. Максимальна частота коливань 0,1 Гц.

Імпульси тиску при ГУ також істотно залежать від витрати гріючої пари. Максимальний відносний імпульс тиску пари 400 %.

На основі представленої теплогідродинамічної моделі можна сформулювати домінантні причини і механізми виникнення коливань і умов ГУ в модельованій системі.

1. Основними причинами виникнення коливань теплогідродинамічних параметрів і умов ГУ є два феномени:

Ф1 – надмірна витрата пари від турбіни в ПНТ, що не компенсується процесами конденсації;

Ф2 – нестійкі режими подачі конденсату в ПНТ, визначувані інерційністю НВХ конденсатного насоса.

2. При **Ф1** витрата гріючої пари, що поступає в парогазовий об'єм ПНТ, перевищує можливу витрату конденсату, який утворюється, що приводить до збільшення тиску в парогазовому об'ємі. Збільшення тиску призводить до зниження витрати пари від турбіни і зменшення рівня конденсату в ПНТ і до подальшого зниження тиску в парогазовому об'ємі. Зниження тиску в ПНТ визначає подальше збільшення витрати пари і рівня води в ПНТ і так далі. Таким чином виникає коливальний процес в об'ємі ПНТ. Коливання тиску і рівня конденсату в ПНТ знаходяться в протифазі. Амплітуди коливань рівня конденсату є необхідними умовами ГУ на внутрішньокорпусні конструкції і корпус ПНТ.

3. Феномен **Ф2** може бути викликаний гідродинамічною нестійкістю в трубопроводі конденсату, що підводить до ПНТ. Гідродинамічна нестійкість в даному випадку супроводжується коливаннями тиску і витрати живильної води, викликаними інерційністю НВХ насоса. При підвищенні тиску в ПНТ відповідно до НВХ відбувається необхідне збільшення напору насоса і зниження витрати води, що подається. Проте ці зміни параметрів відбуваються не миттєво, а з певним «запізнюванням» за часом реакції насоса на збільшення протитиску (інерційність НВХ). Інерційність НВХ визначається конструкційно-технічними параметрами насоса. Протягом часу «запізнювання» підсистема конденсатного насоса знаходиться в нестійкому гідродинамічному стані без зміни витрати. По

закінченню часу «запізнювання» реакції насоса відбувається необхідне зниження витрати. Проте, через ту ж інерційність НВХ, витрата зменшується до значень, менших рівноважних, і стан підсистеми знов стає нестійким. Тому далі процеси повторюються і виникають коливання витрати і тиску в живильному трубопроводі. При певній інерційності НВХ амплітуди коливань витрати і тиску можуть викликати ГУ в живильному трубопроводі. Крім того, коливання витрати живильного насоса можуть істотно впливати на процеси безпосередньо в ПНТ і підсилювати можливість виникнення ГУ на корпус ПНТ.

4. Представлена вище теплогідродинамічна модель враховує можливість як одиночного, так і сумісного виникнення обох феноменів для визначення умов коливальних режимів і ГУ.

Висновки до розділу 2

1. Розроблено оригінальний метод моделювання теплогідродинамічної нестійкості і гідродинамічних ударів у змішувальному підігрівачі регенеративної системи турбіни.

Визначальними умовами коливань теплогідродинамічних параметрів і гідродинамічних ударів в об'ємі змішувального підігрівача є незавершеність тепломасообмінних процесів конденсації та інерційність реакції напірно-витратної характеристики конденсатного насоса.

Амплітуди і частоти коливань теплогідродинамічних параметрів у змішувальному підігрівачі істотно залежать від витрати гріючої пари. Максимальні відносні амплітуди коливань витрати конденсату 25 %, тиску в об'ємі підігрівача – 50 %, рівня конденсату в підігрівачі – 99 %. Максимальна частота коливань 0,1 Гц.

Імпульси тиску при ГУ також істотно залежать від витрати гріючої пари. Максимальний відносний імпульс тиску пари 400 %.

2. Для запобігання коливанням теплогідродинамічних параметрів і гідродинамічним ударам в об'ємі змішувального підігрівача є доцільною модернізація системи шляхом установки:

регуляторів подачі витрати гріючої пари і рівня конденсату в об'ємі підігрівач;

демпфуючих пристроїв на трубопроводі подачі конденсату в підігрівач.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА КВАЛІФІКАЦІЯ УМОВ ГІДРОУДАРІВ ВНАСЛІДОК ІМПУЛЬСНОЇ ТЕПЛОГІДРОДИНАМІЧНОЇ НЕСТІЙКОСТІ

3.1. Обґрунтування конструкційно-технічних параметрів експериментальних установок

Необхідність обґрунтування конструкційно-технічних параметрів експериментальних установок визначається дотриманням умов критеріїв подібності теплогідродинамічних процесів у натурних і експериментальних установках.

У практиці експериментального моделювання процесів на натурних установках відомо багато випадків, коли необґрунтовано прийняті критерії теплогідродинамічної подібності визначили необґрунтованість екстраполяції експериментальних результатів на умови натурних об'єктів. Характерним прикладом можуть бути відомі експериментальні стенди ПСБ, ІСБ (Електрогорськ, Росія) для моделювання аварій з течею реакторного контуру на реакторах типу ВВЕР. Прийняті при проектуванні цих великомасштабних стендів недостатньо обґрунтовані критерії подібності не відображали в достатньому обсязі подібність аварійних процесів у натурних і експериментальних установках, що зрештою визначило необґрунтованість екстраполяції отриманих експериментальних даних на натурні умови [53].

Обґрунтування конструкційно-технічних параметрів експериментальних установок, що моделюють умови ТГН і ГУ в системі змішувального ПНТ, засновано на загальних положеннях теорії теплогідродинамічної подібності, що визначають ідентичність достатньої кількості критеріїв теплогідродинамічної подібності для процесів у натурних і експериментальних установках.

Рівняння (2.4), (2.5), (2.7), (2.9), (2.11) і (2.14), що моделюють умови ТГН і ГУ в системі змішувального ПНТ, в критеріальному вигляді:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\Delta T}{P_0} f_1 = K_1 \quad (3.1)$$

$$\frac{dH}{dt} = -\frac{\Delta T}{H_T} \frac{f_1}{F_T} \frac{df}{dP} = K_2 \quad (3.2)$$

$$P_0(t=0) = 1; \quad H_0(t=0) = \frac{H_0}{H_T}; \quad G_{p0}(t=0) = 1 \quad (3.3)$$

$$\frac{dG_p}{dt} = \frac{\Delta T}{G_{p0}} f_3 = K_3 \quad (3.4)$$

$$\Delta P = \frac{f_4}{\Delta P_{\max}} = K_4 \quad (3.5)$$

$$\delta P = \frac{f_5}{P_0} = K_5 \quad (3.6)$$

де ΔT – період коливань теплогідродинамічних параметрів.

Конструкційно-технічні параметри експериментальних установок повинні визначатись з умов теплогідродинамічної подібності:

$$K_1(E) = K_1(N) \quad (3.7)$$

$$K_2(E) = K_2(N) \quad (3.8)$$

$$K_3(E) = K_3(N) \quad (3.9)$$

$$K_4(E) = K_4(N) \quad (3.10)$$

$$K_5(E) = K_5(N) \quad (3.11)$$

$$H_0(E) = H_0(N), \quad (3.12)$$

де E, N – експериментальні і натурні умови відповідно.

3.2. Аналіз результатів експериментальної кваліфікації

Верифікація представленого вище методу визначення умов коливань теплогідродинамічних параметрів і ГУ в системі ПНТ здійснювалася на експериментальних установках «Гідроудар» (рис. 3.1) і «Насос» (рис. 3.2). Конструкційно-технічні параметри експериментальних установок відповідають умовам теплогідродинамічної подібності.

