

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Букарос Валерія Миколаївна**

УДК 629.5.064: 621.565.9

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ДІАГНОСТУВАННЯ ТА КОНТРОЛЮ ЗА  
ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ**

05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

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

  
В.М. Букарос

Науковий керівник:

Онищенко Олег Анатолійович, доктор технічних наук, професор

Одесса – 2021

## АНОТАЦІЯ

*Букарос В.М.* Удосконалення систем діагностування та контролю за технічним станом суднової холодильної установки. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту». – Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, 2021.

У дисертаційній роботі розв’язується актуальна науково-технічна задача підвищення ефективності експлуатації суднових холодильних установок (СХУ), що досягається вдосконаленням засобів діагностики і контролю технічного стану на основі імітаційного моделювання окремих вузлів СХУ.

Проведений аналіз проблем та тенденцій розвитку суднової холодильної техніки дозволив виділити основні завдання діагностування і контролю технічного стану основних вузлів СХУ. Обґрунтований вибір у якості об’єкту досліджень парокомпресійних СХУ малої холодопродуктивності з герметичними та безсальниковими компресорами. Порівняльний аналіз літературних джерел показав, що в рамках обраних напрямків досліджень найбільш перспективними є підхід «fault detection and diagnostics» (FDD) з використанням математичного моделювання окремих вузлів СХУ.

На основі системного підходу сформульована мета дисертаційного дослідження, для досягнення якої висунута робоча гіпотеза. Показано, що найбільш ефективним підходом до діагностування та контролю технічного стану СХУ є метод FDD на основі імітаційних моделей системи. На підставі висунутої робочої гіпотези сформульована головна задача дисертаційного дослідження та здійснена її декомпозиція на чотири незалежні допоміжні задачі. Визначені наукові результати для кожної із задач, на підставі яких знайдений розв’язок головної задачі дослідження, показана наукова значущість та практична цінність результатів досліджень, сформульовані наукові положення.

На підставі термодинамічного аналізу циклу роботи СХУ виявлені основні параметри функціонування СХУ та удосконалена імітаційна модель

температурних режимів СХУ, яка відрізняється врахуванням зміни внутрішніх та зовнішніх параметрів функціонування, що дозволяє проводити достовірну оцінку її динамічних властивостей. На основі моделі температурних режимів СХУ розроблений алгоритм і підсистема оцінки коефіцієнта теплопрохідності та прогнозованої діагностики обмерзання випарника СХУ. Проведена перевірка алгоритму засобами імітаційного моделювання.

Проведений аналіз динаміки роботи поршневого компресору СХУ, який дозволив виявити основні параметри функціонування компресору. На основі аналізу динаміки роботи поршневого компресору СХУ та теорії адаптивних спостерігачів стану повного порядку розроблена модель електропривода компресора, яка спроможна в реальному часі визначати енергетичні та механічні показники з метою діагностування та контролю технічного стану компресора.

Проведений енергетичний аналіз холодильного циклу СХУ, який дозволив визначити показники досконалості холодильного циклу. Основою для обчислення цих показників є визначення параметрів холодильного агента в характерних точках дійсного холодильного циклу СХУ та параметрів функціонування компресору. Розроблена методика розрахунку параметрів дійсного холодильного циклу та проведено її порівняння з іншими джерелами. На основі зазначеної методики уперше запропонований загальний алгоритм та підсистема оцінки енергетичної ефективності СХУ, які відрізняються застосуванням в складі системи діагностики і контролю параметрів функціонування СХУ адаптивного спостерігача стану компресора. Алгоритм передбачає оцінку енергетичної ефективності не тільки СХУ в цілому, а й її окремих елементів: компресора, приводного електродвигуна тощо.

Розроблені та досліджені імітаційні моделі процесів стабілізації тиску конденсації конденсаторів з повітряним та водяним охолодженням. На основі розроблених моделей удосконалена система стабілізації тиску конденсації СХУ, яка відрізняється застосуванням додаткових зворотних зв'язків за каналами витрати і температури охолоджувальної води та наявністю логічного перемикаючого пристрою в колі регулятора тиску, що надає системі властивостей

робастності по відношенню до збурюючих дій, покращує її динамічні показники та дозволяє підвищити енергетичну ефективність СХУ в цілому.

На основі діаграми відповідності симптомів та несправностей, рекомендованої компанією Wilhelmsen Ships Service, запропонована методика ідентифікації симптомів та виявлення несправностей СХУ засобами прогнозованої діагностики та FDD. Методика базується на побудові дійсного холодильного циклу з подальшим порівнянням з «еталонним» холодильним циклом та виявленням типових відхилень. На основі розроблених алгоритмів та підсистем запропонована загальна система діагностики та контролю технічного стану СХУ з використанням мінімально необхідного набору датчиків.

**Ключові слова:** суднова холодильна установка, поршневий компресор, енергетична ефективність, діагностика, контроль технічного стану, спостерігач стану.

## ABSTRACT

*Bukaros V.M.* Improvement of systems of diagnostics and control of technical condition of ship refrigeration unit. – Qualification scientific work on the rights of manuscripts.

Dissertation for the PhD degree in Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in the specialty 05.22.20 “Operation and maintenance of transport facilities”. – National University "Odessa Maritime Academy", Odessa, 2021.

In the dissertation the actual scientific and technical task of increasing operation efficiency of ship refrigeration units (SRU) which is reached by improvement of means of diagnostics and control of a technical condition on the basis of simulation modeling of separate knots of SRU was solved.

The conducted analysis of problems and trends in the development of ship refrigeration equipment allowed identifying the main tasks of diagnosing and monitoring the technical condition of the main components of the SRU. Choice as the object of research of steam compression low refrigeration capacity SRU with hermetic and semihermetic compressors was justified. A comparative analysis of the literature

has shown that in the selected areas of research the most promising approach is "fault detection and diagnostics" (FDD) using mathematical modeling of individual nodes of the SRU.

On the basis of the system approach the purpose of dissertation research was formulated and the working hypothesis was put forward. It was shown that the most effective approach to diagnosing and monitoring the technical condition of SRU is the FDD method based on simulation models of the system. Based on the proposed working hypothesis the main task of the dissertation research was formulated and its decomposition into four independent auxiliary tasks was carried out. The scientific results for each of the tasks were determined on the basis of which the solving of the main task of the research was found, the scientific significance and practical value of the research results were shown, the scientific positions were formulated.

Based on the thermodynamic analysis of the SRU operation cycle the main parameters of the SRU operation were revealed and the simulation model of the SRU temperature modes was improved. This model differs taking into account changes in internal and external operating parameters that allows a reliable assessment of its dynamic properties. Based on the model of SRU temperature modes an algorithm and a subsystem for estimating the heat transfer coefficient and the predicted diagnostics of SRU evaporator icing was developed. The algorithm was tested by means of simulation.

The analysis of the SRU reciprocating compressor dynamics was carried out and allowed to reveal the main parameters of the compressor operation. Based on the analysis of the SRU reciprocating compressor dynamics and the theory of adaptive full order state observers a model of the compressor electric drive which is able to determine energy and mechanical parameters in real time to diagnosing and monitoring the technical condition of the compressor was developed.

The energy analysis of the SRU refrigeration cycle was carried out and allowed to determine the perfection indicators of the refrigeration cycle. The basis for calculating these indicators is to determine the parameters of the refrigerant at the characteristic points of the actual SRU refrigeration cycle and the parameters of the compressor. A method for calculating the parameters of the actual refrigeration cycle was developed

and compared with other sources. On the basis of the specified technique the general algorithm and a subsystem of an estimation of SRU energy efficiency which differ in application as a part of SRU diagnostics and control of functioning parameters system of the adaptive state observer of the compressor are offered for the first time. The algorithm provides an assessment of the energy efficiency not only of the SRU as a whole, but also of its individual elements: compressor, drive motor, etc.

Simulation models of condensing pressure stabilization processes of air- and water-cooled condensers were developed and studied. Based on the developed models the SRU condensing pressure stabilization system was improved. It differs in using of additional feedback on the cooling water flow and temperature channels and the presence of a logic switching device in the pressure regulator circuit which gives the system the properties of robustness in relation to disturbing actions, improves its dynamic performance and allows to increase the energy efficiency of the SRU as a whole.

Based on the symptom and fault correlation chart recommended by Wilhelmsen Ships Service Company a method for identifying symptoms and detecting SRU faults using predictive diagnostics and FDD was proposed. The method is based on the construction of an actual refrigeration cycle with subsequent comparison with the "reference" refrigeration cycle and the detection of typical deviations. On the basis of the developed algorithms and subsystems the general system of diagnostics and control of a technical condition of SRU with use of the minimum necessary set of sensors was offered.

**Keywords:** ship refrigeration unit, reciprocating compressor, energy efficiency, diagnostics, technical condition monitoring, state observer.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

## LIST OF PUBLICATIONS OF THE APPLICANT

### Праці, у яких опубліковані основні наукові результати дисертації

### Works, in which the main scientific results of the dissertation are published

1. **Букарос В. М.** Адаптивна система керування електроприводом компресора / В. М. Букарос, А. Ю. Букарос, М. О. Ромчук // Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. - 2014. - № 6 (4). - С. 84-90.
2. **Букарос В. Н.** Моделирование момента сопротивления однопоршневого компрессора судовой холодильной установки / В. Н. Букарос, А. Ю. Букарос, О. А. Онищенко // Технологический аудит и резервы производства. - 2015. - № 4/1(24). - С. 46-50.
3. Automation of the control processes of the refrigeration units condensers / [V. Bukaros, O. Onishchenko et al.] // Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies. – 2017. – Vol. 23 (1245). – P. 76–83.
4. Букарос А. Ю. Структурная модель судовой холодильной установки / [А. Ю. Букарос, О. А. Онищенко **В. Н. Букарос** и др.] // Морские интеллектуальные технологии. - 2018. - № 4 (42). - С. 229-235. (**Web of Science**)
5. Modernization of luenberger observer for control system of hermetic compressor electric drive / [V. Bukaros, O. Onishchenko et al.] // Radio Electronics, Computer Science, Control. – 2019. – Vol. 1. – P. 230-237 (**Web of Science**)
6. Algorithm for estimation of ship refrigeration unit energy efficiency using full order observers / [A. Bukaros, **V. Bukaros** et al.] // Applied Aspects of Information Technology. – 2020. – Vol. 3. – No. 1. – P. 418-430.

### Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

#### Proceedings certifying approbation of the materials of the dissertation

7. **Букарос В. М.** Аналіз роботи механізму однопоршневого холодильного компресора суднової холодильної установки / В. М. Букарос, О. А. Онищенко // Матеріали науково-технічної конференції «Морський і річковий флот: експлуатація й ремонт», 17-18 березня 2016 р. – Одеса: НУ «ОМА», 2016. – С. 100-108.

8. Bukaros A. Development of the luenberger observer for the automated electric drive of hermetic compressor / A. Bukaros, V. Malyshev, **V. Bukaros** // Technology Transfer: fundamental principles and innovative technical solutions : annual scientific conference, Tallinn, 23 November 2018 : proceeding. – Tallinn: Scientific Route, 2018. – P. 40-42.

### Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

#### Proceedings which additionally reflect the scientific results of the dissertation

9. Патент України, UA 100304, МПК H02P 23/00. Тиристорний регулятор напруги для електропривода герметичного компресора / **В. М. Букарос**, А. Ю. Букарос, Н.О. Ромчук. № u201413129; заявл. 08.12.2014; опубл. 27.07.2015. Бюл. №14.

10. Патент України, UA 117180, МПК F25B 49/00. Пристрій регулювання тиску конденсації суднової холодильної установки / **В. М. Букарос**, А. Ю. Букарос, О.А. Онищенко. № u201609878; заявл. 26/09/2016; опубл. 26.06.2017. Бюл. №12.

11. Патент України, МПК F25B49/00. Система регулювання тиску конденсації суднової холодильної установки / **В. М. Букарос**, А. Ю. Букарос, О.А. Онищенко. № u201705994; заявл. 15.06.2017; опубл. 11.12.2017. Бюл. №23.



## ЗМІСТ

|                                                                                                                         |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....                                                                                          | 11 |
| ВСТУП.....                                                                                                              | 12 |
| РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПО ДІАГНОСТИЦІ ТА<br>КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ<br>УСТАНОВОК ..... | 19 |
| 1.1 Стислий огляд суднових холодинських установок.....                                                                  | 19 |
| 1.2 Проблеми, тенденції розвитку та завдання досліджень суднової<br>холодинської техніки.....                           | 21 |
| 1.3 Особливості роботи та аналіз технічного стану холодинських компресорів.                                             | 23 |
| 1.4 Аналіз засобів діагностики та контролю технічного стану суднових<br>холодинських установок .....                    | 26 |
| 1.5 Висновки до першого розділу.....                                                                                    | 30 |
| РОЗДІЛ 2 ВИБІР ТЕМИ, ТЕХНОЛОГІЯ ТА МЕТОДИ НАУКОВОГО<br>ДОСЛІДЖЕННЯ .....                                                | 31 |
| 2.1 Обґрунтування та вибір теми наукового дослідження.....                                                              | 31 |
| 2.2 Визначення мети наукового дослідження .....                                                                         | 33 |
| 2.3 Технологічна карта наукового дослідження .....                                                                      | 40 |
| 2.4 Методика проведення дисертаційного дослідження.....                                                                 | 44 |
| 2.5 Висновки до другого розділу .....                                                                                   | 45 |
| РОЗДІЛ 3 АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ СУДНОВИХ<br>ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК В ЗМІННИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ.....               | 47 |
| 3.1 Термодинамічний аналіз циклу роботи суднової холодинської установки ...                                             | 47 |
| 3.2 Енергетичний аналіз холодинського циклу суднової холодинської<br>установки .....                                    | 50 |
| 3.3 Аналіз динаміки роботи компресора СХУ .....                                                                         | 55 |
| 3.4 Висновки до третього розділу .....                                                                                  | 61 |
| РОЗДІЛ 4 ІМІТАЦІЙНІ МОДЕЛІ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СХУ .....                                                                 | 62 |
| 4.1 Імітаційна модель температурних режимів СХУ .....                                                                   | 62 |
| 4.2 Імітаційна модель оцінки моменту опору компресора СХУ .....                                                         | 72 |
| 4.3 Імітаційні моделі та процеси керування конденсаторами СХУ.....                                                      | 85 |

|                                                                                                            |     |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.3.1. Керовані системи охолодження повітряних конденсаторів (СХУ малої та середньої продуктивності). .... | 86  |
| 4.3.2. Керовані системи охолодження водяних конденсаторів (СХУ середньої та великої продуктивності). ....  | 92  |
| 4.4 Висновки до четвертого розділу.....                                                                    | 102 |
| РОЗДІЛ 5 СИСТЕМА ДІАГНОСТИКИ ТА КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СХУ .....                                        | 103 |
| 5.1 Методика визначення параметрів дійсного холодильного циклу СХУ .....                                   | 103 |
| 5.2 Алгоритм оцінки енергетичної ефективності СХУ .....                                                    | 107 |
| 5.3 Алгоритм діагностики обмерзання випарника СХУ .....                                                    | 111 |
| 5.4 Система діагностики та контролю технічного стану СХУ .....                                             | 117 |
| 5.5 Висновки до п'ятого розділу.....                                                                       | 132 |
| ВИСНОВКИ.....                                                                                              | 134 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....                                                                           | 137 |
| ДОДАТОК А.....                                                                                             | 148 |

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ**

СХУ – суднова холодильна установка

FDD – fault detection and diagnostics

ХА – холодильний агент

ХК – холодильна камера

РК – рефрижераторний контейнер

ХМ – холодильна машина

КШМ – кривошипний механізм

СС – спостерігач стану

АД – асинхронний двигун

РТК – регулятор температури конденсації

ПЧ – перетворювач частоти

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Тенденції розвитку сучасної морської галузі показують, що при експлуатації суднових механізмів і установок основна увага приділяється питанням діагностики та своєчасного виявлення несправностей технологічного обладнання.

Суднові холодильні установки (СХУ) є найбільш поширеними допоміжними судовими енергетичними установками і використовуються майже у всіх типах морських і річкових суден – для холодильної обробки і зберігання харчових продуктів, приготування холодної води, льоду, комфортного і технічного кондиціювання повітря, зрідження газів, зберігання зрідженого вуглекислого газу і в інших застосуваннях [1-3].

Запит практики сучасного морського флоту України формує досить жорсткі вимоги [2, 4-6], що висуваються до СХУ: крім поліпшення споживчих властивостей, затребувані висока точність регулювання температури в холодильних камерах (ХК), мінімальні витрати електроенергії на вироблення холоду, підвищена надійність функціонування при змінних режимах роботи. Дані вимоги до енергетичної ефективності та надійності СХУ викликають необхідність пошуку нових шляхів діагностування і контролю їх технічного стану.

Найбільший ефект діагностування несправностей СХУ досягається використанням підходу *fault detection and diagnostics* (FDD) із застосуванням спеціалізованих мікропроцесорних пристроїв [7-11]. Такий підхід передбачає використання математичних моделей діагностованих вузлів СХУ, що дозволяють проводити достовірну оцінку їх основних параметрів функціонування.

Однак наявні моделі елементів СХУ найчастіше не враховують коливання теплового навантаження та взаємний вплив елементів один на одного. Крім цього існує технічна складність ідентифікації деяких важливих параметрів технічного стану СХУ, таких як момент опору на валу компресора [12]. Все це, а також недостатня вивченість процесів, що протікають в СХУ при змінному характері роботи, відсутність вітчизняних виробників систем діагностування та контролю

технічного стану СХУ, недостатня опрацьованість схемотехнічних рішень перешкоджає впровадженню підходу FDD в СХУ.

Таким чином, вирішення науково-технічної задачі підвищення ефективності експлуатації СХУ, що досягається вдосконаленням засобів діагностики і контролю технічного стану на основі імітаційного моделювання окремих вузлів СХУ є актуальним.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, темами.** Робота спрямована на реалізацію Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року (розпорядження Кабінету Міністрів України № 430-р від 30.05.2018 р.), Стратегії сталого розвитку "Україна-2020" (Указ Президента України від 12.01.2015 року, № 5), виконана відповідно положень Морської доктрини України на період до 2035 року (Постанова № 1307 Верховної Ради України від 07.10.2009 року, зі змінами від 18.12.2018 року, № 1108) та відповідає напрямкам, визначеним у "Тематиці наукових досліджень і науково-технічних (експериментальних) розробок МОН України" (Наказ МОН України № 1466 від 28.12.2018 р.), а також в рамках планів наукових досліджень:

а) за держбюджетною темою Національного університету "Одеська морська академія" ДР № 0114U000346 "Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології", у якій здобувачем виконано окремий розділ;

б) наукового семінару "Оптимальне управління й експлуатація електроприводів спеціальних установок" Вченої Ради Національної академії наук України з проблеми "Наукові основи електроенергетики" (Військова академія, м. Одеса), де здобувач є виконавцем окремих етапів досліджень.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дисертаційного дослідження є підвищення надійності, терміну експлуатації та енергетичної ефективності СХУ шляхом використання імітаційних моделей діагностованих вузлів СХУ.

Робоча гіпотеза дослідження полягає у існуванні таких імітаційних моделей діагностованих вузлів СХУ, що дозволять проводити достовірну оцінку їх основних параметрів функціонування в змінних режимах роботи.