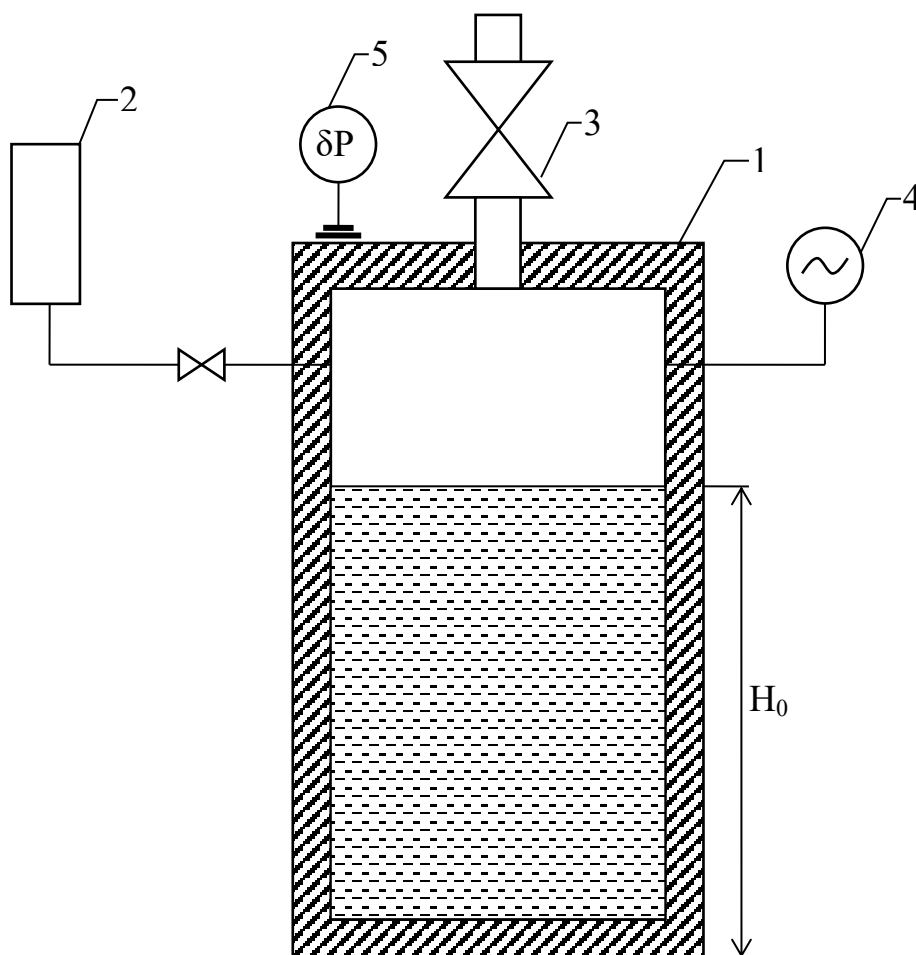


Рис. 3.1. Експериментальна установка «Гідроудар»:

- 1 – бак; 2 – газовий балон; 3 – клапан-затвор;
4 – манометр; 5 – датчик реєстрації гідроудару.

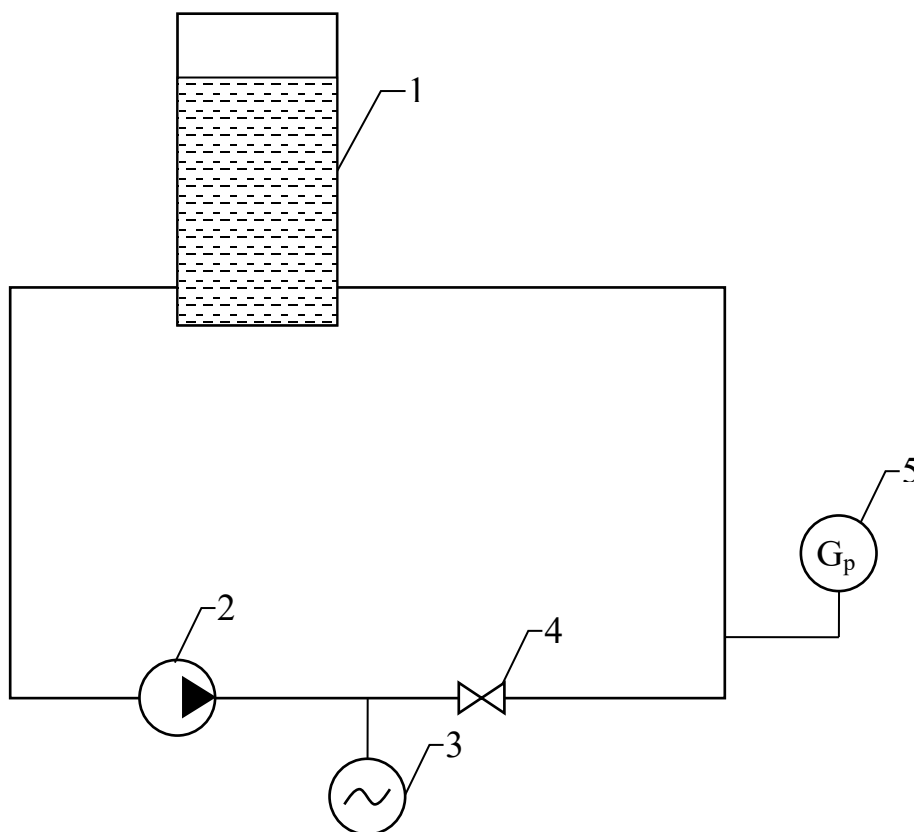


Рис. 3.2. Експериментальна установка «Насос»:

1 – гідроємність; 2 – насос; 3 – датчик реєстрації коливань тиску;
4 – регулюючий клапан; 5 – витратомір.

На установці «Гідроудар» визначався імпульс тиску ГУ на корпус бака. Експериментальна установка «Гідроудар» складається з бака циліндричної форми, заповненого на 80 % водою. Газовим балоном в газовому об'ємі бака (див. рис. 3.1) створювався підвищений тиск 0,2, 0,45, 0,6 і 0,8 МПа. ГУ імітувався відкриттям клапана-затвора: під впливом підвищеного тиску в баку відбувалося витікання газо-водяного середовища з бака з умовами ГУ на корпус бака.

Середня швидкість збільшення рівня води в баку визначалася за формулою:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{H_T - H_0}{\Delta t}, \quad (3.13)$$

де t – час від моменту відкриття клапана-затвора до моменту реєстрації імпульсу тиску ГУ.

Результати експериментів і відповідних розрахунків імпульсів тиску ГУ на установці «Гідроудар» представлені на рис. 3.3. Максимальні відносні імпульси тиску $\delta P/P_0$ при ГУ не перевищували 350 %. Результати розрахунків за формулою (2.14) мають декілька завищені значення щодо експериментальних даних. Ці розбіжності можуть бути пов'язані з тим, що розрахункова модель не враховує необоротні втрати при формуванні умов ГУ.

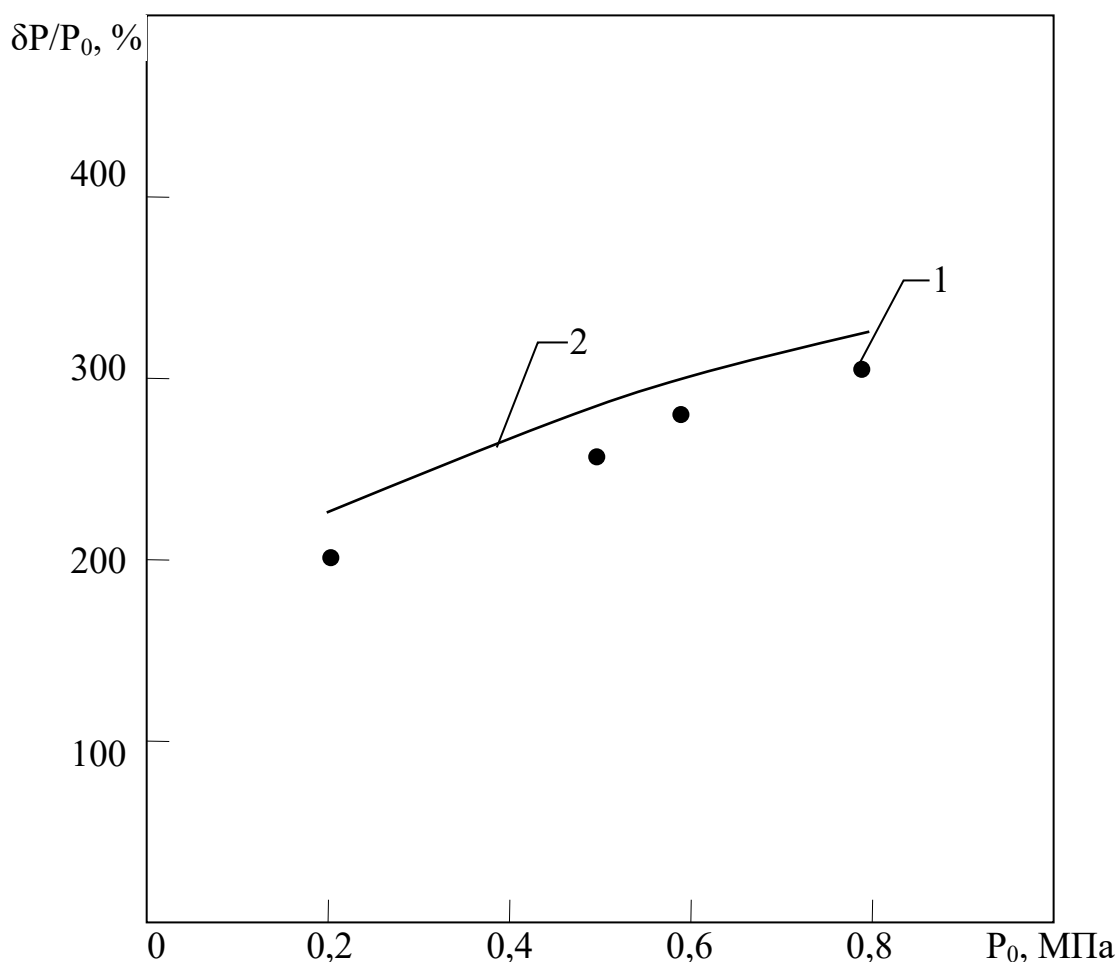


Рис. 3.3. Результати верифікації метода за імпульсом тиску при гідроударі на експериментальній установці «Гідроудар»:

1 – експеримент; 2 – розрахунок.

Основна мета проведення експериментів на установці «Насос» – визначення амплітудно-частотних характеристик гідродинамічних параметрів, викликаних нестійкою роботою насоса. Установка «Насос» представляє замкнутий контур з гідроємністю, відцентровим насосом, регулюючим клапаном і вимірювальними приладами (див. рис. 3.2).

Основна причина виникнення гідродинамічної нестійкості в установці «Насос» – інерційність НВХ насоса. Інерційність НВХ насоса означає, що реакція зміни напору тиску насоса ΔP на зміну витрати G відбувається з «запізнюванням» за часом Δt . Наприклад, збільшення витрати відповідно до НВХ насоса повинне призводити до зниження ΔP . Однак це зниження ΔP відбувається не миттєво, а з певним «запізненням» Δt . Протягом цього проміжку часу витрата продовжує збільшуватися, а система переходить в стан гідродинамічної нестійкості, що визначає подальше зниження витрати. Зниження витрати визначає можливість збільшення ΔP відповідно до НВХ, яке також відбувається з певним «запізнюванням». Таким чином виникає коливальний процес. Коливання тиску відбуваються в протифазі коливань витрати.

Частота коливань:

$$\nu \sim \frac{G}{L\rho_1 F_T}, \quad (3.14)$$

де L – загальна довжина контуру;

F_T – площа прохідного перетину трубопроводу;

ρ_1 – щільність води.

Амплітуди коливань гідродинамічних параметрів розраховувались за рівняннями (2.4), (2.5) і (2.11) чисельним методом Рунге – Кутта. Результати розрахункових обґрунтувань і експериментальних досліджень представлені на рис. 3.4.

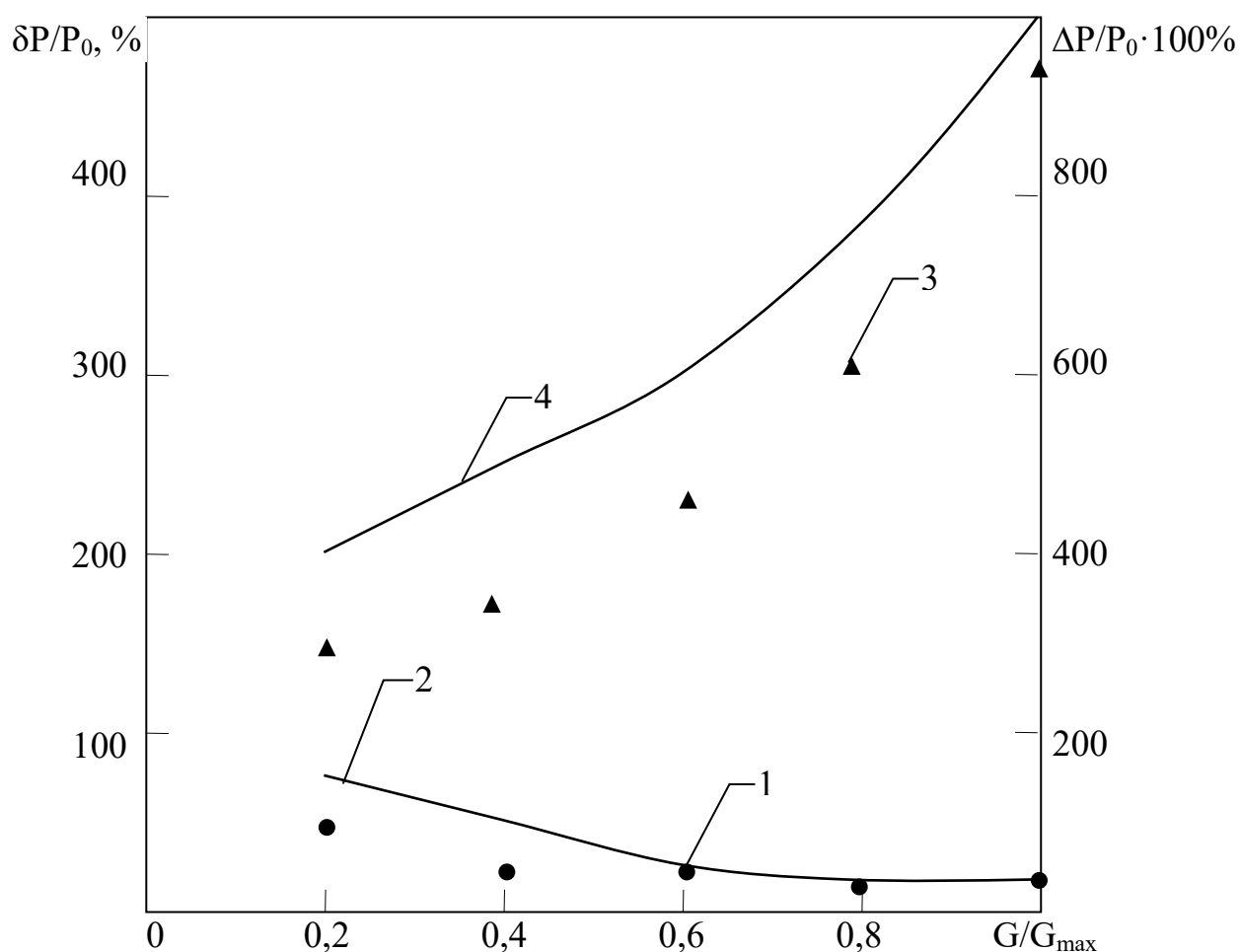


Рис. 3.4. Результати верифікації метода за максимальними амплітудами коливань тиску та імпульсу тиску при гідроударах на експериментальній установці «Насос»:

1 – максимальні амплітуди коливань тиску (експеримент);

2 – максимальні амплітуди коливань тиску (розрахунок);

3 – імпульс тиску при ГУ (експеримент);

4 – імпульс тиску при ГУ (розрахунок).

При нормальних режимах відносні максимальні амплітуди коливань тиску складають не більше 25 % при відносних витратах $G/G_{\max}$, менших 40 %. При менших витратах відносна максимальна амплітуда коливань тиску $\Delta P/P_0$ не перевищувала 50 %. Цей результат узгоджується із загальними положеннями теорії гідродинамічної нестійкості і відомими експериментальними даними про те, що при малих витратах система менш гідродинамічно стійка.