Головне завдання дослідження полягає у розробці такої системи діагностування і контролю технічного стану основних вузлів СХУ, яка за умови дії зовнішніх збурень та невизначеності вхідних даних забезпечить її ефективну експлуатацію.

Рішення головного завдання досягнуте шляхом дослідження наступних складових основних завдань:

- аналізу існуючих рішень по діагностиці та контролю технічного стану суднових холодильних установок;
- аналізу теплових, електричних і механічних параметрів функціонування СХУ в змінних режимах роботи;
- розробки імітаційних моделей основних вузлів СХУ: компресора, випарника, конденсатора, ХК з урахуванням їх взаємозв'язків;
- розробки алгоритмів та побудови системи стабілізації, контролю та діагностування основних параметрів функціонування СХУ на основі підходу FDD з урахуванням змінного характеру теплового навантаження.

**Об'єктом дослідження** є процеси управління, експлуатації, діагностування та контролю технічного стану СХУ.

**Предметом дослідження** є засоби, спрямовані на підвищення ефективності управління, експлуатації, діагностування та контролю технічного стану СХУ.

**Методи дослідження.** У дисертаційному дослідженні для пошуку рішень поставлених завдань були застосовані методи: а) системного аналізу і методології наукових досліджень при виборі й обґрунтуванні теми дисертаційної роботи, під час розробки структури і технології наукового дослідження; б) теоретичної термодинаміки, тепломасообміну та теорії холодильної техніки під час синтезу імітаційних моделей окремих вузлів СХУ; в) теорії автоматичного керування та чисельного моделювання при побудові системи стабілізації, контролю та діагностування основних параметрів функціонування СХУ; г) чисельного експерименту при оцінці техніко-економічних показників розробленої системи.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у наступному.

1. Вперше запропонований алгоритм діагностування обмерзання випарника СХУ, який відрізняється обчисленням інтегрального критерію оцінки коефіцієнта теплопрохідності, що дозволяє своєчасно встановлювати факт обмерзання випарника, автоматизувати запуск процесу відтавання випарника та скоротити час простою СХУ.

2. Отримав подальший розвиток алгоритм оцінки енергетичної ефективності СХУ, який відрізняється застосуванням в складі системи діагностики і контролю технічного стану СХУ адаптивного спостерігача стану компресора, що дозволяє оцінювати енергетичну ефективність та клас енергоспоживання СХУ з використанням мінімально необхідної кількості датчиків.

3. Удосконалена імітаційна модель температурних режимів СХУ, яка відрізняється врахуванням зміни внутрішніх та зовнішніх параметрів функціонування, що дозволяє проводити достовірну оцінку динамічних властивостей СХУ.

4. Удосконалена система стабілізації тиску конденсації СХУ, яка відрізняється застосуванням додаткових зворотних зв'язків за каналами витрати і температури охолоджувальної води та наявністю логічного перемикаючого пристрою в колі регулятора тиску, що надає системі властивостей часткової інваріантності по відношенню до збурюючих дій, покращує її динамічні показники та енергетичну ефективність СХУ в цілому.

**Практичне значення** одержаних результатів полягає у тому, що отримані у дисертації основні результати:

- дозволяють скоротити час простою СХУ при відтаюванні випарника;
- дозволяють зменшити загальний час пошуку причин несправностей та проводити діагностику несправностей СХУ дистанційно;
- дозволяють підвищити якість та ефективність системи стабілізації тиску конденсації СХУ та зменшити витрати електроенергії;
- можуть використатися при концептуальному визначенні архітектури системи діагностики та контролю технічного стану і техніко-економічних

показників СХУ при їх експлуатації;

– можуть бути застосовані під час навчання студентів (курсантів) закладів вищої освіти, при підвищенні кваліфікації фахівців морського транспорту, суднових механіків і електромеханіків.

**Практичні результати** дисертаційного дослідження впроваджені:

а) у роботі судноплавної компанії Bourbon Offshore, судно Bourbon Libeccio (акт впровадження від 22.01.2020 р.);

б) у роботі судноплавної компанії Carisbrooke Shipping, судно Johanna C (акт впровадження від 25.06.2020 р.);

в) у роботі судноплавної компанії Zeaborn Ship Management, судно Robert Rickmers (акт впровадження від 14.12.2020 р.);

г) у навчальний процес Військової академії (м. Одеса) під час викладання дисципліни "Основи електротехніки, стандартизації та метрології", "Моделювання та оптимізація процесів в електромеханічних системах озброєння та військової техніки", виконання курсових робіт з дисципліни "Теорія електроприводу" та кваліфікаційних робіт магістрів (акт впровадження від 19.06.2020 р.).

Також, матеріали дисертаційного дослідження використані у наукових дослідженнях наукового семінару "Оптимальне управління й експлуатація електроприводів спеціальних установок" Вченої Ради Національної академії наук України з проблеми "Наукові основи електроенергетики" (Військова академія, м. Одеса) (довідка про використання від 30.06.2020 р.).

**Особистий внесок здобувача.** Дисертаційна робота виконана здобувачем самостійно, без співавторів їм проведений інформаційний пошук і виконаний аналіз основних підходів розв'язання проблеми діагностики, контролю технічного стану та підвищення енергетичної ефективності СХУ, забезпечене методологічне обґрунтування дисертаційного дослідження, запропоновано метод діагностики та контролю технічного стану СХУ, який передбачає застосування адаптивних спостерігачів стану для ідентифікації параметрів функціонування компресора, розроблено метод підвищення ефективності процесів стабілізації тиску



конденсації СХУ за наявності збурювань, удосконалена імітаційна модель та виконане імітаційне моделювання режимів роботи СХУ з урахуванням внутрішніх та зовнішніх параметрів функціонування, упроваджені результати роботи у виробничу діяльність.

З основних профільних наукових робіт [12-17], опублікованих у співавторстві, у дисертації використані тільки ті положення і результати, які належать автору особисто:

- побудова імітаційної моделі та моделювання підсистеми визначення моменту опору на валу поршневого компресора СХУ [12];
- розробка та дослідження моделі спостерігача стану СХУ, яка дозволяє оцінити значення моменту опору на валу поршневого компресора [13, 14];
- удосконалення системи стабілізації тиску конденсації СХУ шляхом застосування додаткових зворотних зв'язків за каналами витрати і температури охолоджувальної води та логічного перемикаючого пристрою в колі регулятора тиску та імітаційне моделювання отриманої системи [15];
- удосконалення методики визначення температури кипіння та охолоджувального об'єкту з урахуванням внутрішніх та зовнішніх параметрів функціонування СХУ [16];
- розробка алгоритму оцінки енергетичної ефективності СХУ [17].

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати і положення роботи доповідались, обговорювались і були схвалені на наступних науково-практичних, науково-технічних і науково-методичних конференціях і наукових заходах.

1. Науково-технічна конференція «Морський і річковий флот: експлуатація й ремонт», 17-18 березня 2016 р. – Одеса: НУ «ОМА» [18].
2. Annual scientific conference “Technology Transfer: fundamental principles and innovative technical solutions”, 23 November 2018. – Tallinn: Estonia [19].
3. Науковий семінар "Оптимальне управління та експлуатація електроприводів спеціальних установок" Наукової Ради Національної академії наук України з проблеми "Наукові основи електроенергетики". – Одеса: Військова академія, 2015 - 2020 роки.

**Публікації.** За результатами виконаних досліджень опубліковано 11 наукових праць. Зокрема, 6 основних публікацій у наукових профільних виданнях (з них 4 публікації, що входять до переліку рекомендованих МОН України і 2 публікації, що входять до наукометричної бази даних Web of Science Core Collection), а також 2 доповіді у збірниках матеріалів науково-технічних і наукових конференцій та 3 патенти на корисну модель України.

**Обсяг і структура роботи.** Дисертація складається з переліку умовних скорочень, анотацій, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг роботи становить 153 сторінки, де крім основного тексту містяться 5 таблиць і 56 рисунків. Список використаних джерел має 101 найменування.

## РОЗДІЛ 1

# АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПО ДІАГНОСТИЦІ ТА КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

### 1.1 Стислий огляд суднових холодильних установок

В теперішній час СХУ, які працюють практично на всіх судах, використовуються для охолодження провізійних камер і забезпечення роботи суднових систем комфортного та технічного кондиціювання повітря. Крім того, СХУ мають чисельну кількість застосувань на спеціалізованих судах [20]. Серед них – охолодження, заморожування і збереження швидкопсувних вантажів на рефрижераторних судах; охолодження і заморожування видобутого улову на рибпромислових судах; охолодження системи вуглекислотного пожежогасіння на великовантажних судах; підтримка відповідної температури в танках зі зрідженим газом на судах-газовозах.

Розвиток суднової холодильної техніки почався ще в 1876 році, коли було здійснено перше перевезення охолодженого м'яса з Буенос-Айреса в Руан на пароплаві «Фригорифік» [20]. В подальшому темпи та обсяги випуску СХУ поступово збільшувалися та набули найвищої інтенсивності наприкінці ХХ століття. В залежності від призначення судна та виду охолоджувального вантажу були розроблені різноманітні суднові системи охолодження.

Першими системами охолодження на судах, які застосовуються і в теперішній час, були системи безпосереднього охолодження [2, 3, 20], в охолоджувальних батареях яких циркулює ХА. СХУ з безпосереднім охолодженням зараз здебільшого встановлюють на судах малого тоннажу (обсяг вантажних приміщень не більше 200 м<sup>3</sup>) і в провізійних камерах, оскільки вони мають низьку акумулюючу здатність та більше всього піддаються витокам ХА.

Вказаних недоліків позбавлені системи розсільного охолодження, які використовують проміжний холодоносій – водні розчини етилен- або пропіленгликолей, спирту і гліцерину або ексолі [21]. Такі СХУ широко

поширені на рефрижераторних та рибопромислових судах для охолодження трюмів і твіндеків. Основні переваги розсільних систем перед системами безпосереднього охолодження полягають в більшій акумулюючій здатності, що знижує коливання температури в приміщенні, що охолоджується, та можливості трасування холодоносія по всьому судну без ризику витoku ХА. Недоліками розсільних систем є порівняно низька енергетична ефективність за рахунок подвійної теплопередачі та висока корозійна спроможність холодоносіїв, що суттєво збільшує експлуатаційні витрати.

З метою інтенсифікації процесів переносу тепла, зниження температурного градієнту та можливості регулювання газового складу повітря в охолоджувальних приміщеннях застосовують системи повітряного охолодження [2, 3, 20], які у якості кінцевого холодоносія використовують повітря цих приміщень. Циркуляцію повітря в таких СХУ забезпечує вентилятор з системою повітропроводів. Завдяки цим можливостям, СХУ з повітряним охолодженням широко використовуються для охолодження та тривалого зберігання при перевозці швидкопсувних харчових продуктів. Оскільки охолодження повітря в повітроохолоджувачах здійснюється ХА, то СХУ з повітряним охолодженням притаманні всі переваги та недоліки систем з безпосереднім охолодженням.

Також для охолодження циркуляційного повітря може застосовуватися розсіл. В такому випадку система охолодження буде називатися комбінованою. Оскільки в такій системі здійснюється потрібне перетворення теплової енергії: ХА – проміжний холодоносіє – повітря, то внаслідок низької енергетичної ефективності область застосування СХУ комбінованого типу обмежена судами-фруктовозами і зараз витісняється більш досконалыми повітряними холодильними установками [22].

Окремим типом СХУ є панельні холодильні установки, які для передачі тепла від ХА та, одночасно, ізоляції охолоджувального приміщення від зовнішніх теплових припливів застосовують панелі [2, 20]. Перевагами панельних СХУ є більш рівномірний розподіл температури по об'єму охолоджувального приміщення у порівнянні з системами безпосереднього охолодження та помітно

більша енергетична ефективність у порівнянні з повітряними СХУ. Недоліками панельних систем є порівняно більша собівартість та неможливість використання для охолодження вантажів, що «дихають».

Таким чином, різноманітність застосувань СХУ призвела до появи великої кількості технічних рішень, які відрізняються способами передачі тепла від холодильної машини до охолоджувального об'єкта. Кожному способу притаманні переваги та недоліки, отже вибір типу СХУ проводять, виходячи з міркувань економічності, вимог щодо якості підтримування температури та газового складу повітря в охолоджувальних приміщеннях.

Слід відмітити, що в останні десятиріччя поширюється застосування СХУ змішаного типу, які поєднують безпосереднє або панельне охолодження з повітряним. Такі системи дозволяють уникнути деяких недоліків різних способів охолодження при збереженні їх переваг. Однак, не існує універсального технічного рішення, яке б поєднувало в собі високу економічність та надійність з одночасним забезпеченням потрібної якості підтримки температури в охолоджувальних приміщеннях та відсутності викидів ХА на протязі всього життєвого циклу СХУ. Тому проблеми енергетичної ефективності, екологічності та надійності СХУ залишаються невирішеними.

## **1.2 Проблеми, тенденції розвитку та завдання досліджень суднової холодильної техніки**

Прийняття міжнародними організаціями рішень по захисту навколишнього середовища – Віденська конвенція (1985 р.) [23], Монреальський (1987 р.) [24] і Кіотський (1997 р.) [25] протоколи – привело до радикальних змін у розвитку суднової холодильної техніки. Зокрема, заборонено використовувати у якості холодильних агентів (ХА) речовини групи хлорфторвуглеводів ( $R12$ ,  $R502$ ) та гідрохлорфторвуглеводів ( $R22$ ), які вказаними документами віднесені до озоноруйнівних речовин. Крім цього, значна частина створених за останнє десятиліття альтернативних ХА ( $R134A$ ,  $R404A$ ,  $R407C$  та інші) рішенням

Київського протоколу були віднесені до категорії «парникові гази», які мають значний потенціал глобального потепління і підлягають поступовому скороченню.

Застосування шкідливих речовин і їх викиди в повітряне середовище регламентуються Міжнародною конвенцією щодо запобігання забрудненню із суден (Конвенція МАРПОЛ) [26]. Згідно цього документу:

- на судах, побудованих після 19 травня 2005 року заборонено застосування озоноруйнівних речовин (*R12*, *R502* та інших);
- застосування *R22* і інших гідрохлорфторвуглеводів на нових судах забороняється з 1 січня 2020 року;
- забороняються будь-які навмисні викиди озоноруйнівних речовин з суден;
- при видаленні з судів озоноруйнівні речовини повинні бути доставлені на спеціальні приймальні пристрої;
- кожна країна, що підписала Конвенцію МАРПОЛ, має забезпечити надання спеціальних пристроїв для прийому з суден озоноруйнівних речовин і устаткування, яке включає такі речовини;
- судно, до якого застосовується Конвенція МАРПОЛ, в будь-якому порту або у прибережного терміналу країни, що підписала Конвенцію МАРПОЛ, може бути піддано інспектуванню посадовими особами, призначеними або уповноваженими цією країною, для перевірки порушень правил запобігання забрудненню атмосфери з суден;
- результати проведеного контролю викидів озоноруйнівних речовин з суден відображаються в судновому міжнародному свідоцтві про запобігання забрудненню повітряного середовища.

Вказані вимоги формують сучасні тенденції розвитку суднової холодильної техніки:

- підвищення енергетичної ефективності СХУ;
- підвищення екологічної безпеки при експлуатації СХУ;
- надання СХУ нових споживчих властивостей.

Слід також зазначити, що:

- крім безпосередніх викидів ХА в атмосферу, слід враховувати вклад непрямої емісії вуглекислого газу, пов'язаної з виробленням електроенергії, споживаної СХУ [27];

- СХУ середньої та великої продуктивності є помітними джерелами віброшумового забруднення навколишнього середовища, яке в кінцевому випадку сприяє глобальному потеплінню [28];

- експлуатація систем водяного охолодження конденсаторів СХУ виснажує запаси прісної води;

- конденсатори СХУ часто працюють під підвищеним тиском, що при наявності найменших нещільностей збільшує ризик викидів ХА в атмосферу.

Тенденції розвитку та зазначені проблеми експлуатації СХУ формулюють велику кількість завдань, що стоять перед виробниками сучасних судових холодильних систем. Серед них виділимо наступні:

- зниження питомого споживання енергії на виробництво одиниці холоду;
- удосконалення алгоритмів діагностування та упередження основних несправностей СХУ, особливо пов'язаних з викидами озоноруйнівних ХА в атмосферу;

- контроль технічного стану та класу енергоспоживання СХУ;
- удосконалення алгоритмів регулювання та автоматизація роботи конденсаторів СХУ;

- підвищення надійності та терміну служби основних елементів СХУ.

Оскільки з кожним роком вимоги до ефективної і екологічно безпечної експлуатації СХУ, а також споживчі очікування стають жорсткішими, то завданням діагностування і контролю технічного стану основних вузлів СХУ необхідно приділяти пильну увагу.

### **1.3 Особливості роботи та аналіз технічного стану холодильних компресорів**

Незважаючи на різноманітність застосувань, переважна більшість СХУ оснащені парокомпресійними холодильними машинами з поршневыми або

гвинтовими компресорами.

Для цілей рефрижерації на судах широко поширені маслозаповнені гвинтові двохроторні з відношенням чисел зубів ведучого і веденого роторів 4/6 та частотою обертання 2900 об/хв [20]. Виключення складають суднові системи реконденсації газів на судах-газовозах, де допустимо використання гвинтових компресорів сухого стиску. Гвинтові компресори мають багато переваг перед поршневими, зокрема:

- мала вага і габарити, обумовлені їх швидкохідністю;
- можливість стиснення двофазних і запилених середовищ без погіршення характеристик машини і безпечних умов її роботи;
- повна врівноваженість компресора;
- висока надійність і довговічність;
- регулювання продуктивності за допомогою золотникового пристрою в широкому діапазоні;
- незначна зміна ККД при широкій зміні ступеня стиснення.

Однак всі ці переваги актуальні для компресорів середньої (2...20 кВт) та високої (більше 20 кВт) холодопродуктивності. В компресорах малої холодопродуктивності (до 2 кВт) застосування гвинтових компресорів становиться недоцільним завдяки посиленню впливу зворотних витоків ХА з порожнини нагнітання, що призводить до суттєвого зниження ККД. Крім цього слід враховувати значний шум при роботі гвинтових компресорів, що обмежує їх застосування на пасажирських судах. Оскільки найбільш поширеними на судах всіх типів є компресори малої та середньої продуктивності, то в подальшому розглядаємо СХУ, обладнані поршневими компресорами.

Поршневі компресори [1-3, 20] є найстарішим та найбільш дослідженим типом холодильних компресорів і успішно конкурують з гвинтовими компресорами на ринку суднової холодильної техніки. Серед поршневих компресорів на судах в основному застосовують прямоточні і непрямоточні прості дії, блок-картерні, безкрейцкопфні, вертикальні, багаторядні з V- і W-подібним розташуванням циліндрів, з числом циліндрів від 2-х до 16-ти та



частотою обертання від 500 до 1500 об/хв.

СХУ малої продуктивності (до 2 кВт) обладнують герметичними компресорами, середньої (до 20 кВт) – безсальниковими, а великої (більше 20 кВт) – сальниковими компресорами. Перевагами герметичних і безсальникових компресорів закритого типу в порівнянні з відкритими сальниковими є виключення витоків ХА (крім аварійних умов) та значно менші масогабаритні показники вбудованих електродвигунів.

Всі, без винятку, сучасні герметичні та безсальникові компресори оснащуються асинхронними електродвигунами. Такий пристрій (мотор-компресор) має відповідати вимогам ДСТУ 3023-95, ДСТУ 3811-98, ДСТУ EN 1012-1:2005, ДСТУ EN 1012-2:2006, ISO 9309:1989, ISO 917:1989. Перераховані національні і міжнародні стандарти регламентують загальні технічні умови, вимоги безпеки і діапазон робочих параметрів компресорів при їх експлуатації, в тому числі в складі СХУ. При виході робочих параметрів або умов експлуатації за регламентований діапазон значень настає відмова компресора, яка веде до аварійного припинення роботи СХУ.

Вбудований електродвигун, будучи найважливішим елементом герметичного та безсальникового компресора, визначає його теплові, акустичні, енергетичні характеристики та надійність. Згідно з дослідженнями [29-31], близько 70% всіх відмов холодильних установок обумовлені несправностями компресора. З них приблизно половина відмов пов'язана з пошкодженням ізоляції обмоток вбудованого електродвигуна через тепловий перегрів. Загальновідомо, що тепловиділення всередині електродвигунів визначаються його ККД і втратами. В роботі [32] доводиться, що основними втратами в компресорі є електричні втрати вбудованого електродвигуна, які становлять приблизно 35% всієї підведеної потужності до компресора. Крім того при коливаннях напруги електричної мережі понад 20% відбувається зростання магнітних втрат вбудованого електродвигуна, що вносить додатковий внесок у підвищення температурної напруженості всередині компресора.

Другими за величиною втратами в компресорі, що обумовлюють його

температурних режим, є механічні втрати [31-33]. Їх можна розділити на дві групи: втрати на тертя в поршні і на тертя в підшипниках. Оскільки втрати на тертя в поршні визначаються в'язкістю масло-фреонової суміші, то вони слабо залежать від швидкості обертання електродвигуна компресора, і їх можна вважати постійними. У свою чергу втрати на тертя в підшипниках пропорційні квадрату швидкості обертання валу компресора, і для високооборотних компресорів вони складають основну частину механічних втрат.

Одним з найважливіших параметрів компресора, що впливає на знос його механічної частини є момент опору, що діє на валу приводного електродвигуна. Звертаючи увагу на той факт, що момент опору вкрай складно піддається виміру, актуальним завданням стає розробка спостерігача, що дозволить проводити в реальному часі достовірну оцінку його значення. Також слід зауважити, що до вбудованих електродвигунів пред'являються підвищені вимоги щодо пускового моменту, а також до кратності максимального моменту.

Вказані проблеми та повсюдна поширеність на судах практично всіх типів (технічне та комфортне кондиціонування повітря, торговельне та ресторанне холодильне обладнання, суднові системи осушення ізоляційних конструкцій, суднові протипожежні системи та ін.) актуалізують задачу контролю технічного стану герметичних компресорів СХУ.

#### **1.4 Аналіз засобів діагностики та контролю технічного стану суднових холодильних установок**

В різний час багатьма дослідниками робилися спроби вирішення завдання енергоефективного керування, діагностування і контролю технічного стану холодильних установок, в тому числі СХУ.

Одне з найбільш ранніх технічних рішень датується 1976 р. [34]. Тут автором пропонується контролювати температуру в холодильній або морозильній камері за допомогою найпростішого звукового та світлового сигналізатора при виході температури за встановлені межі. Таке технічне рішення незважаючи на

його простоту не вирішує питання віддаленого контролю та може бути застосовано лише в домашніх умовах або в промисловості при безпосередній близькості оператора.

Одне з перших застосувань віддаленого контролю температури в ХК наведено в роботі [35], де авторами пропонується передавати сигнали від датчиків температури до оператора по телефонній лінії. Безумовно, такий підхід вже є прообразом сучасних розподільних систем контролю, але не розглядає питання діагностики енергоефективності, надійності та екологічності холодильних установок.

З розвитком електроніки найбільшого поширення набули системи діагностування і контролю технічного стану СХУ на основі мікропроцесорних пристроїв. Авторами робіт [36-39] пропонується використання промислового програмованого контролера для збору та обробки за заданим алгоритмом інформації від датчиків і формування діагностуючих повідомлень та керуючих впливів.

Розвиток інформаційних та комунікаційних технологій обумовлював зміни підходів до архітектури та алгоритмів керування пристроями діагностування та контролю технічного стану. Зокрема, у 1980 р. запропонована система моніторингу рефрижераторних контейнерів (РК) [36], що включала в себе блок збору даних, встановлений на кожному контейнері, контрольованому системою, і центральну мікрокомп'ютерну систему, розташовану в місці зберігання контейнера, наприклад, контейнеровоз або наземний термінал. Така система для передачі даних використовувала виключно дротову мережу, що безумовно є її недоліком.

Поява глобальної мережі Інтернет та бездротових засобів передачі даних призвело до можливості контролювати технічний стан СХУ з будь-якого місця планети. Наприклад, в роботах [37-39] пропонується для зв'язку блоку контролю та діагностики РК з оператором використовувати мобільні мережі, супутниковий зв'язок та Wi-Fi. Для визначення місцеположення контейнера застосовується GPS датчик. Для автономності живлення застосовують сонячні батареї.

Одночасно з розвитком технічних засобів змінювалися підходи та алгоритми діагностування та контролю технічного стану СХУ. Одним з найпоширеніших підходів є FDD [40], який передбачає використання методів математичного моделювання та статистики. Як було зазначено у вступі, підхід FDD не набув широкого застосування в судновій холодильній техніці. Про це також свідчить відносно невелика кількість праць, які в основному розглядають методи математичної статистики при побудові FDD-систем для діагностування та контролю технічного стану СХУ.

Зокрема, в роботі [41] розглядається метод організації зберігання даних від датчиків параметрів СХУ, який при необхідності забезпечує безпомилкову та швидку вибірку. В патенті [42] описуються методи статистичного аналізу та кореляції накопичених даних стан холодильної установки та її електроприводу із застосуванням відстані Махаланобіса [43]. Поряд зі статистичним аналізом використовуються методи прогнозуючої діагностики СХУ на основі географічного положення судна з урахуванням даних маршруту, що дозволяє підвищити енергоефективність керування установкою [44].

Наведені рішення [41-44] мають суттєвий недолік – відсутність прогнозування технічного стану СХУ та оцінки її енергоефективності впродовж життєвого циклу роботи установки. Крім цього, наявність чисельної кількості датчиків для контролю параметрів СХУ значно здорожує систему в цілому. Частково це вирішується встановленням модульної системи керування, контролю та діагностики, що виключає необхідність використання додаткових датчиків [45]. Однак встановлення такої системи можливо лише для РК через їх стандартизований розмір, в той час як для рефрижераторних трюмів, провізійних камер, систем кондиціонування повітря це питання залишається відкритим.

В останні роки з метою оптимізації керування і прогнозування відмов судового холодильного обладнання широко застосовують SCADA-системи [46, 47]. Такі системи, окрім функцій керування, контролю та діагностики, дозволяють організувати автоматизоване робоче місце оператора СХУ з графічним відображенням в реальному часі протікання процесу охолодження, можливістю

ручного втручання в роботу будь-якого пристрою, збереженням статистичних даних та графічним зображенням історичних трендів. Використання SCADA-систем дозволяє повністю автоматизувати процеси керування, діагностики та контролю технічного стану СХУ. В патентах [48, 49] показано, що за допомогою SCADA-систем можливо здійснювати прогнозування зміни параметрів функціонування та відмови окремих вузлів СХУ, проте не приділяється уваги питанням енергоефективності та оцінки термодинамічних параметрів і надійності установки в цілому.

Для розв'язання поставленої проблеми авторами робіт [50] пропонується оцінювати енергоефективність СХУ шляхом непрямого визначення холодильного коефіцієнту установки. Однак, запропонований спосіб викликає багато питань стосовно достовірності визначення масової витрати холодильного агенту та втрат в електроприводі. В роботі [51] описаний спосіб визначення основних термодинамічних параметрів холодильного циклу СХУ, але не розглядаються механічні та електричні параметри компресора, які суттєво впливають на надійність роботи установки.

Підсумовуючи огляд літературних джерел [34-51] можна відмітити, що незважаючи на безліч технічних реалізацій систем керування, діагностики та контролю технічного стану СХУ, не існує єдиного підходу в оцінці енергоефективності, надійності роботи, своєчасній діагностиці та виявленню відмов СХУ. Існуючі технічні рішення спрямовані на автоматизацію процесів збору, обробки даних з наданням діагностичних повідомлень та формуванням керуючих впливів. При цьому використовується значна кількість датчиків параметрів СХУ та не приділяється значної уваги до прогнозованої діагностиці. Також невирішеними залишаються питання достовірної оцінки енергоефективності та надійності СХУ.

Зазначені проблеми актуалізують пошук нових підходів до діагностики та контролю технічного стану СХУ із застосуванням методів математичного моделювання. Слід зауважити, що існуючі моделі як окремих вузлів, так і СХУ в цілому [52-54] не враховують змінний режим їх роботи, а механічні процеси в компресорі практично не піддаються виміру.

## 1.5 Висновки до першого розділу

В першому розділі вирішена перша задача дисертаційного дослідження, яка полягає в аналізі існуючих рішень по діагностиці та контролю технічного стану суднових холодильних установок, що дозволило сформулювати наступні висновки.

1. Аналіз існуючих систем виробітки холоду на судах показав, що існує велика кількість технічних рішень, яким притаманні свої переваги та недоліки. Отже неможливо створити універсальну СХУ, яка б забезпечувала високу економічність, надійність, якість підтримки температури в ХК та відсутності викидів ХА.

2. Аналіз основних проблем та тенденцій розвитку суднової холодильної техніки дозволив виділити основні завдання діагностування і контролю технічного стану основних вузлів СХУ.

3. Аналіз особливостей роботи та технічного стану холодильних компресорів показав, що однією з найпоширеніших причин відмов СХУ є несправності компресора, поява яких в значній мірі залежить від механічних параметрів таких, як швидкість обертання та момент сил на валу. Обґрунтований вибір у якості об'єкту досліджень парокомпресійних СХУ малої холодопродуктивності з герметичними та безсальниковими компресорами.

4. Порівняльний аналіз літературних джерел [34-54] показав, що в рамках обраних напрямків досліджень найбільш перспективними є FDD підхід з використанням математичного моделювання окремих вузлів СХУ.

## РОЗДІЛ 2

### ВИБІР ТЕМИ, ТЕХНОЛОГІЯ ТА МЕТОДИ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

#### 2.1 Обґрунтування та вибір теми наукового дослідження

Вибір теми дисертації підвищує спрямованість досліджень і сприяє пошуку найбільш актуальних розв'язків проблемних завдань. Теорія системного аналізу передбачає декілька методів, які можуть бути використані для вибору теми дисертаційних досліджень [55]. Для отримання найбільш достовірних результатів в умовах доступності інформації та обмеженості часу автором був застосований метод експертної оцінки.

За результатами розгляду аспектів експлуатації СХУ в першому розділі дисертації було проведено експертне оцінювання аспектів за п'ятьма факторними ознаками: актуальність, наукова новизна, економічна ефективність, відповідність науковій спеціальності, можливість реалізації (табл. 2.1). Експертне оцінювання виконано з урахуванням думок, висновків і досвіду вчених і фахівців, що займаються дослідженнями в галузі суднових холодильних установок: А. О. Голікова, В. А. Загоруйка, О. А. Онищенко, Ю. О. Очеретяного, М. А. Козьмініх, В. І. Живіци.

Таблиця 2.1 – Результати експертного оцінювання аспектів експлуатації СХУ

| №  | Аспекти експлуатації СХУ  | Фактори      |                 |               |                             |            | Бали |
|----|---------------------------|--------------|-----------------|---------------|-----------------------------|------------|------|
|    |                           | Актуальність | Наукова новизна | Економічність | Відповідність спеціальності | Реалізація |      |
| 1. | Енергоефективність        | +            | +               | +             | +                           | +          | 5    |
| 2. | Екологічність             | +            | +               | -             | +                           | +          | 4    |
| 3. | Контроль технічного стану | +            | +               | +             | +                           | +          | 5    |
| 4. | Діагностування            | +            | +               | +             | +                           | +          | 5    |
| 5. | Надійність                | -            | +               | +             | +                           | -          | 3    |

За даними таблиці 2.1 можна зробити висновок про перспективність напрямків досліджень, спрямованих на підвищення енергетичної ефективності та удосконалення методів та засобів діагностування та контролю технічного стану СХУ. При цьому слід відмітити, що дослідження систем діагностування та контролю технічного стану СХУ потребує найкоротших термінів реалізації і є більш економічним ніж інші напрямки, тому що не передбачає використання складних технічних засобів.

Наукова новизна виділеної тематики досліджень в основному визначається недостатньою вивченістю процесів, що протікають в СХУ при змінних режимах роботи.

На основі експертного оцінювання тема дисертаційного дослідження сформульована, як «Удосконалення систем діагностування та контролю за технічним станом суднової холодильної установки».

Тема відповідає паспорту спеціальності 05.22.20 - експлуатація та ремонт засобів транспорту, зокрема:

- створення наукових основ і методів розрахунку параметрів та управління ресурсом, надійністю й технічним станом транспортної техніки, розроблення методів підвищення ефективності експлуатації транспортних засобів та їхніх функціональних систем, обладнання й засобів забезпечення їх працездатності;
- дослідження і розроблення методів підвищення ефективності контролю технічного стану транспортної техніки, встановлення закономірностей змінювання параметрів стану в процесі експлуатації, розроблення і впровадження методів, засобів діагностування та прогнозування технічного стану засобів транспорту, що забезпечують високу ефективність їх використання і надійність роботи.

Актуальність обраної теми обумовлена все більш жорсткішими вимогами до ефективної і екологічно безпечної експлуатації СХУ та положеннями міжнародних конвенцій [23-26] і Регістру судноплавства України [4-6]. Обрана тема відповідає Транспортній стратегії України на період до 2030 року



(розпорядження Кабінету Міністрів України від 30.05.2018 року, № 430-р), Стратегії сталого розвитку "Україна-2020" (Указ Президента України від 12.01.2015 року, № 5) та профілю кафедри технічної експлуатації флоту Національного університету «Одеська морська академія».

## **2.2 Визначення мети наукового дослідження**

Діагностика та контроль технічного стану є засобами підтримки заданого рівня надійності, забезпечення вимог безпеки та ефективності використання СХУ. При цьому, виходячи із запиту практики, ефективність доцільно розглядати як раціональне використання енергетичних ресурсів.

Традиційно діагностування технічного стану проводять при зупинці СХУ, а визначення несправностей окремих вузлів потребує часткового розбирання [4, 20]. Виявлення дефекту проводиться контрольно-вимірювальними приладами, які здійснюють безперервний контроль технічних параметрів СХУ, і діагностичними технічними засобами, за допомогою яких проводяться спеціальні випробування. Очевидно, що це пов'язано зі значними витратами часу. При цьому слід зауважити, що зупинка СХУ на будь-який час приведе до порушення технологічних процесів: охолодження продуктів, підтримки зрідженого стану газів, створення комфортних умов повітря тощо. Даний процес ще ускладнюється обмеженими можливостями екіпажу, який знаходиться в рейсі на великій відстані від берегових і плавучих майстерень.

Застосування засобів діагностування, що дозволяють визначити технічний стан без зупинки й розбирання, може підвищити ефективність експлуатації СХУ за рахунок зниження витрат ресурсів на технічне обслуговування і ремонт. Все це потребує пошуку нових засобів та підходів до діагностування та контролю технічного стану СХУ, серед яких одним з найефективніших є FDD.

Метод FDD базується на типовій структурі системи технічного діагностування, яка в найпростішому варіанті повинна включати: датчики, що сприймають необхідну для діагностування інформацію від СХУ та пристрої

перетворення, обробки і відображення інформації. При цьому така система повинна не тільки забезпечити відображення технічних параметрів установки, але й надавати конкретні рекомендації вахтовому механіку щодо вживання необхідних дій. Якщо метод FDD застосовується в складі системи керування, то така система додатково буде забезпечувати автоматичну зміну технічних параметрів СХУ у відповідності до алгоритмів усунення несправностей.

Відомо [9], що процес FDD можна розбити на чотири етапи: виявлення несправностей, діагностика несправностей, оцінка несправностей та вирішення (рис. 2.1).

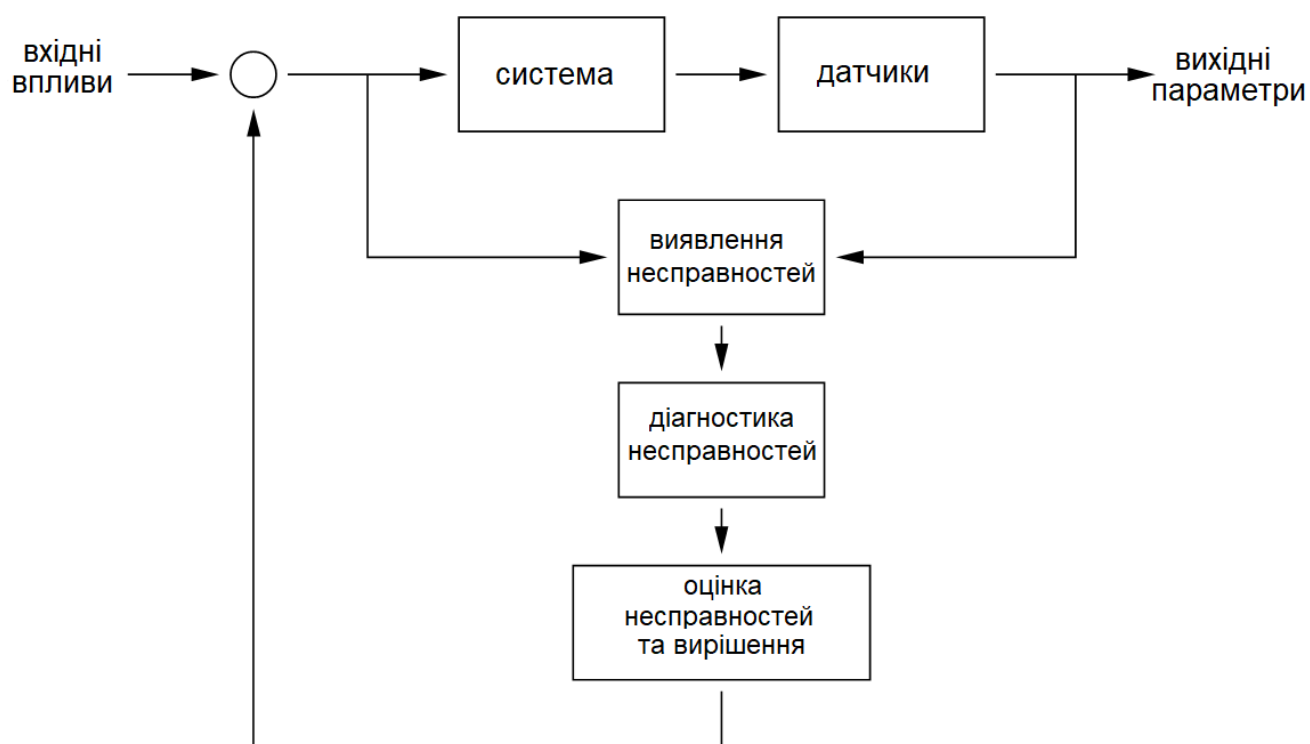


Рис. 2.1 – Процес FDD

Структуру блоку виявлення несправностей, як правило, можна розділити на три різні частини. Перша приймає набір вхідних вимірювань системи, які отримуються від датчиків, і використовує ці вимірювання для моделі. Вихід цієї моделі потім обробляється для створення набору ознак несправностей. Отримані ознаки несправностей підвищують ефективність виявлення несправностей. Як тільки ці ознаки будуть отримані, вони обробляються детектором змін, який порівнює спостережувані ознаки із очікуваними, що генеруються моделлю, і

виробляє сигнал, який вказує на існування та / або розмір невідповідності, який також називається симптомом. Означені симптоми виводяться в блок діагностики несправностей, який оцінює наявність або рівень несправності.