ГУ із заклинюванням насоса «штучно» моделювалися різким закриттям регулюючого клапана (див. рис. 3.4). У цих випадках відносні максимальні амплітуди імпульсу тиску $\Delta P/P_0$ досягали 950 %. Розходження розрахункових і експериментальних даних визначаються прийнятими допущеннями про відсутність необоротних втрат при формуванні умов ГУ.

Висновки до розділу 3

1. Проведено верифікацію розробленого методу моделювання теплогідродинамічної нестійкості і гідродинамічних ударів на експериментальних установках «Гідроудар» і «Насос». Конструкційно-технічні параметри експериментальних установок відповідають критеріям теплогідродинамічної подібності натурної системи.

На експериментальній установці «Гідроудар» умови гідродинамічного удару на корпус гідроємності «штучно» створювалися шляхом відкриття клапана-затвора при тиску в гідроємності 0,2, 0,45, 0,6 і 0,8 МПа.

На експериментальній установці «Насос» амплітуди реєстрованих коливань тиску в замкнутому контурі створювалися шляхом зміни витрати регулюючим клапаном. Умови гідродинамічних ударів «штучно» моделювалися різким закриттям регулюючого клапана.

2. Максимальні відносні амплітуди імпульсу тиску при гідродинамічних ударах на експериментальній установці «Гідроудар» не перевищували 350 %. Максимальні відносні амплітуди імпульсу тиску при гідродинамічних ударах на експериментальній установці «Насос» не перевищували 950 %. Консервативні розбіжності розрахункових і експериментальних даних визначаються прийнятими в розрахункових моделях допущеннями про ізотермічність процесу гідроудару і відсутність необоротних теплогідродинамічних втрат.

Максимальні відносні амплітуди коливань тиску в замкнутому контурі експериментальної установки «Насос» при варіюванні витрати не перевищували 50 %.

МЕТОД КВАЛІФІКАЦІЇ УМОВ ТЕПЛОГІДРОДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ У РІВНОВАЖНИХ РЕЖИМАХ ЗМІШУВАЛЬНИХ ПІДГРІВАЧІВ

4.1. Постановка проблеми

Досвід експлуатації ЗП регенеративної системи турбін ядерних енергоустановок з реакторами ВВЕР свідчить про можливість виникнення потужних гідроударів у їхньому об'ємі. Такі явища можуть спричиняти підвищення рівня вібрації, пошкодження або руйнування внутрішньокорпусних конструкцій ЗП.

Однією з причин виникнення таких процесів може бути термодинамічна нестійкість у ЗП. Вона супроводжується високоамплітудними періодичними коливаннями термодинамічних і гідродинамічних параметрів, зокрема тиску, витрати та рівня живильної води. Наслідком розвитку термодинамічної нестійкості можуть бути гідроудари по внутрішньокорпусних конструкціях ЗП, що, у свою чергу, здатні призводити до негативних експлуатаційних подій.

У зв'язку з цим актуальним є розроблення методів моделювання умов виникнення та наслідків термодинамічної нестійкості в ЗП.

У роботі [11] наведено огляд сучасних актуальних питань підвищення надійності та ефективності експлуатації ядерних енергетичних установок. Зокрема, розглянуто проблеми, пов'язані з порушенням нормальних умов експлуатації обладнання ЯЕУ внаслідок термодинамічної нестійкості та гідроударів.

В оглядовій статті [44] проаналізовано відомі підходи до моделювання наслідків гідроударів. Однак причини та умови виникнення гідроударів у різних теплотехнічних системах і обладнанні, зокрема в ЗП, залишаються недостатньо вивченими. У роботі [61] наведено огляд актуальних розробок з моделювання

термічних впливів на корпус реактора внаслідок імпульсної термодинамічної нестійкості. Водночас умови виникнення та наслідки термодинамічної нестійкості в ЗП істотно відрізняються від процесів, розглянутих у цій роботі.

У роботі [62] експериментально визначено наслідки гідроударів на корпус компенсатора тиску в перехідних режимах. Проте ці результати не можуть бути безпосередньо екстрапольовані на умови експлуатації ЗП турбіни ЯЕУ. У роботі [41] визначено умови та наслідки гідроударів, що виникають унаслідок низькочастотної термодинамічної нестійкості в компенсаторі тиску ВВЕР-1000. Однак отримані результати також не відповідають умовам експлуатації ЗП турбоустановки. У роботі [40] проведено аналіз умов і наслідків гідроударів як результату імпульсної термодинамічної нестійкості, але наведені в ній результати також не можуть бути безпосередньо застосовані до ЗП турбоустановки.

У роботі [63] розроблено метод моделювання умов та наслідків гідроударів при низькочастотній термодинамічній нестійкості, яка виникає внаслідок інерційності реакції напірно-витратної, або гідравлічної, характеристики насосів у перехідних режимах. У роботі [64] цей метод реалізовано для активних систем безпеки ЯЕУ з реакторами ВВЕР-1000. Однак причини та наслідки термодинамічної нестійкості в ЗП суттєво відрізняються від умов виникнення термодинамічної нестійкості та гідроударів в активних системах безпеки.

Останнім часом значна увага приділяється питанням теплофізики аварій на АЕС, застосуванню комп'ютерних теплогідравлічних кодів, зокрема ANSYS і RELAP CODE, а також підвищенню надійності розрахункового визначення кризи тепловіддачі. Цим питанням присвячено низку досліджень, у тому числі праці вітчизняних авторів [65, 66], а також роботи зарубіжних дослідників, спрямовані на аналіз важких аварій, їх причин і наслідків [67, 68].

У роботах [69, 70] наведено результати застосування комплексного підходу, що передбачає виконання зв'язаних розрахунків у теплогідравлічних і

міцнісних кодах. Такий підхід дає змогу оцінювати поточний технічний стан обладнання та трубопроводів.

Критеріальні методи визначення умов виникнення та наслідків гідро- і термоударів, спричинених термодинамічною нестійкістю, розробляються для основного та допоміжного обладнання АЕС, зокрема для парогенераторних установок і турбоустановок. Такі процеси можуть супроводжуватися високоамплітудними періодичними гідродинамічними й термічними навантаженнями, що за певних умов створюють загрозу порушення цілісності конструкцій обладнання АЕС.

На кафедрі атомних електростанцій Національного університету «Одеська політехніка» під керівництвом професора В. І. Скалозубова запропоновано оригінальні та вдосконалено відомі методи кваліфікації модернізацій систем управління аваріями. Ці методи спрямовані на запобігання термоакустичній і теплогідродинамічній нестійкості теплоносія в активній зоні, термо- та гідроударам у реакторі й системах, важливих для безпеки. Також визначено оптимальні теплофізичні та нейтронно-фізичні властивості ядерного палива для забезпечення безпечної й ефективної експлуатації ЯЕУ.

Крім того, розробляються подібні методи для оцінювання умов виникнення та наслідків гідродинамічних ударів, що впливають на функціонування насосів, трубопроводів та інших елементів енергетичних систем.

У межах таких досліджень аналізуються критерії та умови виникнення термодинамічної нестійкості, підходи до попередження цих процесів, їхній вплив на працездатність інших систем, а також можливе зниження надійності та безпеки експлуатації обладнання в робочих, перехідних і аварійних режимах роботи ЯЕУ.

Тому, актуальним завданням є розроблення методу моделювання умов виникнення та наслідків термодинамічної нестійкості й гідроударів у ЗП турбоустановок.

Метою роботи є розроблення критеріального методу визначення умов виникнення та наслідків термодинамічної нестійкості в ЗП для обґрунтування практичних рекомендацій щодо підвищення надійності їх експлуатації.

Для досягнення поставленої мети вирішено наступні завдання:

- розробити математичну модель критеріального термодинамічного методу визначення умов виникнення та наслідків термодинамічної нестійкості в ЗП;
- проаналізувати результати дослідження та розробити практичні рекомендації щодо підвищення надійності експлуатації ЗП.