Хоча існує кілька різних типів моделей, які можуть використовуватися в блоці виявлення несправностей, вони, як правило, можуть бути розділені на два типи: сигнальні моделі і моделі системи. Методи виявлення несправностей на основі сигнальних моделей (рис. 2.2) не містять ніяких знань про саму систему, що контролюється; натомість вихідні параметри порівнюються виключно із сигнальною моделлю. Такі методи часто є найбільш простими способами виявлення несправностей, оскільки для роботи методу потрібно небагато додаткової інформації про поточний стан системи.

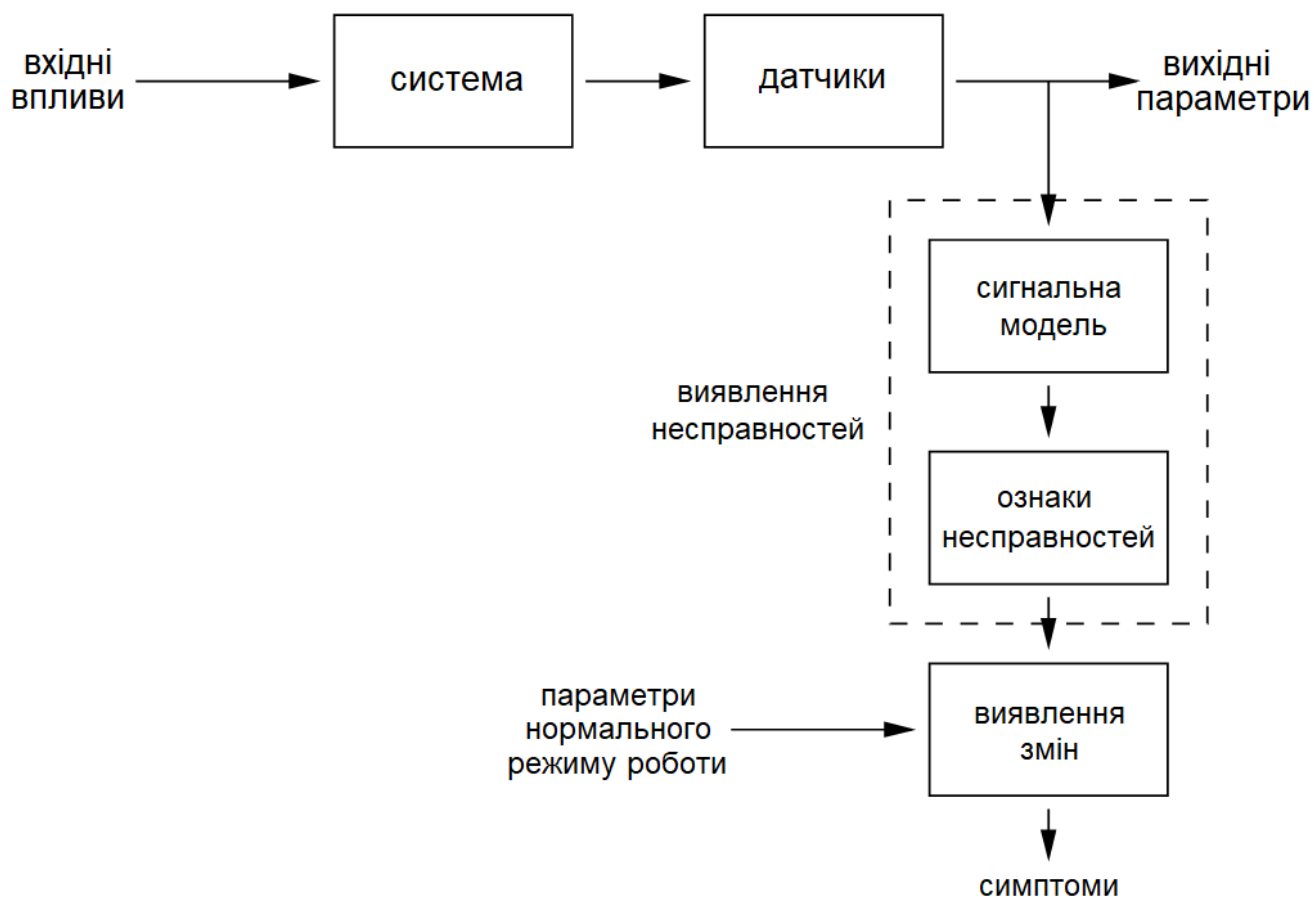


Рис. 2.2 – Виявлення несправностей з використанням сигнальних моделей

Наприклад, авторами [50-51] пропонується визначати параметри холодильного циклу, енергоефективність та надійність СХУ, використовуючи

зазначений метод виявлення несправностей на основі сигнальних моделей. Для цього передбачається вимірювання поточних значень тиску і температури на вході і виході випарника і компресора, а також електричних величин: підведеної до затискувачів електродвигуна напруги, споживаного фазного струму і активної електричної потужності (рис. 2.3).

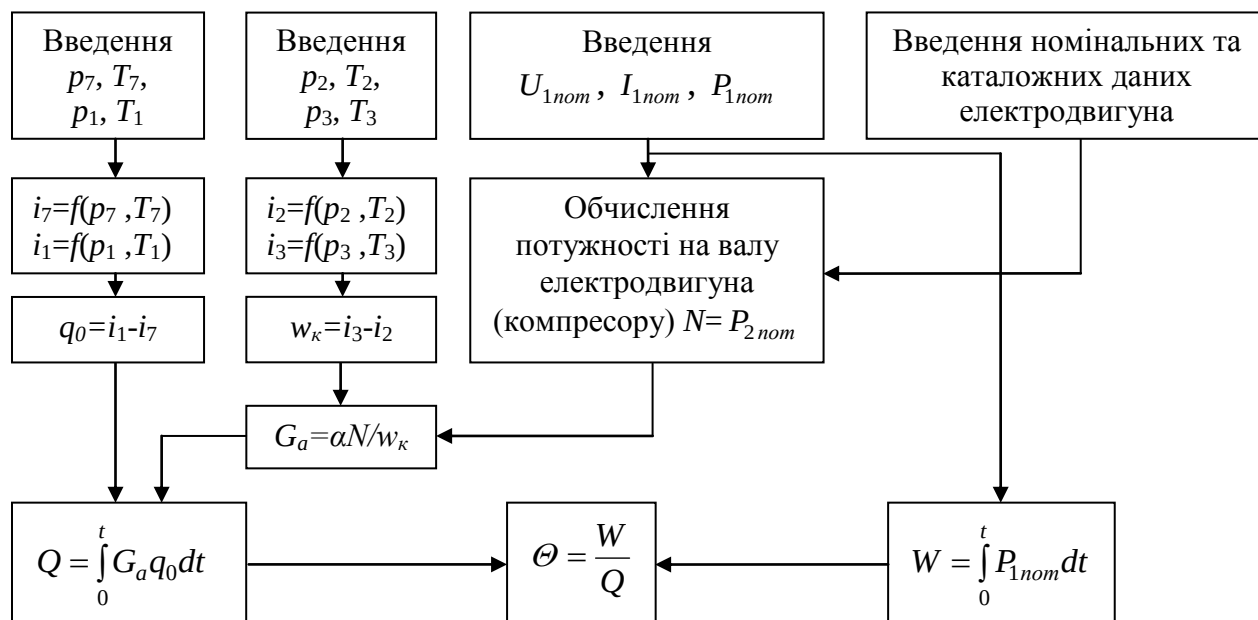


Рис. 2.3 – Алгоритм обчислення холодильного коефіцієнту СХУ

Наведений алгоритм на думку авторів також може бути основою для виявлення основних несправностей СХУ, які перешкоджають її нормальній роботі або можуть бути причиною аварії. Проте слід зазначити, що такий спосіб визначення енергоефективності та надійності СХУ не враховує взаємозв'язків її окремих елементів та мінливий характер теплового навантаження особливо в умовах плавання на великі відстані. Крім того запропонований метод визначення масової витрати холодильного агенту з використанням коефіцієнту постійних механічних втрат компресора викликає деякі сумніви стосовно достовірності такої оцінки.

Позбавитися зазначених недоліків при визначенні технічного стану та виявленні несправностей СХУ можливо з використанням методів на основі моделей системи. На відміну від сигнальних моделей, такий підхід до виявлення несправностей передбачає побудову математичної чи обчислювальної моделі

системи, що контролюється (рис. 2.4). Моделі будуються із заданою структурою та набором параметрів, які або встановлюються, коли модель була обрана, або ініціалізуються набором даних, які, як відомо, представляють поведінку системи в нормальному режимі роботи.

Після ініціалізації моделі помилки параметризації моделі можна виявити, керуючи її входами, які пов'язані з входами реальної системи та порівнявши вихідні сигнали моделі з вихідними параметрами реальної системи. Однією з головних переваг цього підходу є те, що він дозволяє робити висновки про роботу системи, які не є безпосередньо видимими, але впливають із взаємозв'язку між низкою змін параметрів системи, які можуть являтися умовою несправності.

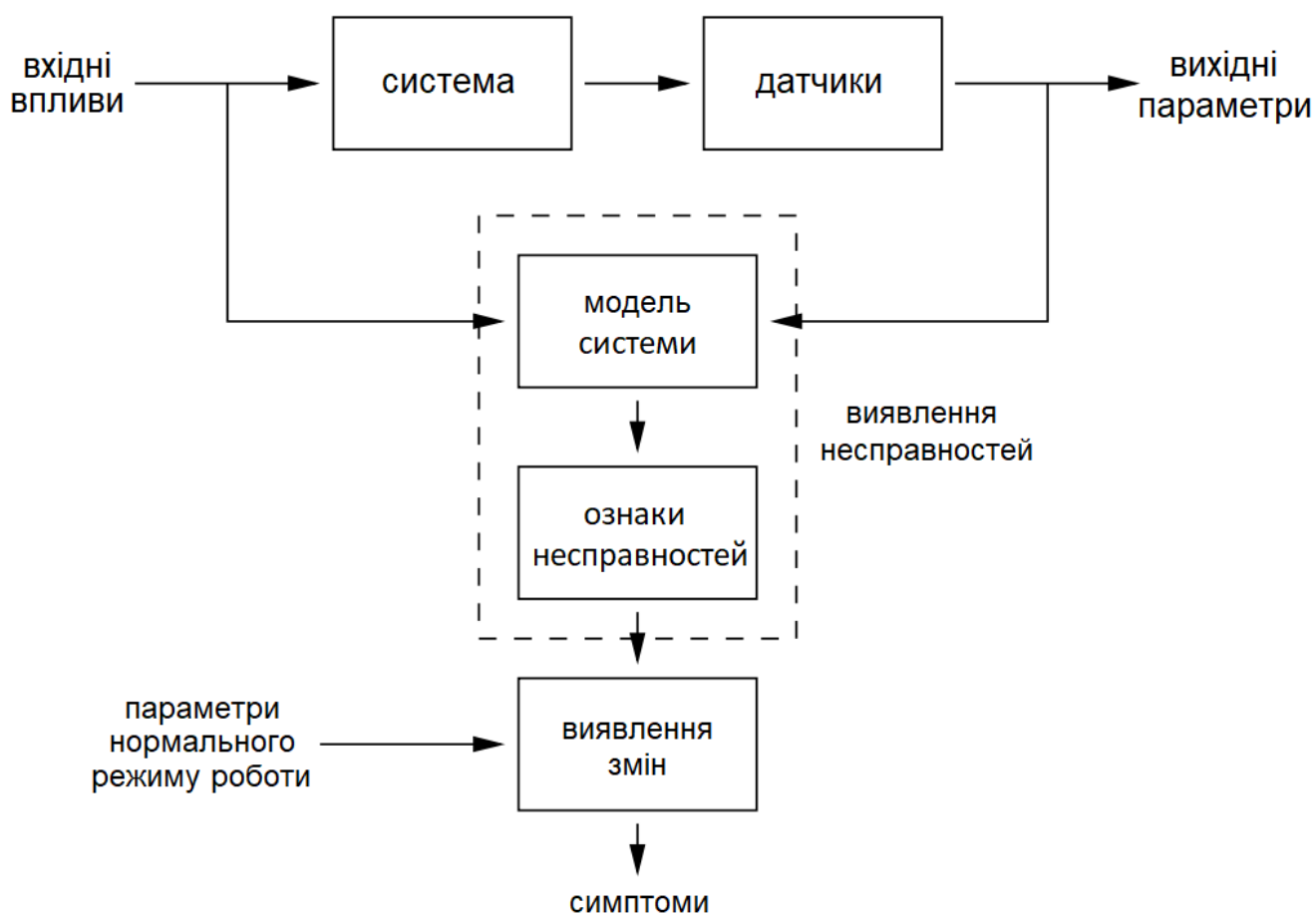


Рис. 2.4 – Виявлення несправностей з використанням моделі системи

Додатковою перевагою підходу FDD з використанням моделі системи є можливість побудови на основі моделі не тільки інструменту діагностування та контролю технічного стану СХУ, але й системи керування для підвищення

енергетичної ефективності установки.

Відповідно до розглянутого методу FDD СХУ представляється у вигляді моделей її окремих елементів (випарника, конденсатора, компресора, терморегулюючого вентиля) із зв'язками між ними (рис. 2.5).

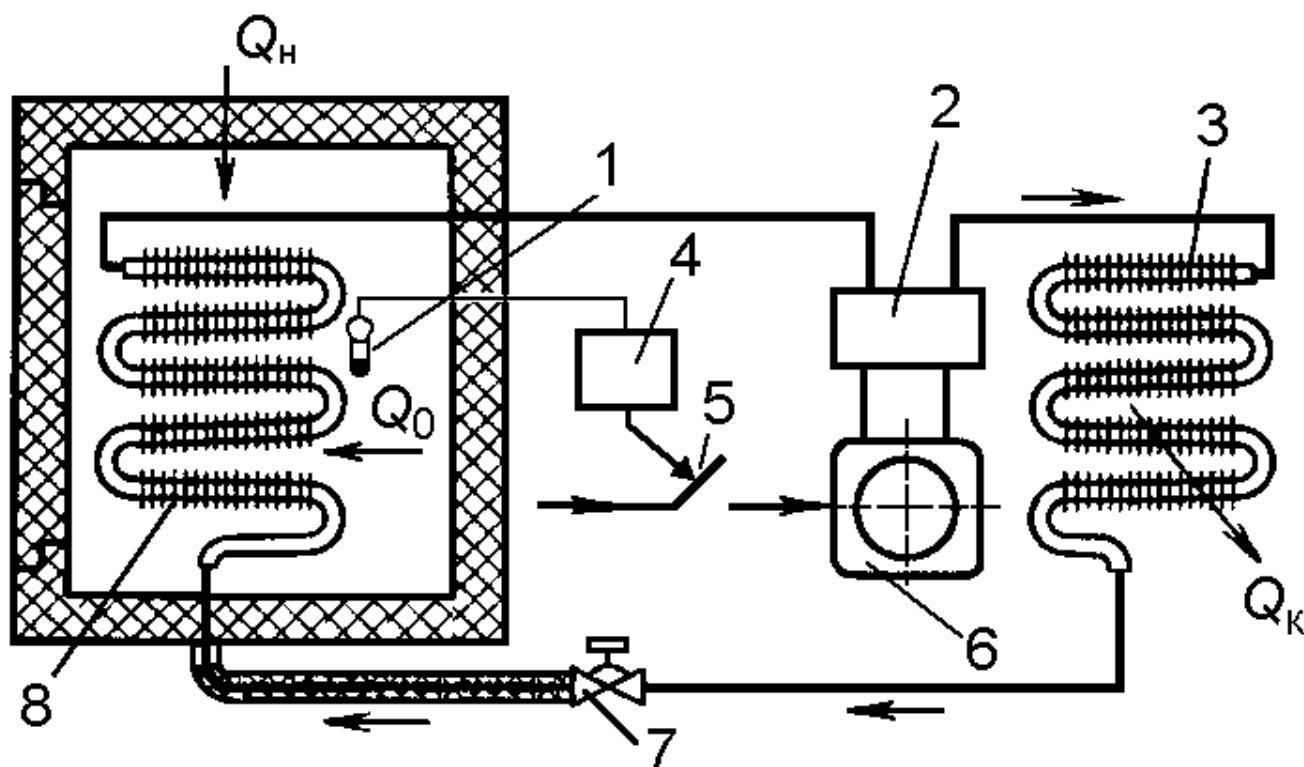


Рис. 2.5 – Функціональна схема СХУ [16]

1 – датчик температури, 2 – компресор, 3 – конденсатор, 4 – регулятор, 5 – ключ, 6 – електродвигун, 7 – терморегулюючий вентиль, 8 – випарник

Ці моделі відбивають основні фізичні явища, що протікають в СХУ, тому на підставі їх даних можливо безпосередньо робити висновки про поведінку установки в цілому з метою виявлення і усунення несправностей, а також ефективного керування продуктивністю. На основі моделі випарника можливо створити ефективну систему керування виробництвом холоду СХУ при змінах теплового навантаження і параметрів самої установки [16, 56]. Наявність в складі системи керування моделі конденсатора додатково може підвищити енергетичну ефективність СХУ за рахунок регулювання тиску конденсації [15, 57, 58]. Використання зазначених моделей та моделі компресора [12, 18] в складі системи діагностики та контролю технічного стану СХУ дає змогу вірно та вчасно виявити

симптоми несправностей і швидко їх усунути.

Виходячи з вищенаведеного з урахуванням висновків, зроблених в першому розділі за результатами аналізу особливостей роботи та технічного стану СХУ, мету дослідження можливо сформулювати наступним чином: підвищення надійності, терміну експлуатації та енергетичної ефективності СХУ шляхом використання імітаційних моделей діагностованих вузлів СХУ.

Для досягнення поставленої мети висунута робоча гіпотеза, яка полягає у існуванні таких імітаційних моделей діагностованих вузлів СХУ, що дозволять проводити достовірну оцінку їх основних параметрів функціонування в змінних режимах роботи.

Основною складністю при виявленні несправностей є те, що вони не пов'язані із симптомами одиничними зв'язками, як показано на рис. 2.6.

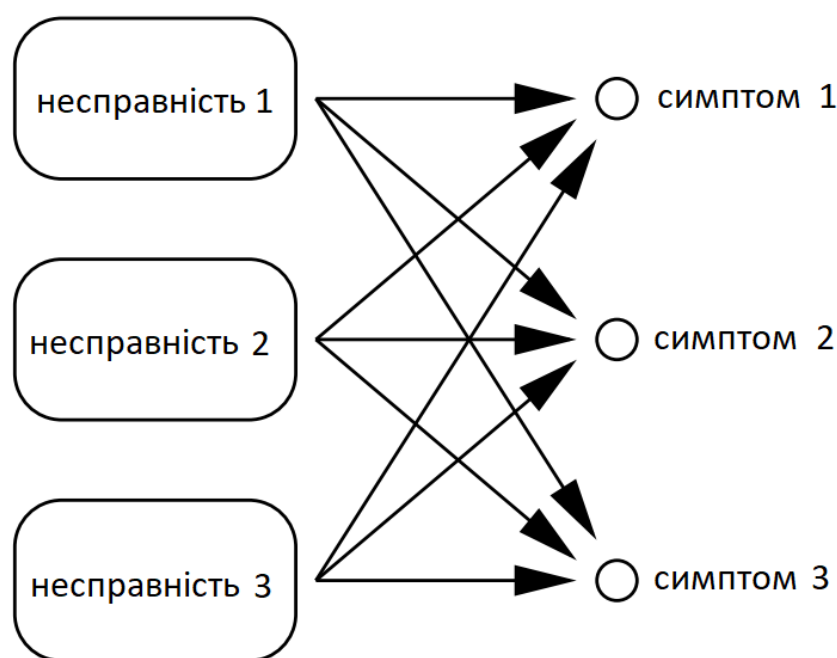


Рис. 2.6 – Зв'язок несправностей з симптомами

Як видно з рис. 2.6, певна несправність може виявлятися через низку різних симптомів, і навпаки, множина різних несправностей може проявлятися з однаковим набором симптомів несправності. Метод FDD, в ідеалі повинен бути в змозі проаналізувати заданий набір симптомів несправностей та визначити, які несправності, з усіх можливих, впливають на систему в будь-який момент часу. Це особливо складно, оскільки симптоми несправностей не обов'язково є

бінарними величинами, тому діагностичний модуль повинен визначати відносний внесок різних несправностей у спостережувану величину даного симптому. Псевдо-математична аналогія цій ситуації, запропонована [59], приймає таку форму:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{m1} & a_{m2} & \dots & a_{mn} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \text{несправність 1} \\ \text{несправність 2} \\ \dots \\ \text{несправність n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{симптом 1} \\ \text{симптом 2} \\ \dots \\ \text{симптом m} \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Загалом методика, що використовується методами FDD та вирішує цю проблему, називається ізоляцією несправностей. З урахуванням (2.1) це можна представити як діагоналізацію діагностичної матриці несправностей, що містить вагові коефіцієнти  $a_{ij}$ . Вірне визначення вагових коефіцієнтів в значній мірі залежить від типу і місця розташування датчиків в СХУ. За відсутності технічної можливості виміряти той чи інший параметр СХУ можливо вдаватися до засобів імітаційного моделювання з використанням спостерігачів стану [13, 14, 19].

Для реалізації методики ізоляції та діагностики несправностей можна застосувати низку різних підходів. Ці підходи, як правило, підпадають під задачу класифікації, оскільки окреслена проблема, по суті, є однією із задач класифікації набору спостережуваних симптомів як відповідних одній чи декільком несправностям. Існує багато різних методів класифікації, а саме: класифікація Байєса [60], геометричні класифікатори, дерева рішень, нейронні мережі та алгоритми кластеризації [61]. Кожен з цих методів має свої сильні та слабкі сторони, і вірну методику для даного методу FDD можна вибрати лише шляхом її оцінки в контексті СХУ.

### 2.3 Технологічна карта наукового дослідження

Для методологічного забезпечення дисертаційного дослідження у відповідності до теорії системного аналізу та методів наукового пізнання [62, 63] була розроблена технологічна карта (рис. 2.7). Вона відображає послідовність проведення наукових доказів для розв'язання головного та допоміжних завдань,



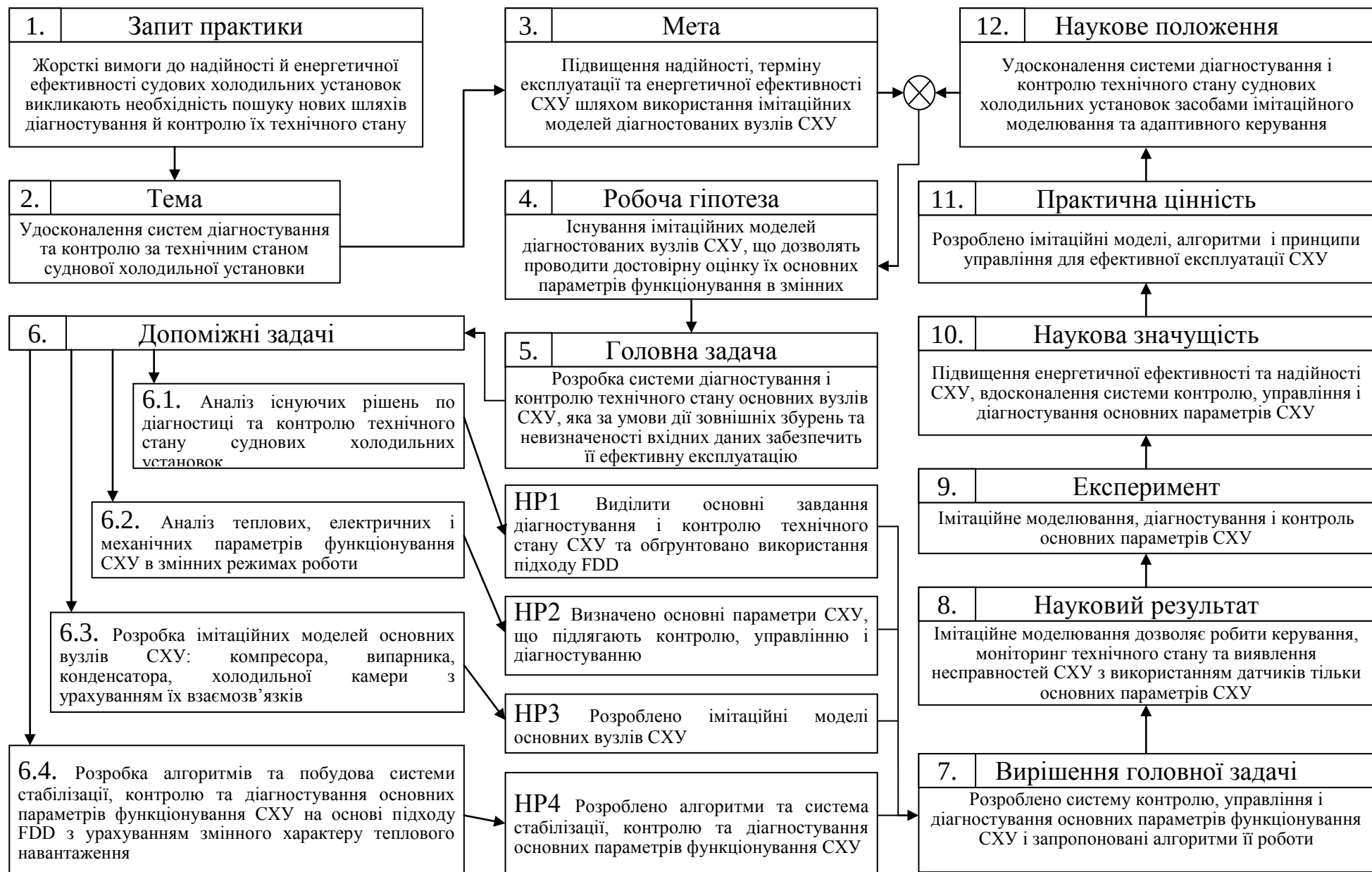


Рис. 2.7 – Технологічна карта

дозволяє сформулювати основні компоненти наукового дослідження.

На підставі сформульованої у параграфі 2.2 мети та робочої гіпотези головна задача дисертаційного дослідження визначена як: розробка системи керування, діагностування і контролю технічного стану основних вузлів СХУ, яка за умови дії зовнішніх збурень та невизначеності вхідних даних забезпечить її ефективну експлуатацію. Поставлена головна задача розв'язується шляхом декомпозиції її на ряд незалежних допоміжних задач.

Перша допоміжна задача на основі методів наукового пізнання спрямована на аналіз існуючих рішень по діагностиці та контролю технічного стану СХУ. Науковим результатом розв'язання першої допоміжної задачі є окреслення основних завдань діагностування і контролю технічного стану СХУ та обґрунтування застосування підходу FDD.

Друга допоміжна задача передбачає проведення синергетичного аналізу теплових, електричних і механічних параметрів функціонування СХУ в змінних режимах її роботи в умовах плавання. Науковим результатом розв'язання другої допоміжної задачі є визначення основних параметрів СХУ, що підлягають контролю, управлінню і діагностуванню, з урахуванням їх взаємних зв'язків та мінливого характеру теплового навантаження.

Третя допоміжна задача на підставі методів чисельного моделювання спрямована на розробку імітаційних моделей основних вузлів СХУ: компресора, випарника, конденсатора, ХК, що враховують їх зв'язок між собою та вплив зовнішніх чинників. Науковим результатом розв'язання третьої допоміжної задачі є імітаційні моделі основних вузлів СХУ, на основі яких можливо побудування системи діагностування та контролю технічного стану СХУ з використанням підходу FDD.

Четверта допоміжна задача визначається як розробка алгоритмів і побудова системи стабілізації, контролю та діагностування основних параметрів функціонування СХУ: температури кипіння, конденсації, об'єкта, що охолоджується, тиску конденсації, холодильного коефіцієнта, моменту опору компресора з урахуванням змінного характеру теплового навантаження.

Науковим результатом розв'язання четвертої допоміжної задачі є розроблена підсистема контролю та стабілізації тиску конденсації, що дозволяє підвищити енергетичну ефективність СХУ; розроблений алгоритм визначення холодильного коефіцієнту в умовах невизначеності та обмеженості вхідних даних, що дозволяє в реальному часі оцінювати енергетичну ефективність СХУ; розроблений алгоритм та підсистема діагностики обмерзання випарника СХУ; розроблена система пошуку та діагностування основних несправностей СХУ, яка забезпечить її ефективну експлуатацію з наданням рекомендацій вахтовому механіку.

На підставі отриманих наукових результатів розв'язання головної задачі дисертаційного дослідження вбачається в розробці алгоритмів і системи керування, контролю і діагностування основних параметрів функціонування СХУ шляхом використання методів імітаційного моделювання у відповідності до методу FDD з використанням мінімально необхідної кількості датчиків.

Наукова значущість результатів дисертаційного дослідження полягає в підвищенні енергетичної ефективності та надійності СХУ за рахунок удосконалення системи стабілізації тиску конденсації та імітаційної моделі процесу зміни температури кипіння та ХК, розробці алгоритмів адаптивної ідентифікації моменту опору компресору та холодильного коефіцієнту, удосконалення системи контролю і діагностування основних параметрів СХУ.

Практична цінність результатів дисертаційного дослідження полягає в у тому, що всі отримані імітаційні моделі, алгоритми ідентифікації та керування, технічні, програмні засоби можуть бути використанні при експлуатації СХУ на всіх без винятку суднах світового флоту та, зокрема, флоту України для підвищення енергетичної ефективності, надійності та зменшення аварійності холодильного обладнання під час плавання. Вони також можуть бути використані у галузях суднобудування та судноремонту для обладнання суден різноманітного типу, високонадійними та енергоефективними системами виробництва холоду та при навчанні або підвищенні кваліфікації судових механіків.

Наукові результати, отримані при виконанні дисертаційного дослідження, дозволяють сформулювати наукове положення як удосконалення системи

діагностування і контролю технічного стану СХУ засобами імітаційного моделювання та адаптивного керування, що забезпечує їх високий рівень енергетичної ефективності та надійності.

## **2.4 Методика проведення дисертаційного дослідження**

У відповідності до технологічної карти (рис. 2.7) була розроблена методика проведення теоретичних та експериментальних досліджень, яка встановлює послідовність виконання основних етапів дисертаційної роботи з використанням відповідних методів.

Згідно з методологією наукових досліджень [63] на першому етапі за допомогою методу дедукції необхідно провести аналіз основних напрямків вирішення проблеми недостатньої енергетичної ефективності та надійності функціонування СХУ в умовах плавання. Така проблема обумовлена суттєвою зміною теплового навантаження в період плавання і недосконалістю існуючих систем керування, діагностики та контролю технічного стану СХУ. За результатами аналізу обирається основний напрямок і тема дисертаційного дослідження.

Другий етап, як показано на технологічній карті, має бути направлений на декомпозицію головної задачі на ряд незалежних допоміжних задач. Для їх розв'язання використовуються методи та теорії, що забезпечують методологічне обґрунтування напрямків дисертаційного дослідження. В результаті отримується реалізація даних напрямків у вигляді аналітичних виразів, алгоритмів та імітаційних моделей, за допомогою яких можливо контролювати в реальному часі основні параметри функціонування СХУ в залежності від умов зовнішнього середовища та теплового навантаження.

Третім етапом виконання дисертаційного дослідження є створення імітаційних моделей окремих вузлів СХУ: компресора, випарника, конденсатора. Розроблені моделі повинні адекватно відображати процеси, які протікають в СХУ, та враховувати взаємні зв'язки елементів СХУ та дію основних зовнішніх впливів.

Результати дослідження імітаційних моделей створюють основу для побудови системи діагностики і контролю технічного стану СХУ.

Заключним етапом дисертаційного дослідження стає розробка системи керування, діагностики та контролю технічного стану СХУ, яка буде включати наступні складові: підсистему контролю та стабілізації тиску конденсації, алгоритм та підсистему оцінки холодильного коефіцієнта, підсистему оцінки навантаження на валу компресора з використанням спостерігачів стану, алгоритм та підсистему діагностики обмерзання випарника, алгоритм та підсистему пошуку та діагностування несправностей з наданням відповідних рекомендацій. Під час реалізації даного етапу слід уніфікувати системи, що розробляються, з точки зору програмного забезпечення, що використовується, та забезпечити відносну просту їх інтеграцію в існуючі системи комплексної автоматизації суднових технічних засобів за допомогою методів імітаційного моделювання та загальновідомих програмних продуктів.

## **2.5 Висновки до другого розділу**

1. На основі експертного оцінювання проблемних питань пов'язаних з експлуатацією СХУ по факторам: актуальності, наукової новизни, економічності, ефективності, відповідності наукової спеціальності, можливості реалізації, обрана тема і сформульовані основні напрямки дисертаційного дослідження.

2. За допомогою системного підходу сформульована мета дисертаційного дослідження, для досягнення якої висунута робоча гіпотеза. Показано, що найбільш ефективним підходом до діагностування та контролю технічного стану СХУ є метод FDD на основі моделей системи. Застосування методу FDD в складі системи керування додатково забезпечить регулювання параметрів СХУ у відповідності до алгоритмів усунення несправностей.

3. На підставі висунутої робочої гіпотези сформульована головна задача дисертаційного дослідження. За допомогою системного аналізу та методології наукових досліджень складена технологічна карта досліджень, яка передбачає

декомпозицію головної задачі на чотири незалежні допоміжні задачі. Визначені наукові результати для кожної із задач, на підставі яких знайдений розв'язок головної задачі дослідження, показана наукова значущість та практична цінність результатів досліджень, сформульоване наукове положення.

4. Розроблена комплексна методика проведення дисертаційного дослідження, яка базується на основних етапах виконання дисертаційної роботи за допомогою методів та теорій, які забезпечують методологічне обґрунтування напрямків дисертаційного дослідження.

## РОЗДІЛ 3

### АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК В ЗМІННИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

#### 3.1 Термодинамічний аналіз циклу роботи суднової холодильної установки

На рис. 3.1 наведено структурну схему одноступеневої парокомпресійної СХУ [16]. Зі структурної схеми випливає, що для відводу тепла  $Q_0$  з ХК за допомогою випарника холодильна машина (ХМ) споживає електричну енергію  $E$ . При цьому з навколишнього середовища в ХК через огороження надходить тепло  $Q_n$ , а за допомогою конденсатора ХМ від системи відводиться тепло  $Q_k$  в навколишнє середовище.

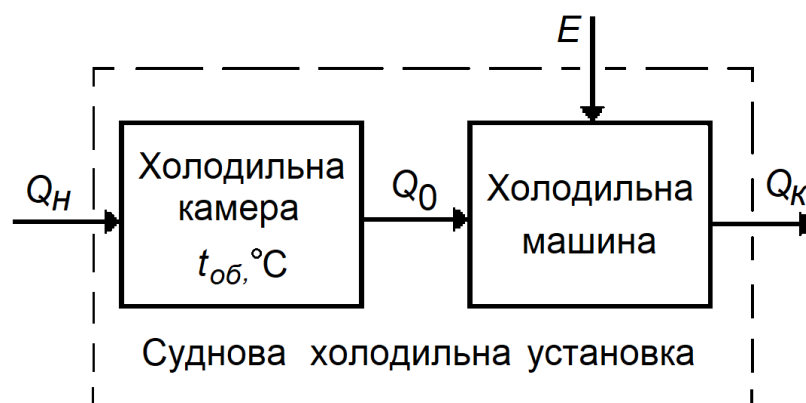


Рис. 3.1 – Структурна схема СХУ

Рівняння енергетичного балансу згідно зі структурною схемою (рис. 3.1):

$$Q_k = Q_0 + E \quad (3.1)$$

Для підтримки температури охолоджуваного об'єкта  $t_{об}$  всередині ХК в заданих межах, як випливає зі структурної схеми, необхідно забезпечити рівність теплових потоків  $Q_0 = Q_n$ .

Температурні режими СХУ визначаються з співвідношень [64, 65]:

$$t_0 = t_{об} - \frac{Q_0}{k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon}} = t_{об} - \Delta t_{\epsilon} \quad (3.2)$$

$$t_k = t_n + \frac{Q_0 + N_c}{k_k \cdot F_k} = t_n + \Delta t_{k\partial} \quad (3.3)$$

де:  $t_0$  і  $t_k$  – температури кипіння і конденсації ХА, °С;  $Q_0$  – кількість тепла, яке відводиться від охолоджуваного об'єкта в ХК, Вт;  $N_c = w_c \cdot m_{xa}$  – потужність стиснення компресора, Вт;  $w_c$  – питома робота стиснення, Дж/кг;  $m_{xa}$  – масова витрата ХА, кг/с;  $k_g \cdot F_g$ ,  $k_k \cdot F_k$  – відповідно, коефіцієнти теплопровідності випарника і конденсатора, Вт/°С [65];  $\Delta t_g$  і  $\Delta t_{k\partial}$  – відповідно, температурні напори на випарнику і конденсаторі, °С;  $t_n$  – температура зовнішнього середовища, °С.

З (3.2) нескладно визначити теплоприплив до випарника  $Q_0$ :

$$Q_0 = k_g \cdot F_g \cdot (t_{o\partial} - t_0). \quad (3.4)$$

Кількість тепла  $Q_g$ , яке відводиться в випарнику [64]:

$$Q_g = \Delta h \cdot m_{xa}, \quad (3.5)$$

де  $\Delta h$  – різниця ентальпій ХА на виході і вході в випарник, Дж/кг.

Теплоприплив  $Q_n$  з навколишнього середовища можна визначити як:

$$Q_n = k_n \cdot F_n \cdot (t_n - t_{o\partial}), \quad (3.6)$$

де  $k_n \cdot F_n$  – коефіцієнт теплопровідності, стінок ХК, Вт/°С.