4.2. Математична модель критеріального методу визначення умов та наслідків теплогідродинамічної нестійкості в змішувальних підігрівачах

Основні положення та припущення розрахункової моделі полягають у наступному.

- 1) критерій та умови виникнення термодинамічної нестійкості в ЗП визначаються на основі фундаментального термодинамічного принципу нестійкості систем. Відповідно до цього принципу одночасне збільшення або одночасне зменшення тиску й маси робочого середовища в системі може призводити до її нестійкого стану, що розглянуто, зокрема, у роботах [40, 63, 64];
- 2) розрахункова система включає ЗП, паропровід від турбіни, а також трубопровід із насосом, який забезпечує подачу конденсату в ЗП;
- 3) початковий термодинамічний стан системи приймається рівноважним;
- 4) у моделі розглядаються незалежні флуктуаційні відхилення від рівноважного стану, зокрема відхилення тиску в ЗП та витрати конденсату.

З урахуванням прийнятих припущень рівняння теплового балансу та рівняння руху конденсату мають наступний вигляд:

$$G_v i_v = G_l (i_l - i_{l0}), \quad (4.1)$$

$$\Delta P_p = P + \xi G_l^2 (\rho_l F^2)^{-1} - P_0, \quad (4.2)$$

де G_v, G_l – масова витрата пари та конденсату;

i_v, i_l, i_{l0} – питома ентальпія пари, конденсату на виході та вході до ЗП;

ΔP_p – напір тиску, який розвиває насос;

P, P_0 – тиск в ЗП та на вході до насосу;

$\xi_{тр}$ – сумарний коефіцієнт гідравлічного опору;

ρ_l – щільність конденсату;

F – площа прохідного перерізу трубопроводу.

У форматі незалежних флуктуаційних відхилень тиску та витрати конденсату рівняння (4.1) та (4.2):

$$a_1 \delta G_v + a_2 \delta G_l + a_3 \delta P = 0, \quad (4.3)$$

$$b_1 \delta G + b_2 \delta P = 0, \quad (4.4)$$

де $a_1 = i_v$;

$a_2 = -(i_l - i_{l0})$;

$a_3 = G_v \frac{di_v}{dP} - G_l \frac{di_l}{dP}$;

$b_1 = \frac{d\Delta P_p}{dG} - 2\xi G_l (\rho_l F^2)^{-1}$;

$b_2 = -1$.

Враховуючі прийняті припущення та дотримуючись положень після перетворення рівнянь (4.3), (4.4) критерій ТН у ЗП отримаємо наступний:

$$K = \frac{\delta G_v}{\delta P} = \frac{a_2 b_2 b_1^{-1} - a_3}{a_1}. \quad (4.5)$$

Необхідна умова термодинамічної стійкості в ЗП має наступний вигляд:

$$K < 0. \quad (4.6)$$

Умова ТН у ЗП буде наступна:

$$K \geq 0. \quad (4.7)$$

У стані термодинамічної нестійкості, що визначається умовою (4.7), флуктуаційні відхилення тиску пари та витрати конденсату від рівноважних значень можуть призводити до виникнення високоамплітудних періодичних коливань основних термодинамічних параметрів у ЗП.

Наслідком таких коливань можуть бути гідроудари по внутрішніх конструкціях ЗП. Їх виникнення пов'язане з імпульсним гальмуванням потоку конденсату на внутрішніх конструкційних елементах під час високоамплітудних періодичних коливань витрати конденсату. Такий процес може розглядатися як перехід низькочастотної термодинамічної нестійкості в імпульсну термодинамічну нестійкість.

За цих умов кінетична енергія, що втрачається під час гальмування потоку конденсату, переходить у внутрішню енергію імпульсу гідроудару:

$$\rho_l V^2 = \Delta(\rho_l i_l) = \frac{d(\rho_l i_l)}{dP} \Delta P_A. \quad (4.8)$$

де ΔP_A – максимальна амплітуда імпульсу тиску ГУ.

Після перетворень (4.8) отримаємо

$$\Delta P_A = \rho_l V^2 \left(i_l V_a^{-2} + \rho_l \frac{di_l}{dP} \right)^{-1}, \quad (4.9)$$

де $V_a = \sqrt{\frac{dP}{d\rho_l}}$ – швидкість звуку в конденсаті;

V – швидкість потоку конденсату до гальмування.

Наслідками гідроудару з амплітудою імпульсу тиску, визначеною за залежністю (4.9), можуть бути неприпустимі гідродинамічні навантаження на конструкції ЗП, підвищення рівня вібрації, пошкодження внутрішніх елементів та інші негативні ефекти.

4.3. Аналіз отриманих критеріїв і умов теплогідродинамічної нестійкості та гідроударів у змішувальних підігрівачах

Аналіз отриманих критеріїв, що визначають умови виникнення термодинамічної нестійкості та гідроудару в ЗП, дає змогу апріорно прийняти наступне співвідношення:

$$a_1 > 0, a_2 < 0, b_1 < 0, b_2 < 0. \quad (4.10)$$

Враховуючі співвідношення (4.10) умова низькочастотної термодинамічної нестійкості в об'ємі ЗП, визначена залежністю (4.7), набуває наступного вигляду:

$$a_3 < 0, |a_3| > |a_2 b_2 b_1^{-1}|. \quad (4.11)$$

Основною причиною виникнення термодинамічної нестійкості в ЗП може бути незавершеність міжфазних тепломасообмінних процесів. Інтенсивність цих процесів суттєво залежить від співвідношення витрати пари та витрати конденсату.

Необхідна умова термодинамічної стійкості в ЗП має наступний вигляд:

$$a_3 > 0. \quad (4.12)$$

За виконання умови (4.11) у ЗП можуть виникати гідроудари з максимальною амплітудою імпульсу тиску, що визначається залежністю (4.9).

В отриманому розв'язку (4.9):

$$\Delta P_A \sim \rho_l V_a^2 V^2.$$

4.4. Результати дослідження та практичні рекомендації

Відповідно до поставленої мети та визначених завдань у роботі розроблено математичну термодинамічну модель ЗП, представлену залежностями (4.1)–(4.4). На відміну від відомих моделей двофазних середовищ, зокрема наведених у роботах [40, 41, 63], запропонована модель враховує вплив флуктуаційних відхилень термодинамічних параметрів від рівноважного стану.

На основі розробленої моделі запропоновано оригінальний критеріальний метод визначення умов виникнення та наслідків термодинамічної нестійкості в ЗП, що описується залежностями (4.5)–(4.7). Критерієм термодинамічної нестійкості є умова сумісного збільшення або сумісного зменшення тиску пари та маси робочого середовища в об'ємі ЗП.

Запропонований критеріальний метод, на відміну від відомих підходів, зокрема [40, 44, 62], дає змогу за штатно контрольованими параметрами турбінного відділення оцінювати стан ЗП щодо можливості виникнення термодинамічної нестійкості.

Також у роботі розроблено модель гідроудару в ЗП, що виникає внаслідок низькочастотної термодинамічної нестійкості в його об'ємі та описується залежностями (4.8)–(4.9). На відміну від відомих підходів, зокрема розглянутих

в оглядовій статті [44], ця модель визначає умови та наслідки гідроудару як прояв імпульсної термодинамічної нестійкості. Такий процес пов'язаний із переходом кінетичної енергії, що втрачається під час гальмування потоку конденсату на конструкціях ЗП, у внутрішню енергію імпульсу гідроудару.

Отримані в роботі результати можуть бути використані для:

- розроблення систем діагностики стану ЗП щодо виникнення термодинамічної нестійкості та гідроударів;
- обґрунтування технічних рішень, спрямованих на підвищення надійності експлуатації ЗП і запобігання гідроударам;
- обґрунтування технічних рішень з модернізації турбоустановки.

Одним із напрямів модернізації турбоустановок ЯЕУ з реакторами ВВЕР з метою підвищення ефективності їх експлуатації є застосування теплових насосів для забезпечення вторинного проміжного перегріву конденсату ПНТ. Результати цієї роботи дають змогу сформулювати додаткові вимоги до таких теплових насосів з погляду забезпечення умов термодинамічної стійкості в ЗП ПНТ відповідно до умови (4.12).