Якщо за допомогою ХМ забезпечується повна рівність теплоприпливів  $Q_0 = Q_n$ , то з урахуванням (3.2), (3.4) і (3.5) температура охолоджуваного об'єкта в ХК:

$$t_{o\partial} = t_0 + \Delta h \cdot \frac{m_{xa}}{k_g \cdot F_g}, \quad (3.7)$$

З аналізу наведених виразів випливає, що основним параметром функціонування СХУ є температура охолоджуваного об'єкта, підтримання якої в заданих межах можливо шляхом зміни:

- температури кипіння ХА  $t_0$ , °С;
- коефіцієнта теплопровідності випарника  $k_g \cdot F_g$ , Вт/°С;
- масової витрати  $m_{xa}$  ХА через компресор, кг/с.

Найбільш простий спосіб стабілізації температури охолоджуваного об'єкта, який використовується в СХУ, – зміна середнього значення витрати ХА шляхом



періодичного вмикання і вимикання компресора (рис. 2.5).

Необхідність стабілізації температури в ХК, а, отже, і температури кипіння ХА обумовлена тим, що при заданих теплових навантаженнях, компресор СХУ повинен підтримувати величину тиску всмоктування достатню для повного відведення пари з випарника.

Очевидно, що при двохпозиційному регулюванні роботи компресора температура кипіння змінюється в заданих межах, і її середнє значення  $t_{0cp}$  дорівнюватиме необхідному (рис. 3.2).

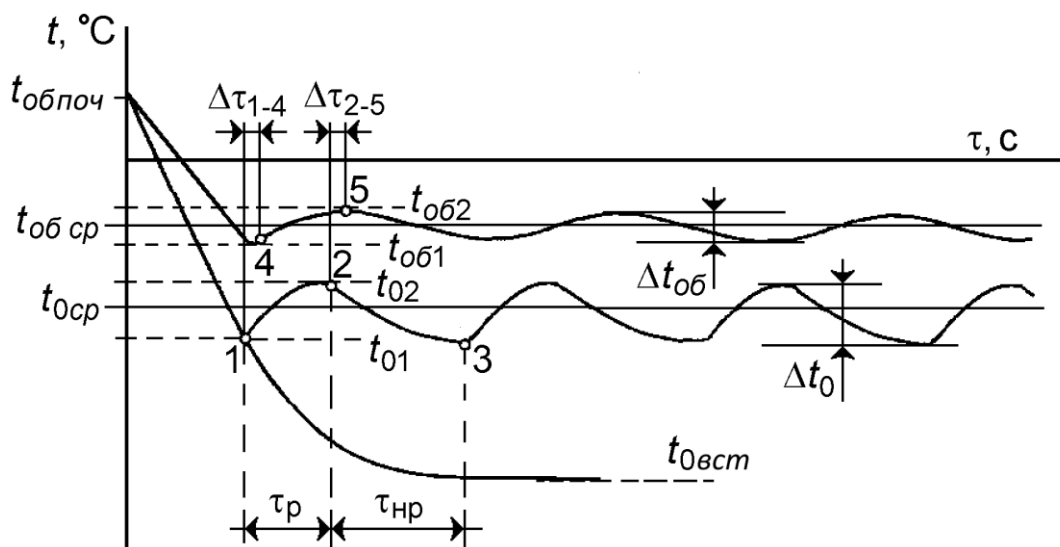


Рис. 3.2 – Зміна температури кипіння і охолоджувального об'єкта при двопозиційному регулюванні роботи компресора

Як видно з рис. 3.2, цикл роботи суднової ХМ при двопозиційному управлінні складається з двох ділянок:

- неробочий (ділянка 1-2, компресор відключений, температура холодильного агента підвищується від  $t_{01}$  до  $t_{02}$  за час  $\tau_{нр}$ );
- робочий (ділянка 2-3, компресор працює, температура холодильного агента знижується від  $t_{02}$  до  $t_{01}$  за час  $\tau_p$ ).

Аналіз рис. 3.2 показує, що зміна температури кипіння і охолоджуваного об'єкта досить точно може бути описано аперіодичним законом, але з різними постійними часу на ділянках 1-2 і 2-3.

Очевидно, що вказані постійні часу залежать від коефіцієнта

теплопрохідності випарника  $k_e \cdot F_e$  [32] та теплоприливу  $Q_n$  з навколишнього середовища. Загальновідомо, що параметри навколишнього середовища в процесі плавання змінюються в широких границях, так як судно на своєму шляху може перетинати декілька кліматичних зон. В теплих водах стала часу охолодження в робочу частку циклу зростає, відповідно збільшуються енергетичні затрати на виробництво одиниці холоду. В холодних водах відбуваються зворотні процеси. Зважаючи на це, можна стверджувати, що СХУ працюють в умовах постійної зміни теплового навантаження з боку навколишнього середовища, що в свою чергу може спричиняти суттєву зміну їхньої енергетичної ефективності.

Другим параметром, який може являтися одним з симптомів загання процесу охолодження, є вихід значення коефіцієнту теплопрохідності випарника  $k_e \cdot F_e$  за допустимі межі, наприклад, при появі снігової шуби на поверхні випарника. В такому випадку буде відбуватися збільшення енергетичних витрат в СХУ та зниження її енергоефективності, що потребує додаткового моніторингу.

Таким чином, отриманий аналіз створює основу для побудови моделі температурних режимів в СХУ. Можливості виявлення симптомів зниження енергетичної ефективності СХУ в змінних режимах роботи за допомогою моделювання потребує проведення попереднього енергетичного аналізу холодильного циклу.

### **3.2 Енергетичний аналіз холодильного циклу суднової холодильної установки**

Оцінка досконалості робочого циклу і визначення шляхів зниження енергетичних витрат на досягнення необхідного результату є метою термодинамічного аналізу будь-якої енергетичної установки, в тому числі СХУ. При дослідженні холодильних систем можна виділити три групи, засновані на енергетичному [66, 67], ексергетичному [67] і ентропійно-статистичному [68] методах термодинамічного аналізу.

Енергетичний аналіз холодильного циклу ґрунтується на першому законі

термодинаміки, який уявляє собою закон збереження і перетворення енергії. Тому результати його застосування можуть дати уявлення про величини та розподіл енергетичних втрат. Внаслідок цього даний метод широко застосовується в холодильній техніці при оцінці енергетичної ефективності діючих холодильних установок.

Незважаючи на те, що ексергетичний метод використовується при термодинамічному аналізі холодильних систем, він більш застосовний до аналізу установок, метою яких є отримання роботи. Крім того, слід зазначити, що ексергія не є параметром стану робочої речовини, оскільки залежить від параметрів навколишнього середовища та характеристик процесу перетворення енергії. Все це ускладнює ексергетичний аналіз холодильних систем.

В свою чергу ентропійно-статистичний метод аналізу ґрунтується на другому законі термодинаміки та понятті ентропії, яка є однозначною, безперервною і кінцевою функцією параметрів стану робочої речовини. Проте такому методу притаманний один суттєвий недолік, а саме, необхідність використання статистичної інформації, що виключає його застосування для «швидкої» оцінки технічного стану СХУ.

З огляду на зазначене в подальшому розглядаємо енергетичний метод аналізу СХУ. Результатом енергетичного аналізу є знаходження дійсного холодильного коефіцієнта, який є критерієм оцінки ефективності холодильної установки.

Основою для проведення аналізу є рівняння енергетичного балансу (3.1). Оскільки маса ХА в процесі роботи СХУ залишається незмінною, зручно користуватися питомими значеннями відповідних параметрів холодильного циклу. Враховуючи це, а також той факт, що при дроселюванні ХА зовнішня робота не здійснюється, рівняння енергетичного балансу (3.1) перетвориться до вигляду:

$$q_k = q_0 + w_c \quad (3.8)$$

де:  $q_0$  – питома кількість тепла, яке відводиться від охолоджуваного об'єкта в ХК, Вт/кг;  $q_k$  – питома кількість тепла, яке відводиться конденсатором в навколишнє

середовище, Вт/кг.

Всі складові рівняння (3.8) можуть бути визначені через параметри дійсного холодильного циклу СХУ, зокрема, через різницю ентальпій у характерних точках (рис. 3.3).



Рис. 3.3 – Дійсний холодильний цикл СХУ

Питома холодопродуктивність СХУ визначається як різниця ентальпій на лінії кипіння:

$$q_0 = h_1 - h_7, \quad (3.9)$$

де:  $h_1$  – ентальпія ХА в кінці процесу кипіння (на виході випарника), Вт/кг;  $h_7$  – ентальпія ХА на початку процесу кипіння (на вході випарника), Вт/кг.

Питома теплота, що передається в навколишнє середовище, дорівнює різниці ентальпій на лінії конденсації:

$$q_k = h_5 - h_4, \quad (3.10)$$

де:  $h_5$  – ентальпія ХА в кінці процесу конденсації (на виході конденсатора), Вт/кг;  $h_4$  – ентальпія ХА на початку процесу конденсації (на вході конденсатора), Вт/кг.

Питома робота стиснення компресора дорівнює різниці ентальпій на лінії стиснення:

$$w_c = h_3 - h_2, \quad (3.11)$$

де:  $h_3$  – ентальпія ХА в кінці процесу стиснення (на лінії нагнітання), Вт/кг;  $h_2$  – ентальпія ХА на початку процесу стиснення (на лінії всмоктування), Вт/кг.

Питомий холодильний коефіцієнт визначається співвідношенням:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{w_c} = \frac{h_1 - h_7}{h_3 - h_2}. \quad (3.12)$$

Отриманий коефіцієнт не може слугувати критерієм оцінки енергетичної ефективності СХУ, оскільки він не дає уявлення про ступінь термодинамічної досконалості ХМ. За допомогою питомого холодильного коефіцієнту можливо лише визначити міру відхилення дійсного холодильного циклу СХУ від теоретичного, що може бути одним з симптомів виникнення несправностей при експлуатації.

Існують різні показники ефективності для енергетичної оцінки холодильних систем, засновані на різних стандартах або принципах. Більшість цих показників ефективності застосовуються виключно для сертифікації таких компонентів, як компресори або теплообмінники, в стандартизованих умовах проведення випробування в лабораторіях. Деякі приклади різних показників ефективності [69]:

- коефіцієнт продуктивності COP (Coefficient of Performance) [70, 71];
- коефіцієнт енергетичної ефективності EER (Energy Efficiency Ratio) [70, 71];
- європейський сезонний коефіцієнт енергетичної ефективності ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio) [70, 71];
- сезонний коефіцієнт продуктивності SPF (Seasonal Performance Factor) [72];
- інтегральний коефіцієнт часткового завантаження IPLV (Integrated Part Load Value) [73] та інші.

Всі ці показники мають певні недоліки при застосуванні до СХУ. Наприклад, коефіцієнти COP та EER фактично уявляють собою миттєву оцінку енергетичної ефективності шляхом знаходження відношення кількості

виробленого холоду в одиницю часу до електричної потужності, споживаної компресором. При цьому потужність інших компонентів установки до уваги не береться. Визначення цих коефіцієнтів проводиться при 100 % завантаженні холодильної установки та при фіксованому значенні температури навколишнього середовища, що не відповідає умовам експлуатації СХУ.

Сезонні коефіцієнти ESEER та SPF є більш інтегральними показниками, оскільки враховують сезонні коливання температури навколишнього середовища та ступінь теплового завантаження холодильної установки. Проте кількість часу роботи обладнання під частковим навантаженням, яке закладається в ці показники, відрізняється в залежності від стандарту, що використовується [70, 71]. Використання показника IPLV додатково ще ускладнює процедуру визначення енергетичної ефективності.

Враховуючи вищезазначене, в даній роботі пропонується для оцінки енергетичної ефективності СХУ використовувати наступні показники [69]:

- загальний коефіцієнт холодопродуктивності TCOP (Total Coefficient of Performance), який може застосовуватися для «швидкої» оцінки енергетичної ефективності

$$TCOP = \frac{P_0}{\sum P_e}, \quad (3.13)$$

де:  $P_0$  – кількість виробленого холоду в одиницю часу, Вт;  $\sum P_e$  – загальна споживана електрична потужність всіма елементами СХУ, Вт;

- загальний коефіцієнт енергетичної ефективності TEPF (Total Energy Performance Factor), який може бути сезонним в залежності від обраного проміжку часу

$$TEPF = \frac{Q_0}{\sum W_e}, \quad (3.14)$$

де:  $Q_0$  – кількість виробленого холоду, Дж;  $\sum W_e$  – загальна споживана електрична енергія всіма елементами СХУ, Дж.

Якщо в останньому виразі перейти до питомих величин, які достатньо просто можуть бути визначені з діаграми lgr-h (рис. 3.3), то можна отримати

наступне:

$$TEPF = \frac{\int_0^\tau (m_{xa} \cdot q_0) dt}{\int_0^\tau (p_{км} + p_k) dt}, \quad (3.15)$$

де:  $p_{км}$  – миттєва активна потужність, споживана компресором з електричної мережі, Вт;  $p_k$  – миттєва активна потужність, споживана електричним обладнанням конденсатора, Вт.

Величини  $p_{км}$  та  $p_k$  визначаються за вимірними значеннями струму, напруги та коефіцієнта потужності відповідного електрообладнання. Масову витрату ХА, враховуючи (3.3), можна визначити як

$$m_{xa} = \frac{N_c}{w_c}. \quad (3.16)$$

Таким чином визначення енергетичної ефективності СХУ окрім вимірювання і обчислення параметрів холодильного циклу та електричних параметрів також потребує знання величини потужності стискування компресора  $N_c$ , що передбачає проведення аналізу динаміки роботи компресора.

### 3.3 Аналіз динаміки роботи компресора СХУ

Розглянемо динаміку кривошипного механізму (КШМ) компресора, показану на рис. 3.4.

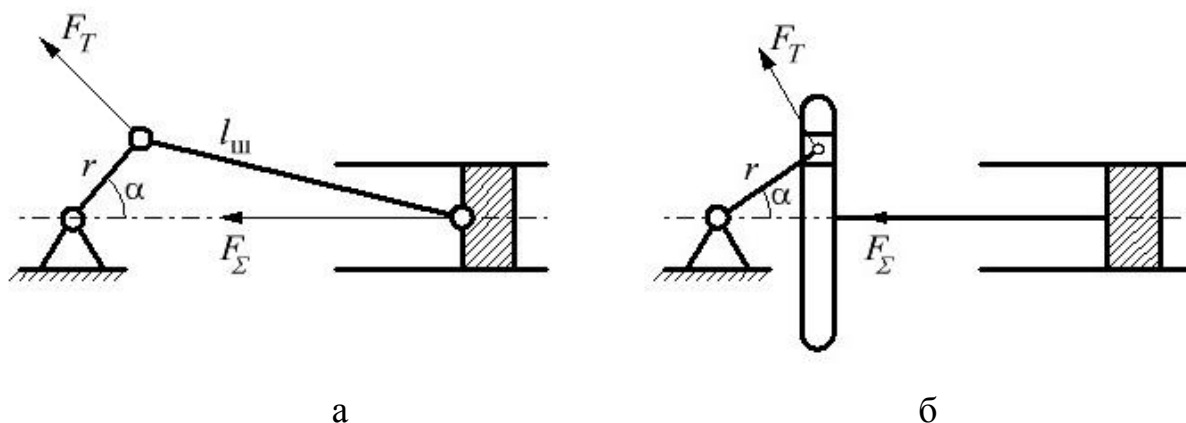


Рис. 3.4 – Кінематична схема кривошипного механізму компресора:

а - кривошипно-шатунний механізм; б - кривошипно-кулісний механізм

Різновиди КШМ компресора із шатуном (рис. 3.4, а) і кулісою (рис. 3.4, б) зустрічаються приблизно однаково в компресорах суднових холодильних установок [30] і дуже схожі за принципом дії. Крім того, можна стверджувати, що кривошипно-кулісний механізм є частковим випадком кривошипно-шатунного механізму з нескінченно довгим шатуном. Тому надалі будемо розглядати динаміку кривошипно-шатунного механізму, і при необхідності для кривошипно-кулісного механізму будемо приймати довжину шатуна  $l_{ш} \rightarrow \infty$ .

Відомо [33], що на поршень компресора в загальному випадку діє сумарна сила  $F_{\Sigma}$ , рівна:

$$F_{\Sigma} = F'_2 - F''_2 + F_j + F_{mp}, \quad (3.17)$$

де  $F'_2$  й  $F''_2$  – газові сили, що діють на поршень із боку циліндра й КШМ відповідно;  $F_j$  – сумарна сила інерції частин, що поступально рухаються, у цьому випадку поршня;  $F_{mp}$  – сили тертя, що діють на поршень. Силі  $F''_2$  звичайно приписують знак мінус, враховуючи її протилежну спрямованість силі  $F_{\Sigma}$ . Усі сили, що входять у вираз (3.17), залежать від кута повороту  $\alpha$  вала двигуна компресора, тому задача визначення потужності стиснення компресора зводиться до визначення залежностей  $F'_2(\alpha)$ ,  $F''_2(\alpha)$ ,  $F_j(\alpha)$  і  $F_{mp}(\alpha)$ .

У загальному випадку газова сила, що діє на поршень визначається тиском парів ХА  $p_2$  і площею поверхні поршня  $S_n$ :

$$F_2(\alpha) = p_2(\alpha) \cdot S_n. \quad (3.18)$$

Тиск парів ХА  $p_2$  з боку КШМ залежить від конструкції компресора (відкритий, герметичний) і витоків ХА із циліндра. Звичайне значення тиску  $p_2$  й пов'язане з ним значення сили  $F_2$  приймають незмінним. Таким чином,

$$F_2 = p_2 \cdot S_n. \quad (3.19)$$

Якщо зневажити втратами в нагнітальній та всмоктувальній лініях, залежність  $p_2(\alpha)$  можна описати аналітично, використовуючи схематизовану індикаторну діаграму роботи компресора [33], приклад якої зображений на



рис. 3.5.

Якщо відомі тиски нагнітання  $p_n$  і усмоктування  $p_v$  компресора, мертвий об'єм  $V_m$  і об'єм циліндра  $V_n$ , описуваний поршнем, а також показники політроп стиску  $n_c$  і зворотного розширення  $n_p$ , то залежність тиску парів ХА  $p'_c$  від описуваного об'єму  $V$  визначається наступним чином [33]:

$$\begin{aligned} p'_c(V) &= p_n \cdot \left( \frac{V_m}{V} \right)^{n_p}, \text{ політропа 1-2;} \\ p'_c(V) &= p_v \cdot \left( \frac{V_m + V_n}{V} \right)^{n_c}, \text{ політропа 3-4;} \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$p_v \leq p'_c(V) \leq p_n.$$

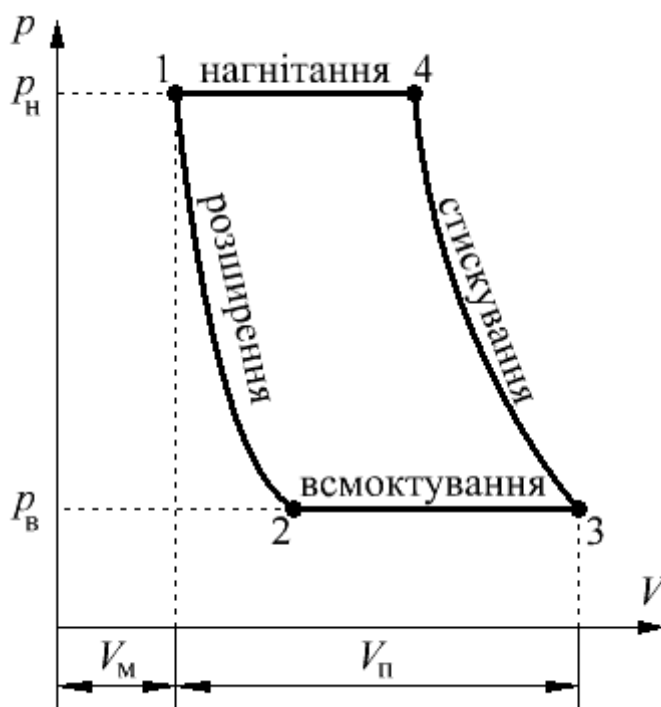


Рис. 3.5 – Спрощена індикаторна діаграма компресора

У свою чергу об'єм циліндра, описуваний поршнем, пропорційний ходу поршня  $h$ , який, виходячи з кінематичної схеми на рис. 3.4, можна приблизно описати наступним виразом:

$$h(\alpha) = r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (3.21)$$

де  $r$  – радіус кривошипа,  $\lambda_r = r/l_{ui}$  – відношення радіуса кривошипа до довжини

шатуна. Таким чином, об'єм, описуваний поршнем, за умови початку руху від нижньої мертвої точки [33]:

$$V(\alpha) = V_m + S_n \cdot h(\alpha) = V_m + S_n \cdot r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (3.22)$$

Підставивши вираз (3.22) в (3.20) і з урахуванням (3.18), одержимо остаточно:

$$F'_z(\alpha) = p_n \cdot S_n \cdot \left( \frac{V_m}{V_m + S_n \cdot r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]} \right)^{n_p}, \quad 0 \leq \alpha < \pi; \quad (3.23)$$

$$F'_z(\alpha) = p_s \cdot S_n \cdot \left( \frac{V_m + V_n}{V_m + S_n \cdot r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_r}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]} \right)^{n_c}, \quad \pi \leq \alpha < 2\pi;$$

$$p_s \cdot S_n \leq F'_z(\alpha) \leq p_n \cdot S_n.$$

Для кривошипно-кулісного механізму у виразі (3.23) необхідно покласти  $\lambda_r = 0$ .

Сумарна сила інерції частин КШМ компресора, що поступально рухаються, можна визначити, знаючи прискорення поршня  $j_n$  і зосереджену масу  $m_\partial$  усіх деталей механізму (поршня, штока, шатуна або крейцкопфа й куліси):

$$F_j(\alpha) = -m_\partial \cdot j_n(\alpha). \quad (3.24)$$

Прискорення поршня може бути отримане подвійним диференціюванням вираження ходу поршня (3.21) за часом:

$$j_n(\alpha) = \frac{d^2 l_n}{dt^2} = \frac{d^2 l_n}{d\alpha^2} \cdot \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = r \cdot \Omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_r \cdot \cos 2\alpha), \quad (3.25)$$

де  $\Omega$  – кутова частота обертання ротора двигуна компресора. Таким чином, сили інерції КШМ:

$$F_j(\alpha) = m_\partial \cdot r \cdot \Omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_r \cdot \cos 2\alpha). \quad (3.26)$$

Сили тертя, що діють на поршень, можна виразити через індикаторну потужність  $N_i$  і механічний ККД компресора  $\eta_m$  [10]:

$$F_{mp}(\alpha) = (0,6...0,7) \frac{N_i(\alpha)}{2 \cdot h \cdot n_2} \cdot \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right), \quad (3.27)$$

де  $n_2$  – частота обертання ротора двигуна компресора,  $\text{с}^{-1}$ ,  $\eta_m$  рекомендується приймати в межах 0,8...0,95. У свою чергу індикаторну потужність, якщо зневажити втратами в нагнітальній і усмоктувальній лініях, можна визначити як:

$$N_i(\alpha) = p_{\epsilon} \cdot V_n \cdot \left( 1 - \frac{V_m}{V_n} \cdot \left[ \left( \frac{p_n}{p_{\epsilon}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_n}{p_{\epsilon}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (3.28)$$

де  $k \approx n_c \approx n_p$  – показник адіабати [33]. Підставляючи вираз (3.28) в (3.27), одержимо:

$$F_{mp}(\alpha) = (0,6...0,7) \frac{p_{\epsilon} \cdot S_n}{2 \cdot n_2} \cdot \left( 1 - \frac{V_m}{V_n} \cdot \left[ \left( \frac{p_n}{p_{\epsilon}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \right) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_n}{p_{\epsilon}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \quad (3.29)$$

Таким чином, можна стверджувати, що сили тертя при зворотно-поступальних рухах поршня не залежать від кута повороту вала компресора, а лише змінюють свій напрямок при проходженні поршнем мертвих точок.

Момент опору, з яким одноциліндровий компресор протидіє обертанню вала вбудованого електродвигуна, визначається як:

$$M_c(\alpha) = F_T(\alpha) \cdot r, \quad (3.30)$$

де  $F_T(\alpha)$  – тангенціальна сила, що діє на кривошип (рис. 3.4). Залежність  $F_T(\alpha)$  може бути описана таким чином:

$$F_T(\alpha) = F_{\Sigma}(\alpha) \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (3.31)$$

Одночасно необхідно враховувати момент опору  $M_{mp.об}$ , що виникає в результаті дії сил тертя на обертовий кривошип із шатуном або кулісою з боку парів ХА. Даний момент опору завжди позитивний і визначається за аналогією з  $F_{mp}$ , як:

$$M_{mp.об}(\alpha) = (0,3...0,4) \frac{N_i}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_2} \cdot \left( \frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot r. \quad (3.32)$$

Остаточний момент опору компресора:

$$M_c(\alpha) = F_\Sigma(\alpha) \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\alpha \right) \cdot r + M_{mp.об}. \quad (3.33)$$

Використовуючи рівняння (3.33), можна розраховувати значення моменту опору однопоршневого компресора при будь-якому куті повороту вала приводного електродвигуна. Якщо компресор має декілька циліндрів ( $n > 1$ ), то сумарний момент опору визначають як суму моментів, що створюються поршнями кожного циліндру, зсунутих на кут  $\delta = 360/n$ :

$$M_{c\Sigma}(\alpha) = M_{c1}(\alpha) + M_{c2}(\alpha + \delta) + \dots + M_{cn}(\alpha + (n-1) \cdot \delta), \quad (3.34)$$

де  $n$  – кількість циліндрів компресора СХУ.

Потужність стискування визначається рівнянням потужності обертового руху вала компресора:

$$N_c = N_{km} \cdot \eta_{km} = M_{c\Sigma}(\alpha) \cdot \Omega \cdot \eta_{km}. \quad (3.35)$$

де  $\eta_{km}$  – ККД компресора СХУ.

Оскільки, як показано в роботах [12, 33], значення моменту опору компресора суттєво змінюється в залежності від кута повороту вала приводного електродвигуна, то для визначення потужності стискування доцільно користуватися середнім за один оборот вала значенням моменту опору:

$$M_{c\Sigma} = \int_0^{2\pi} M_{c\Sigma}(\alpha) d\alpha. \quad (3.36)$$

Остаточно потужність стискування

$$N_c = M_{c\Sigma} \cdot \Omega \cdot \eta_{km}. \quad (3.37)$$

Отримані рівняння (3.17) – (3.37) з урахуванням зроблених припущень можуть слугувати основою для моделювання динаміки поршневого компресора СХУ з метою визначення потужності стискування і питомої маси ХА. Основними вихідними параметрами для побудови моделі є тиски всмоктування і нагнітання та частота обертання ротора приводного електродвигуна. Додатково наведені рівняння дозволяють проводити ідентифікацію середнього моменту опору на валу приводного електродвигуна для виявлення можливих симптомів несправностей в роботі компресора.

### 3.4 Висновки до третього розділу

1. Проведений термодинамічний аналіз циклу роботи СХУ виявив, що одним з основних параметрів функціонування СХУ є температура охолоджуваного об'єкта та пов'язана з нею температура кипіння ХА. На вказані температури суттєво впливає низка параметрів, зокрема, температура навколишнього середовища та пов'язана з нею температура конденсації ХА, коефіцієнт теплопровідності випарника. Отримані залежності (3.1) – (3.7) створюють основу для побудови моделі температурних режимів в СХУ з метою виявлення можливих симптомів порушення нормальної роботи.

2. Проведений енергетичний аналіз холодильного циклу СХУ визначив показники досконалості холодильного циклу: загальний коефіцієнт холодопродуктивності TСОР та загальний коефіцієнт енергетичної ефективності TЕРF. Вказані коефіцієнти можуть слугувати показниками енергетичної ефективності СХУ при визначенні її поточного технічного стану. Основою для обчислення цих показників є визначення параметрів ХА в характерних точках дійсного холодильного циклу СХУ та параметрів функціонування компресору.

3. Проведений аналіз динаміки роботи поршневого компресору СХУ дозволив виявити основні параметри функціонування компресору, зокрема, тиск на лініях всмоктування і нагнітання та частоту обертання приводного електродвигуна. Вказані параметри являються основою для визначення потужності стискування компресора в реальному часі. Отримані рівняння (3.17) – (3.34) дозволяють ідентифікувати середній за один оборот валу момент опору з метою виявлення можливих симптомів несправностей в роботі компресора.

## РОЗДІЛ 4

### ІМІТАЦІЙНІ МОДЕЛІ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СХУ

#### 4.1 Імітаційна модель температурних режимів СХУ

На робочій ділянці циклу (рис. 3.2), за час  $d\tau_p$ , суднова ХМ відводить від охолоджуваного об'єкта тепло  $dQ_{об}(\tau)$  [32, 74]:

$$dQ_{об}(\tau) = (k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_p \cdot [t_{об}(\tau) - t_0(\tau)] d\tau_p, \quad (4.1)$$

де  $(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_p$  – коефіцієнт теплопровідності випарника на робочій ділянці циклу, Вт/°С [74].

У свою чергу, відвід тепла  $dQ_{об}(\tau)$  врівноважує теплоприток з навколишнього середовища:

$$dQ_{н}(\tau) = k_{н} \cdot F_{н} \cdot [t_{н}(\tau) - t_{об}(\tau)] d\tau_p \quad (4.2)$$

і викликає зниження температури охолоджуваного об'єкта:

$$dQ'_{об}(\tau) = -C_{об} \cdot dt_{об}(\tau), \quad (4.3)$$

де  $C_{об}$  – теплоємність охолоджуваного об'єкта, Дж/°С.

Додатково суднова ХМ відводить тепло  $dQ_{\epsilon}(\tau)$  від металу випарника й ХА:

$$dQ_{\epsilon}(\tau) = -C_{\epsilon} \cdot dt_0(\tau), \quad (4.4)$$

де  $C_{\epsilon}$  – сумарна теплоємність металу випарника й киплячого ХА, Дж/°С.

У квазівстановленому режимі сумарне відведене від системи тепло  $dQ_0(\tau)$  визначається холодопродуктивністю компресора, яка на досить невеликому діапазоні зміни температури кипіння  $\Delta t_0$  (рис. 3.2) може бути лінеаризована [32]:

$$dQ_0(\tau) = dQ_{об}(\tau) + dQ_{\epsilon}(\tau) = [a \cdot t_0(\tau) + c] d\tau_p, \quad (4.5)$$

де  $a$  та  $c$  – постійні, обумовлені за паспортним даними компресора СХУ.

З (4.1) і (4.5) можна визначити температуру кипіння, що встановилася,  $t_{0вст}$  ХА (рис. 3.2):

$$t_{0вст} = \frac{(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_p \cdot t_{об} - c}{(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_p + a}, \quad (4.6)$$

а з (4.1) і (4.2) можна визначити температуру охолоджуваного об'єкта  $t_{обвст}$ , що встановилася:

$$t_{обвст} = \frac{k_h \cdot F_h \cdot t_h + (k_\epsilon \cdot F_\epsilon)_p \cdot t_0}{k_h \cdot F_h + (k_\epsilon \cdot F_\epsilon)_p}. \quad (4.7)$$

Спільний розв'язок (4.1), (4.4) і (4.5) з урахуванням (4.6) дозволяє одержати рівняння, що описує динаміку температури кипіння на робочій ділянці циклу:

$$T_{\epsilon p} \frac{dt_0(\tau)}{d\tau_p} + t_0(\tau) = t_{0вст}, \quad (4.8)$$

де  $T_{\epsilon p} = \frac{C_\epsilon}{(k_\epsilon \cdot F_\epsilon)_p + a}$  – постійна часу випарника на робочій ділянці циклу.

Розв'язок рівняння (4.8) при початковій умові  $t_0|_{\tau=0} = t_{02}$  (рис. 3.2) дає залежність температури кипіння у функції часу для робочої ділянки циклу, відповідну до аперіодичного закону:

$$t_0(\tau) = t_{0вст} + e^{-\tau/T_{\epsilon p}} \cdot (t_{02} - t_{0вст}). \quad (4.9)$$

Спільний розв'язок (4.1), (4.2), (4.3) і (4.7) дає рівняння, що описує динаміку температури охолоджуваного об'єкта на робочій ділянці циклу:

$$T_{обp} \frac{dt_{об}(\tau)}{d\tau_p} + t_{об}(\tau) = t_{обвст}, \quad (4.10)$$

де  $T_{обp} = \frac{C_{об}}{k_h \cdot F_h + (k_\epsilon \cdot F_\epsilon)_p}$  – постійна часу охолоджуваного об'єкта на робочій ділянці циклу.

Розв'язок рівняння (4.10) при початковій умові  $t_{об}|_{\tau=0} = t_{об2}$  (рис. 3.2) дає залежність температури охолоджуваного об'єкта у функції часу для робочої ділянки циклу, відповідну до аперіодичного закону:

$$t_{об}(\tau) = t_{обвст} + e^{-\tau/T_{обp}} \cdot (t_{об2} - t_{обвст}). \quad (4.11)$$

На неробочій ділянці циклу, за час  $d\tau_{np}$ , від охолоджуваного об'єкта продовжує відводитися тепло [32, 74]:

$$dQ_{об}(\tau) = (k_\epsilon \cdot F_\epsilon)_{np} \cdot [t_{об}(\tau) - t_0(\tau)] d\tau_{np}, \quad (4.12)$$

де  $(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_{нр}$  – коефіцієнт теплопрохідності випарника на неробочій ділянці циклу, Вт/°С, який значно (в 2 – 3 рази) менше коефіцієнта теплопрохідності випарника на робочій ділянці циклу за рахунок відсутності процесу кипіння ХА.

Відповідно до теплового балансу охолоджуваного об'єкта відвід тепла  $dQ_{об}(\tau)$  врівноважується теплопритоком з навколишнього середовища:

$$dQ_{н}(\tau) = k_{н} \cdot F_{н} \cdot [t_{н}(\tau) - t_{об}(\tau)] d\tau_{нр}, \quad (4.13)$$

який підвищує температуру охолоджуваного об'єкта:

$$dQ'_{об}(\tau) = C_{об} \cdot dt_{об}(\tau). \quad (4.14)$$

Тепло  $dQ_{об}(\tau)$  витрачається на підвищення температури металу випарника й ХА відповідно до рівняння:

$$dQ_{\epsilon}(\tau) = C_{\epsilon} \cdot dt_0(\tau). \quad (4.15)$$

При цьому якщо компресор СХУ не ввімкнеться, то температура металу випарника й ХА буде прямувати до температури охолоджуваного об'єкта:

$$t_{0вст} = t_{об}, \quad (4.16)$$

яка у свою чергу буде прямувати до температури навколишнього середовища:

$$t_{обвст} = t_{н}. \quad (4.17)$$

Спільний розв'язок (4.13) і (4.15) з урахуванням (4.16) дає рівняння, що описує динаміку температури кипіння на неробочій ділянці циклу:

$$T_{нр} \frac{dt_0(\tau)}{d\tau_{нр}} + t_0(\tau) = t_{об}, \quad (4.18)$$

де  $T_{нр} = \frac{C_{\epsilon}}{(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_{нр}}$  – постійна часу випарника на неробочій ділянці циклу.

Розв'язок рівняння (4.18) при початковій умові  $t_0|_{\tau=0} = t_{01}$  (рис. 3.2) дає залежність температури кипіння у функції часу для неробочої ділянки циклу:

$$t_0(\tau) = t_{об} + e^{-\tau/T_{нр}} \cdot (t_{01} - t_{об}). \quad (4.19)$$

Спільний розв'язок (4.13), (4.14) і (4.17) дає рівняння, що описує динаміку температури охолоджуваного об'єкта на неробочій ділянці циклу:



$$T_{обнр} \frac{dt_{об}(\tau)}{d\tau_{нр}} + t_{об}(\tau) = t_n, \quad (4.20)$$

де  $T_{обнр} = \frac{C_{об}}{k_n \cdot F_n + (k_v \cdot F_v)_{нр}}$  – постійна часу охолоджуваного об'єкта на неробочій ділянці циклу.

Розв'язок рівняння (4.20) при початковій умові  $t_{об}|_{\tau=0} = t_{об1}$  (рис. 3.2) дає залежність температури охолоджуваного об'єкта у функції часу для неробочої ділянки циклу, відповідну до аперіодичного закону:

$$t_{об}(\tau) = t_n + e^{-\tau/T_{обнр}} \cdot (t_n - t_{об1}). \quad (4.21)$$

Аналіз рівнянь (4.8), (4.10), (4.18) і (4.20) дозволяє стверджувати, що в СХУ одночасно йдуть два взаємозалежні процеси зміни температури кипіння й охолоджуваного об'єкта, які досить точно можна описати аперіодичними законами, як показано на рис. 4.1.

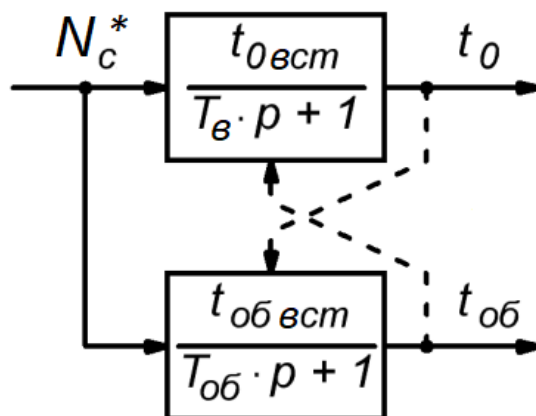


Рис. 4.1 – Структурна модель суднової холодильної установки

На рис. 4.1 передатні функції випарника й охолоджуваного об'єкта мають змінні коефіцієнти передачі й постійні часу. Постійна часу  $T_v$  може приймати значення  $T_{вр}$  або  $T_{внр}$ , а постійна часу  $T_{об} - T_{обр}$  або  $T_{обнр}$  залежно від відносної потужності стискування компресора  $N_c^*$ , яка може приймати значення  $N_c^* > 0$  (компресор включений) і  $N_c^* = 0$  (компресор виключений). При цьому значення температури кипіння  $t_{0вст}$  і охолоджуваного об'єкта  $t_{обвст}$ , що встановилися, залежно від  $N_c^*$  описуються рівняннями, відповідно, (4.6) і (4.7) або (4.16) і (4.17).