Водночас розроблена модель і запропонований метод не обґрунтовані для умов перехідних режимів експлуатації турбоустановок. Це визначає доцільність подальших досліджень у цьому напрямі.

Висновки до розділу 4

1. Розроблено новий детерміністський метод кваліфікації теплогідродинамічної стійкості змішувальних теплообмінників у рівноважних (стаціонарних) умовах експлуатації на підставі термодинамічної моделі тепломасообмінних процесів в об'ємі змішувальних підігрівачів, яка враховує вплив флуктуаційних відхилень термодинамічних параметрів від рівноважного стану на умови теплогідродинамічної стійкості.

2. Критерієм теплогідродинамічної нестійкості в розробленому методі визначено умови одночасної зміни тиску і маси в двофазному об'ємі змішувального підігрівача. Визначено умови виникнення теплогідродинамічної нестійкості та гідродинамічних «ударів» у змішувальних підігрівачах, які істотно залежать від співвідношення витрати пари і конденсату.

3. Отримані в роботі результати можуть бути застосовані для: розробки систем діагностики стану змішувальних підігрівачів за штатно контрольованими параметрами турбоустановки, обґрунтування технічних рішень попередження термодинамічної нестійкості та гідродинамічних «ударів» на конструкції підігрівачів, обґрунтування технічних рішень щодо модернізації систем турбоустановок.

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз відомих досліджень в області моделювання умов і наслідків різних видів аперіодичної низькочастотної і високочастотної коливальної теплогідродинамічної нестійкості в системах теплотехнічного устаткування енергоустановок.

Показано, що для систем змішувальних теплообмінників у загальному випадку актуальні:

- низькочастотна коливальна теплогідродинамічна нестійкість, викликана запізнюванням завершення тепломасообмінних процесів при конденсації і інерційності напірно-витратних характеристик насосів;
- аперіодична теплогідродинамічна нестійкість двофазних потоків.

2. Проведено аналіз відомих методів моделювання гідродинамічних ударів унаслідок різних видів теплогідродинамічної нестійкості в системах теплотехнічного устаткування енергоустановок. Показано, що в даний час відсутні достатньо обґрунтовані методи моделювання гідродинамічних ударів в системах змішувальних теплообмінників.

3. Розроблено оригінальний метод моделювання теплогідродинамічної нестійкості і гідродинамічних ударів у змішувальному підігрівачі регенеративної системи турбіни.

Визначальними умовами коливань теплогідродинамічних параметрів і гідродинамічних ударів в об'ємі змішувального підігрівача є незавершеність тепломасообмінних процесів конденсації та інерційність реакції напірно-витратної характеристики конденсатного насоса.

Амплітуди і частоти коливань теплогідродинамічних параметрів у змішувальному підігрівачі істотно залежать від витрати гріючої пари. Максимальні відносні амплітуди коливань витрати конденсату 25 %, тиску в

об'ємі підігрівача – 50 %, рівня конденсату в підігрівачі – 99 %. Максимальна частота коливань 0,1 Гц.

Імпульси тиску при ГУ також істотно залежать від витрати гріючої пари. Максимальний відносний імпульс тиску пари 400 %.

4. Для запобігання коливанням теплогідродинамічних параметрів і гідродинамічним ударам в об'ємі змішувального підігрівача є доцільною модернізація системи шляхом установки:

- регуляторів подачі витрати гріючої пари і рівня конденсату в об'ємі підігрівач;
- демпфуючих пристроїв на трубопроводі подачі конденсату в підігрівач.

5. Проведено верифікацію розробленого методу моделювання теплогідродинамічної нестійкості і гідродинамічних ударів на експериментальних установках «Гідроудар» і «Насос». Конструкційно-технічні параметри експериментальних установок відповідають критеріям теплогідродинамічної подібності натурної системи.

На експериментальній установці «Гідроудар» умови гідродинамічного удару на корпус гідроємності «штучно» створювалися шляхом відкриття клапана-затвора при тиску в гідроємності 0,2, 0,45, 0,6 і 0,8 МПа.

На експериментальній установці «Насос» амплітуди реєстрованих коливань тиску в замкнутому контурі створювалися шляхом зміни витрати регулюючим клапаном. Умови гідродинамічних ударів «штучно» моделювалися різким закриттям регулюючого клапана.

6. Максимальні відносні амплітуди імпульсу тиску при гідродинамічних ударах на експериментальній установці «Гідроудар» не перевищували 350 %. Максимальні відносні амплітуди імпульсу тиску при гідродинамічних ударах на експериментальній установці «Насос» не перевищували 950 %. Консервативні розбіжності розрахункових і експериментальних даних визначаються

прийнятими в розрахункових моделях допущеннями про ізотермічність процесу гідроудару і відсутність необоротних теплогідродинамічних втрат.

Максимальні відносні амплітуди коливань тиску в замкнутому контурі експериментальної установки «Насос» при варіюванні витрати не перевищували 50 %.

7. Розроблено новий детерміністський метод кваліфікації теплогідродинамічної стійкості змішувальних теплообмінників у рівноважних, тобто стаціонарних, умовах експлуатації. Метод ґрунтується на термодинамічній моделі тепломасообмінних процесів в об'ємі змішувальних підігрівачів. На відміну від традиційних підходів, ця модель враховує вплив флуктуаційних відхилень термодинамічних параметрів від рівноважного стану на умови збереження теплогідродинамічної стійкості.

8. У розробленому методі критерієм теплогідродинамічної нестійкості прийнято умову одночасної зміни тиску та маси в двофазному об'ємі змішувального підігрівача. На основі цього критерію визначено умови виникнення теплогідродинамічної нестійкості та гідродинамічних ударів у змішувальних підігрівачах, які істотно залежать від співвідношення витрати пари та витрати конденсату.

9. Отримані в роботі результати можуть бути застосовані для: розробки систем діагностики стану змішувальних підігрівачів за штатно контрольованими параметрами турбоустановки, обґрунтування технічних рішень попередження термодинамічної нестійкості та гідродинамічних «ударів» на конструкції підігрівачів, обґрунтування технічних рішень щодо модернізації систем турбоустановок.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Делайе Дж., Гио М., Ратмюллер М. Теплообмін та гідродинаміка двофазних потоків в атомній та тепловій енергетиці. М.: «Енергоатоміздат», 1984.
2. Скалозубов В.І., Чулкін О.А., Пирковський Д.С. Оглядовий аналіз умов та наслідків гідродинамічних ударів в обладнанні та трубопроводах систем, важливих для безпеки ядерних енергетичних установок. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2018. № 1 (11). С. 46–51.
3. Skalozubov V.I., Zhou HuiYu, Chulkin O.A. , Pirkovskiy D.S. Modelling method of conditions for reliability-critical hydraulic impacts on pumps of thermal and nuclear power plants. *Problems of Atomic Science and Technology*. 2017. No. 4 (110). P. 74–78.
4. Скалозубов В.І., Чулкін О.А., Пирковський Д.С. Гідроудари внаслідок теплогідродинамічної нестійкості. LAP Lambert Academic Publishing, 2018. 56 с.
5. Skalozubov V.I., Pirkovskiy D.S., Chulkin O.A. Water hammers in systems important for safety of nuclear power plants. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018. 47 p.
6. Скалозубов В.І., Мазуренко А.С., Пирковський Д.С., Чулкін О.А., Козлов І.Л., Комаров Ю.А. Вплив напорно-витратної характеристики поршневого насосів на умови виникнення гідродинамічних ударів у трубопровідних системах теплотехнічного обладнання. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2018. № 2 (12). С. 78–83.
7. Prasser H.-M., Bottger A., Zschau J., Baranyai G., Ezsol Gy. Thermal effects during condensation induced water hammer behind fast acting valves in pipelines. *11th International conference on Nuclear Engineering*, Tokyo, JAPAN, April 20-23, 2003, ICONE11-36310.

8. Скалозубов В.І., Ключников А.А., Комаров Ю.А., Шавлаков А.В. Науково-технічні основи заходів щодо підвищення безпеки АЕС з ВВЕР. Чорнобиль: Інститут проблем безпеки АЕС НАН України, 2010. 200 с..
9. Корольов А.В., Чжоу Х.Ю. Дослідження динаміки поршневого насоса в нормальному режимі та при зриві подачі. Холодильна техніка. 2016. Вип. 5, № 52. С. 4–8.
10. Brennen C.E. Hydrodynamics of pumps. Cambridge University Press, 2011.
11. Jelali M., Kroll A. Hydraulic servo-systems: modelling, identification and control. Springer Science & Business Media, 2012.
12. Paszota Z. The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motors. *Polish Maritime Research*. 2009. Vol. 16, No. 4. P. 16–21.
13. Johansson A., Övander J., Palmberg J.O. Experimental verification of cross-angle for noise reduction in hydraulic piston pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. Part I: Journal of Systems and Control Engineering. 2007. Vol. 221, No 3. P. 321–330.
14. Zettel A.M. et al. Method and apparatus to monitor operation of an auxiliary hydraulic pump in a transmission. U.S. Patent, 2009. No. 7544151.
15. Tianyi Z., Jili Z., Liangdong M. On-line optimization control method based on extreme value analysis for parallel variable-frequency hydraulic pumps in central air-conditioning systems. *Building and Environment*. 2012. Vol. 47. P. 330–338.
16. Derakhshan S., Nourbakhsh A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2008. Vol. 32, No 8. P. 1620–1627.
17. Mollazade K. et al. An intelligent combined method based on power spectral density, decision trees and fuzzy logic for hydraulic pumps fault diagnosis. *Parameters*. 2008. Vol. 186. P. 11829.
18. Li S. C. (ed.). Cavitation of hydraulic machinery. *World Scientific*. 2000. Vol. 1.

19. Li G., Xu Y., Hao S. A New Circuit in Double Pumps Hydraulic System of Modular Machine Tool's Power Sliding Feed Table and Its PLC Control [J]. *Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique*. 2007. Vol. 6. P. 021.
20. Chaichan, Miqdam Tariq, Dina Saadi Muneam Al-Zubaidi. Control of hydraulic transients in the water piping system in Badra-pumping station No. 5. *Al-Nahrain Journal for Engineering Sciences*. 2017. P. 229–239.
21. Zhang J., Chao Q., Xu B., Pan M., Chen Y., Wang Q., Li Y. Effect of piston-slipper assembly mass difference on the cylinder block tilt in a high-speed electro-hydrostatic actuator pump of aircraft. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2017. V. 18, No 7. P. 995–1003.
22. Carpenter J., George S., Saharan V.K. Low pressure hydrodynamic cavitating device for producing highly stable oil in water emulsion: Effect of geometry and cavitation number. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 2017. V. 116. P. 97–104.
23. Sternberger Z.M.M. Determining Strength of Materials under Dynamic Loading Conditions Using Hydrodynamic Instabilities: diss. California Institute of Technology, 2017.
24. Beale J. An Investigation of the Slipper/Swashplate Interface of Swashplate-Type Axial Piston Machines: diss. Purdue University, 2017.
25. Yang L. et al. Speed characteristics analysis and simulation of the water hydraulic axial piston motor. *World Journal of Engineering*. 2016. V. 13, No 6. P. 524–528.
26. Zhang C., Huang S., Du J., Wang X., Wang S., Zhang H. A new dynamic seven-stage model for thickness prediction of the film between valve plate and cylinder block in axial piston pumps. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016. V. 8, No 9. P. 168.
27. Van Duyne D.A., Yow W., Sabin J.W. Water Hammer Prevention, Mitigation, and Accommodation. EPRI NP-6766. 1992.

28. Block J.A. Condensation-driven fluid motions. *International Journal of Multiphase Flow*. 1980. T. 6, No 1-2. P. 113–129.
29. Delhaye J.M., Giot M., Riethmuller M.L. Thermohydraulics of two-phase systems for industrial design and nuclear engineering. Hemisphere Pub, 1981.
30. Savolainen S., Katajala S., Elsing B. et al. Condensation Driven Water Hammer Studies for Feed Water Distribution Pipe. *Fourth Intern. Seminar on Horizontal Steam Generators*. 1997
31. Kopecki Josef. Hydrostatic Axial Piston Machine with Control Disk. U.S. Patent Application No. 15/364,932.
32. Фокс Д.А. Гідравлічний аналіз нестационарної течії в трубопроводах. Т. 248. М.: «Енергоіздат», 1981.
33. Філін Н.В., Буланов А.Б. Рідкофазні кріогенні системи. Л.: Машинобудування, 1985.
34. Корольов А.В., Максимов М.В. Аналіз та моделювання теплоенергетичного обладнання, що працює з двофазними потоками. Одеса: Астропринт, 2010.
35. Korolev A.V., Zhou Hui Yu. Dynamic Damper Pressure Fluctuation in the Pumping Systems. *Proc. of Odessa Polytechnic University (Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi)*. 2016. 1(48). P. 35–41.
36. Коврижкин Ю.Л., Скалозубов В.І. Термоакустична нестійкість теплоносія в активній фазі ВВЕР. Одеса: ТЕС, 2003. 172 с.
37. Skalozubov V.I., Bilous N.V., Pirkovskiy D.S., Kozlov I.L., Komarov Yu.A., Chulkin O.A. Water Hammers in Transonic Modes of Steam-Liquid Flows in NPP Equipment. *Ядерна та радіаційна безпека (Nuclear and Radiation Safety)*. 2019. No 2 (82). P. 46–49.
38. 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. Vol. 43, Iss. 3. P. 229–235.

39. Мазуренко А.С., Скалозубов В.І., Козлов І.Л., Пирковський Д.С., Чулкін О.А. Визначення умов виникнення гідроударів у гідросистемах. Проблеми регіональної енергетики. 2017. № 2 (34). С. 99–105. — Режим доступу: http://journal.ie.asm.md/assets/files/11_02_34_2017.pdf

40. Skalozubov V.I., Spinov V.M., Spinov D.V., Pirkovskiy D.S., Gablaya T.V. Conditions for prevention of water hammers at start-up of emergency feed pumps with a steam driver of nuclear power plants. *Вісн. Нац. техн. ун-ту «ХПІ»*. Серія Інновац. дослідж. у наук. роботах студентів. Харків, 2019. № 21 (1346). С. 15–18.

41. Hemmat H. Safwat, Asif H. Arustu, Syed M. Husaini. Systematic methodology for diagnosis of water hammer in LWP power plants. *Nucl. Eng. and Design*. 1990. 122. P. 365–376.

42. Screening Reactor Steam/Water Piping Systems for Water Hammer. NUREG/CR-6519, 1997.

43. Bjorge R.W., Griffith P. Возникновение гидравлического удара в горизонтальных и практически горизонтальных трубах с паром и недогретой водой. *Теплопередача*. 1984. Т. 106, № 4.

44. Van Duynе D.A., Yow W., Sabin J.W. Water Hammer Prevention, Mitigation and Accommodation. Volume 1: Plant Water Hammer Experience. EPRI Report NP-6766, July 1992.

45. Ghidaoui M.S. et al. A review of water hammer theory and practice. *Applied Mechanics Reviews*. 2005. Т. 58, No 1. P. 49–76.

46. Beckman Ronald J. Soviet-Designed Pressurized Water Reactor Symptomatic Emergency Operating Instruction Analytical Validation Procedure. *International Nuclear Safety Program*, Idaho 83401 (USA), 2000.

47. Vayssier G. et al. Severe Accident Management Implementation and Expertise. AMM-SAMIME (00)-P009. European Commission, 2000.

48. OECD Workshop on the implementation of Severe Accident Management Measures. Villigen-PSI (Switzerland), September 10–13 2001. (Pre-Print of the Proceedings).

49. OECD Specialist Meeting on Severe Accident Management Program Development. Rome (Italy), September 1991.

50. OECD Specialist Meeting on Severe Accident Management Implementation. Niantic, Connecticut, USA, June 12-14, 1995.

51. IAEA. Manual on analysis of thermal shock for NPP reactor type VVER/ IAEA-EBR-WWER-08. Vienna, 2008.

52. Tuomisto H. Thermal-hydraulics of the Loviisa Reactor Pressure Vessel Overcooling transients. Imatran Voima Oy, Research report IVO-A-01/87-1987.

53. International Comparative Assessment Study of Pressurized Thermal Shock in Reactor Pressure Vessels. NUREG/CR-6651 ORNL/TM- 1999/231-1999.

54. Pressurized Thermal Shock in Nuclear Power Plants: Good Practices for Assessment Deterministic Evaluation for the Integrity of Reactor Pressure Vessel. IAEA, TECDOC- 1627, 2010.

55. Корольов А.В., Іщенко А.П., Іщенко О.П. Дослідження гідравлічних ударів під час заповнення системи компенсації тиску у ВВЕР. Вісті вищих навчальних закладів. Енергетика. 2017. № 5. С.459–469.

56. Skalozubov V., Pirkovskiy D., Komarov Yu, Kozlov I. Modern Method of Conditions for Reliability Critical Hydraulic Impacts. *Problems of Atomic Science and Technology*. 2017. № 4 (110). P. 74–79.

57. Skalozubov V., Komarov Yu., Pirkovskiy D. Analysis of Reliability Impact Conditions of WWER-1000 NPP Active Systems. *Nuclear and Radiation Safety*. 2019. № 1 (81). P. 42–45.

58. Шараєвський І.Г., Фіалко Н.М., Носовський А.В., Зімін Л.Б., Шараєвський Г.І. Актуальні проблеми теплофізики проектних та тяжких аварій ядерних енергоблоків. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2016. № 2 (70). С. 32–36.

59. Шараєвський Г.І. Проблеми підвищення показників надійності розрахункового визначення кризи тепловіддачі у ВВЕР на базі комп'ютерних теплогідравлічних кодів. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2018. № 3 (79). С. 46–54.

60. Accident Management programmers for NPP: Specific Safety Guide. IAEA Safety Standards Series No. SSG-54. Vienna: IAEA, 2019. 81 p.

61. Sauvage E., Musoyan G. Nuclear Reactor Severe Accident Analysis: Applications and Management Guidelines. Budapest (Hungary): SARnet, 2018. 38 p.

62. Дем'єнков В.М., Шугайло О.П., Мустафін М.А., Макаренко М.В. Оцінка цілісності обладнання та трубопроводів АС на основі пов'язаних розрахунків в ANSYS і RELAP CODE. Ядерна та радіаційна безпека. 2020. № 3 (87). С. 46–54.

63. Diemienkov V., Makarenko A., Shmigelskii S. Assessment of primary equipment and pipeline integrity using 3-D reactor model of RNPP-3. *Proceedings of XIV International Scientific and Technical Conference of Young Scientists and Experts "Problems of Modern Nuclear Energy"*, V.N. Karazin Kharkiv National University, 2018.

ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій здобувача, що містять основні наукові результати дисертації:

1. Skalozubov V., Dorozh O., Komarov Yu., Bundev D., Verbylo I., Sukhomlinov O. Method of qualification of mixing heaters of turbo plants in conditions of thermodynamic instability. *Problems of Atomic Science and Technology*. 2025. No. 2 (156). P. 96 – 99. doi.org/10.46813/2025-156-096 Фахове видання, включено до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах SCOPUS та Web of Science.

2. Skalozubov V. I., Dorozh O. A., Komarov Yu. O., Galatsan M. P., Mazurenko A. S., Bundev D. S. Method of qualification of mixing heaters of turbo plants in conditions of thermodynamic instability. *Nuclear Physics and Atomic Energy*. 2024. Vol. 25, No. 1. P. 43 – 46. doi.org/10.15407/jnpae2024.01.043 Фахове видання, включено до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах SCOPUS та Web of Science.

3. Скалозубов В. І., Дорож О. А., Бундєв Д. С., Сухомлінов О. С., Прокоф'єв С. С. Питання безпеки та управління аваріями в малих модульних реакторах SMR-160 в умовах теплогідродинамічної нестійкості. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2024. № 3(31). С. 23 – 28. doi.org/10.31717/2311-8253.24.3 Фахове видання, включено до категорії «Б» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах Index Copernicus, Google Scholar, INIS, ResearchBib.

4. Skalozubov V., Vierinov O., Kanivets A., Kochnieva V., Bundiev D., Hayo H. Risk-informed method for qualifying strategies for operation control of metal of safety related systems of nuclear power plants. *Proc. of Odessa Polytechnic University (Odes'kyi Politechnichniy Universytet. Pratsi)*. 2023.

Iss. 2(68). P. 43 – 50. DOI 10.15276/opu.2.68.2023.05 Фахове видання, індексується у міжнародних наукометричних базах Citefactor, CNKI Scholar, CrossRef, DOAJ, EBSCO, ERIH PLUS, Gale/Cengage, Google Scholar, Index Copernicus, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat та ін.

5. Скалозубов В. І., Верінов О. М., Канівець А. В., Кочнева В. Ю., Бундєв Д. С., Хайо Х. Ризик-орієнтований метод оптимізації стратегії планового ремонту за технічним станом систем, важливих для безпеки ядерних енергоустановок. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2023. № 3(28). С. 10 – 15. doi.org/10.31717/2311-8253.23.3.2 Фахове видання, включено до категорії «Б» Переліку наукових фахових видань України, індексується у міжнародних наукометричних базах Index Copernicus, Google Scholar, INIS, ResearchBib.

6. Skalozubov V., Vashchenko V., Dorozh O., Bundev D., Kandeeva V., Zhukova O. Method of qualification of nuclear and environmental safety systems of nuclear power plants with VVER-1000 and AR-1000. *Danish Scientific Journal*. 2023. No. 74. P. 77 – 80. doi.org/10.5281/zenodo.8199248 Міжнародне наукове видання, індексується у міжнародних наукометричних базах Cosmos, SJIF, Google Scholar, IJIFACTOR та ін.

7. Skalozubov V., Kozlov I., Kozlov O., Bundiev D., Kosenko S. Safety of Ukraine's nuclear power industry in extreme operating conditions. *Proc. of Odessa Polytechnic University* (Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi). 2022. Iss. 2(66). P. 74 – 81. DOI 10.15276/opu.2.66.2022.09 Фахове видання, індексується у міжнародних наукометричних базах Citefactor, CNKI Scholar, CrossRef, DOAJ, EBSCO, ERIH PLUS, Gale/Cengage, Google Scholar, Index Copernicus, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat та ін.

8. Бундєв Д., Скалозубов В., Кочнева В. Надійність насосів систем, важливих для безпеки ядерних енергоблоків : монографія. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2021. 65 с. ISBN 978-620-4-20388-1 Рекомендовано рішеннями Вченої ради Інституту енергетики Національного університету «Одеська політехніка» (протокол № 2 від 11.10.2021 р.) та Вченої ради

Національного університету «Одеська політехніка» (протокол № 5 від 08.11.2021 р.)

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

9. Скалозубов В., Дорож О., Бундєв Д., Верінов О., Вербило І., Канівець А., Хайо Х. Ремонт та наладка АЕС : конспект лекцій. Одеська політехніка, 2024. 102 с.

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

10. Skalozubov V., Komarov Yu., Verinov A., Kosenko S., Bundev D., Hayo H., Kochnyeva V. Probabilistic reliability analysis for pumps of safety related systems at nuclear power plants. *ICST-ODESSA-2023: XI International Scientific Conference «Information-Management Systems and Technologies»*: Mater. (Odessa, Ukraine, September 21 – 23, 2023). P. 201-203. <http://icst-conf.com/main-eng.html>

11. Skalozubov V., Alhemiri S. A., Bundev D., Kosenko S., Orlov G. Criteria and conditions for steam-gas explosions in thermal power equipment. *XXX International Scientific and Practical Conference «Development of modern science, experience and trends»*: Proc. (Boston, USA, October 11 – 14, 2022). P. 416 – 420. DOI 10.46299/ISG.2022.2.3

12. Skalozubov V., Kondratiuk V., Bundev D., Vierinov O., Kosenko S. Qualification method for accident management systems at AP1000 nuclear power plant. *XXXIII International Scientific and Practical Conference «Trends in the development of science in the modern world»*: Proc. (Graz, Austria, August 23 – 26, 2022). P. 389 – 390. DOI 10.46299/ISG.2022.1.33