Значення  $N_c^*$  пропонується визначати наступним чином:

$$N_c^* = \frac{N_c}{N_{сн}} = \frac{M_{с\sum} \cdot \Omega \cdot \eta_{км}}{M_{сн} \cdot \Omega_n \cdot \eta_{кмн}}, \quad (4.22)$$

де  $N_{сн}$  – номінальна потужність стискування компресора СХУ;  $M_{сн}$  – номінальний момент опору на валу компресора;  $\Omega_n$  – номінальна кутова частота обертання ротора приводного електродвигуна;  $\eta_{кмн}$  – номінальний ККД компресора. Слід зауважити, що номінальна потужність стискування компресора суттєво залежить від температурних режимів роботи СХУ, тобто від значень температур  $t_0$  та  $t_k$  і відповідним тискам  $p_e$  та  $p_n$ , і повинна визначатися перед запуском СХУ по даним побудованого холодильного циклу (рис. 3.3).

Реалізація структури, показаної на рис. 4.1, у будь-якому загальновідомому середовищі моделювання не викликає труднощів, якщо отримані передатні функції представити у вигляді інтеграторів, охоплених одиничними негативними зворотними зв'язками [75, 76]. Розглянемо побудову імітаційної моделі СХУ на прикладі середовища моделювання Matlab/Simulink (рис. 4.2).

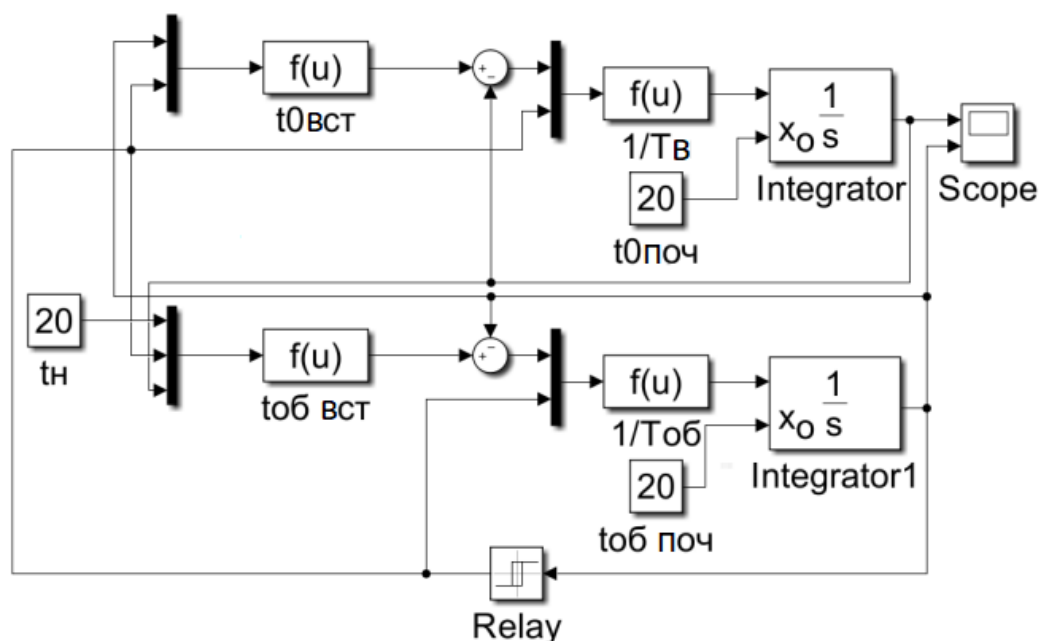


Рис. 4.2 – Імітаційна модель суднової холодильної установки при двохпозиційному регулюванні температури

На рис. 4.2 наведена імітаційна модель СХУ із двопозиційним регулюванням температури охолоджуваного об'єкта в ХК та прийняті наступні позначення:

–  $t_n$ ,  $t_{0поч}$ ,  $t_{обпоч}$ , відповідно, блоки завдання температури навколишнього середовища  $t_n$ , початкового значення температури кипіння  $t_{0поч}$  й охолоджуваного об'єкта  $t_{обпоч}$ ;

–  $t_{0вст}$ ,  $t_{обвст}$ , відповідно, блоки розрахунку значень, що встановилися, температури кипіння  $t_{0вст}$  по формулах (4.6) або (4.16) та температури охолоджуваного об'єкта  $t_{обвст}$  по формулах (4.7) або (4.17);

–  $1/T_v$ ,  $1/T_{об}$ , відповідно, блоки розрахунків постійної часу випарника  $T_v$  й охолоджуваного об'єкта  $T_{об}$  для робочої й неробочої ділянки циклу роботи СХУ;

– Integrator, Integrator1 – блоки-інтегратори з можливістю завдання початкового значення вихідного сигналу;

– Relay – блок, що імітує двопозиційне реле температури;

– Score – блок побудови залежностей температури кипіння й охолоджуваного об'єкта у функції часу.

Моделювання на основі структурної схеми імітаційної моделі, наведеної на рис. 4.2, та верифікацію отриманої моделі проведено для СХУ холодопродуктивністю 14 кВт. Це СХУ рефрижераторного судна, призначеного для перевезення цитрусових (умови зберігання вантажу відповідають транспортуванню мандаринів) з паспортними даними:

- теплоємність випарника  $C_v = 220$  кДж/°С;
- теплоємність завантаженої холодильної камери  $C_{об} = 250$  кДж/°С;
- коефіцієнти теплопровідності випарника: на робочій ділянці циклу  $(k_v \cdot F_v)_p = 580$  Вт/°С, на неробочій ділянці циклу  $(k_v \cdot F_v)_{нр} = 290$  Вт/°С;
- коефіцієнт теплопровідності огорожень ХК  $k_n \cdot F_n = 250$  Вт/°С;
- постійні коефіцієнти характеристики компресора:  $a = 2800$  Вт/°С,  $c = 30$  кВт;
- температура зберігання мандарин  $t_{об} = 4...7$  °С;
- початкова температура випарника й охолоджуваного об'єкта прийнята рівній температурі навколишнього середовища.

На рис. 4.3 наведені отримані залежності температури кипіння й охолоджуваного об'єкта при температурі навколишнього середовища 20 і 30 °С за

модельний час, що відповідає трьом годинам.

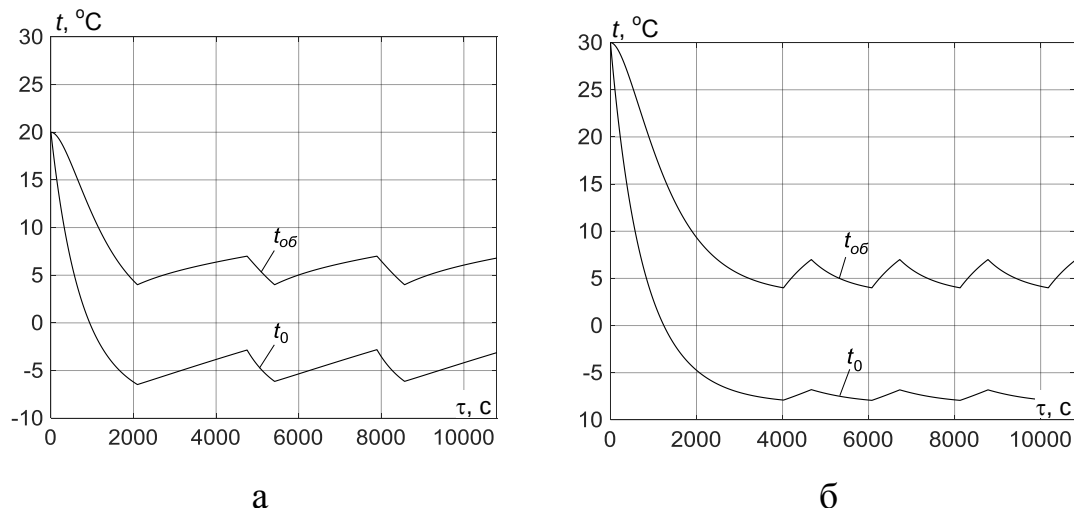


Рис. 4.3 – Перехідні процеси в судновій холодильній установці:

*a* – при  $t_n = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; *б* – при  $t_n = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$

Аналіз рис. 4.3 показує, що при температурі навколишнього середовища  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  коефіцієнт робочого часу компресора становить 0,23, а при температурі навколишнього середовища  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  – 0,74, що добре узгоджується з даними [32, 65, 76].

При теплових навантаженнях близьких до номінальних процес охолодження здійснюється швидше, чим процес утеплення (рис. 4.3, а). Це пов'язане в першу чергу зі зменшеною постійною часу випарника  $T_{вр}$  і охолоджуваного об'єкта  $T_{обр}$  на робочій ділянці циклу за рахунок збільшеного коефіцієнта теплопровідності випарника  $(k_e \cdot F_e)_p$  в порівнянні з неробочою ділянкою циклу.

З підвищенням температури навколишнього середовища зменшується час циклу роботи суднової ХМ за рахунок більш швидкого процесу утеплення ХК і випарника (рис. 4.3, б). При цьому зростає температурний напір між випарником і охолоджуваним об'єктом, що приводить до підвищення навантаження на компресор і помітному збільшенню споживання електроенергії.

Розроблена модель дозволяє проводити аналіз температурних режимів випарника та ХК СХУ при двохпозиційному керуванні продуктивністю компресора. Однак багато виробників суднових рефрижераторних установок та

контейнерів (Carrier Transicold, Thermo King, Daikin, Star Cool тощо) передбачають плавне регулювання холодопродуктивності, особливо в діапазоні позитивних температур кипіння ХА, шляхом зміни частоти обертання вбудованого електродвигуна компресора. В такому випадку рівняння (4.8), (4.10), (4.18) і (4.20) моделі не враховують залежність постійних  $a$  і  $c$  характеристики компресора та коефіцієнту теплопрохідності випарника  $k_e \cdot F_e$  від частоти обертання валу електродвигуна компресора.

Зміна частоти обертання  $\omega_2$  електродвигуна компресора СХУ призводить до пропорційної зміни масової витрати ХА  $m_{xa}$  через компресор, що в свою чергу викликає, при незмінних інших параметрах холодильного циклу (ентальпій, температур, тисків тощо), пропорційні зміни холодопродуктивності  $Q_0$  та потужності стискування  $N_c$  компресора, оскільки питома холодопродуктивність  $q_0$  та робота стискування  $w_c$ , враховуючи (3.9) і (3.11), не зміняться:

$$\frac{\omega_2}{\omega_{2n}} = \frac{m_{xa}}{m_{xan}} = \frac{Q_0}{Q_{0n}} = \frac{N_c}{N_{cn}}, \quad (4.23)$$

де індекс  $n$  позначає номінальне значення відповідної величини.

Аналіз виразу (4.23) з урахуванням рівняння (4.5) дозволяє стверджувати, що коефіцієнти  $a$  і  $c$  характеристики компресора в досить невеликому діапазоні температур кипіння пропорційно залежать від відносної потужності стискування компресора  $N_c^*$ :

$$a' = a \cdot N_c^* \quad c' = c \cdot N_c^*. \quad (4.24)$$

Залежність коефіцієнту теплопрохідності випарника  $k_e \cdot F_e$  від зміни масової витрати ХА, як показують дослідження [77, 78], може бути описана степеневою функцією з показником ступеня  $n$ , що залежить від теплофізичних властивостей ХА. Враховуючи це та значення коефіцієнту теплопрохідності випарника  $(k_e \cdot F_e)_{np}$  в неробочу частину циклу, для визначення залежності  $k_e \cdot F_e$  від відносної потужності стискування можна рекомендувати наступний вираз:

$$k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon} = (k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_{нр} + [(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_p - (k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_{нр}] \cdot (N_c^*)^n. \quad (4.25)$$

Як було зазначено вище, показник ступеня  $n$  залежить від використовуваного ХА. Наприклад, для ХА R22 та R404A показник  $n$  складає, відповідно, 1,45 та 1,3 [78].

Таким чином, для остаточного побудування моделі температурних режимів СХУ необхідно в рівняння (4.8), (4.10), (4.18) і (4.20) замість коефіцієнтів  $(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_{нр}$  та  $(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_p$  ввести значення  $k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon}$  за виразом (4.25), а в вирази (4.6) та (4.8) замість постійних  $a$  і  $c$  характеристики компресора ввести значення  $a'$  і  $c'$  за (4.24). В такому випадку імітаційна модель температурних режимів СХУ набуде вигляду, представленому на рис. 4.4.

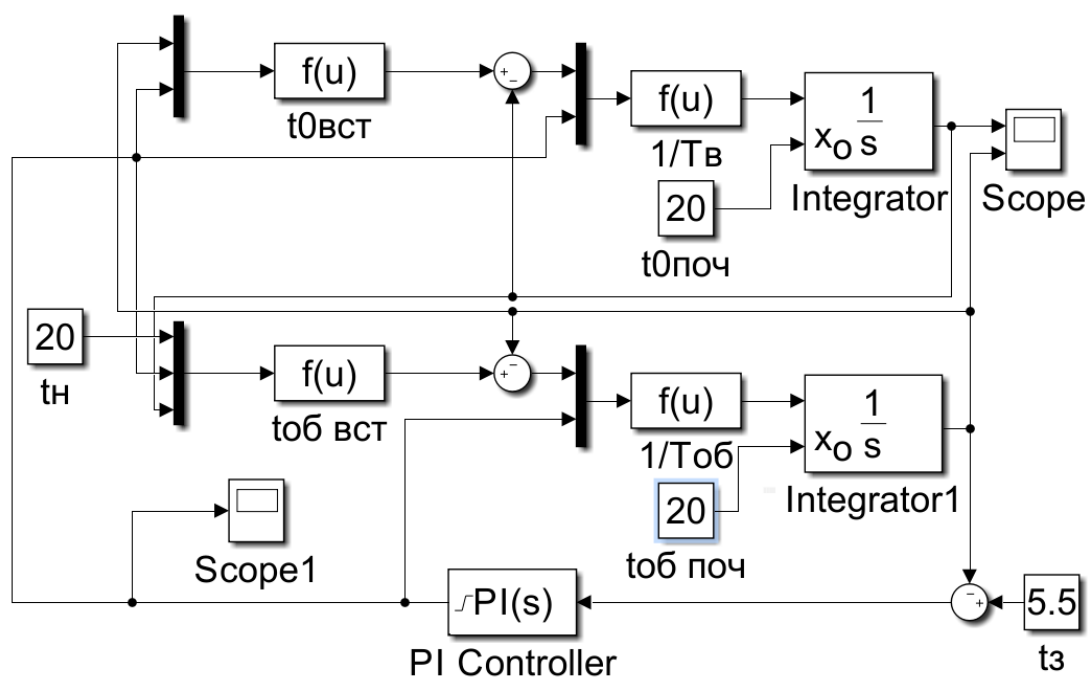


Рис. 4.4 – Імітаційна модель СХУ при плавному регулюванні холодопродуктивності компресора

В моделі на рис. 4.4 замість блоку Relay використовується блок PI Controller, який імітує частотний регулятор температури, при цьому інерційностями електроприводу компресора зневажаємо, оскільки вони на декілька порядків менше інерційностей випарника та ХК. З виходу блоку PI Controller знімається сигнал, який чисельно дорівнює відносній потужності стискування компресора  $N_c^*$ . Додатково для формування зворотного зв'язку та задаючої дії в

модель уведений суматор та блок завдання температури в ХК тз. Інші блоки в порівнянні з моделлю на рис. 4.3 залишилися без змін.

Дослідження отриманої моделі проводилося при вихідних даних, наведених вище для моделі з двохпозиційним регулюванням. В якості ХА використовувався R22. Задане значення температури в ХК встановлювалося на значенні  $5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Параметри налаштування ПІ-регулятора встановлювалися засобами Matlab, використовуючи функцію `pidtuner`. В результаті моделювання були отримані графіки зміни температури кипіння й охолоджуваного об'єкта (рис. 4.5) при плавному регулюванні холодопродуктивності компресора при температурі навколишнього середовища  $20$  і  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  за модельний час, що відповідає трьом годинам.

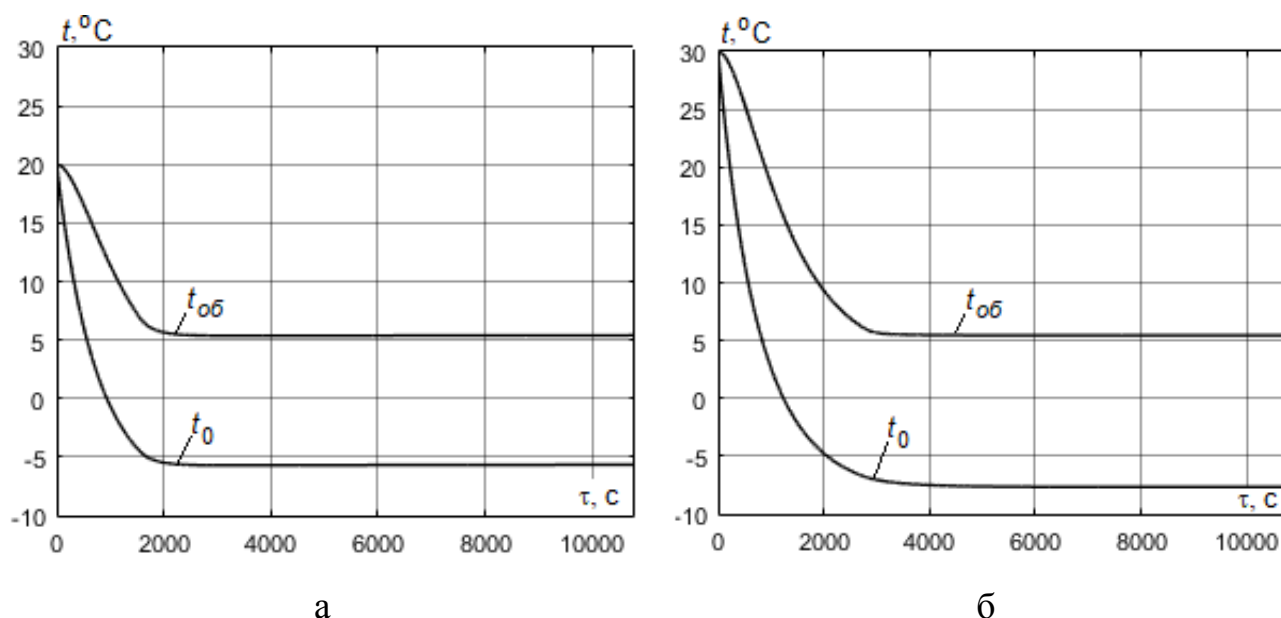


Рис. 4.5 – Перехідні процеси в СХУ при плавному регулюванні продуктивності:

*а* – при  $t_n = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; *б* – при  $t_n = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$

Аналіз рис. 4.5 показує, що при заданих налаштуваннях частотного регулятора процеси зміни температури кипіння ХА та охолоджуваного об'єкта відбуваються аперіодично без перерегулювань. Встановлені значення температур  $t_{об}$  та  $t_0$  відповідають середнім значенням при двохпозиційному регулюванні. Динаміка зміни відносної потужності стискування компресора, яка отримана в блоці `Score1`, зображена на рис. 4.6.

Аналіз рис. 4.6 показує, що при температурі навколишнього середовища

20 °C відносна потужність стискування компресора становить 0,24, а при температурі навколишнього середовища 30 °C – 0,73, що добре узгоджується з отриманими раніше даними та свідчить про адекватність отриманої моделі реальним температурним процесам.

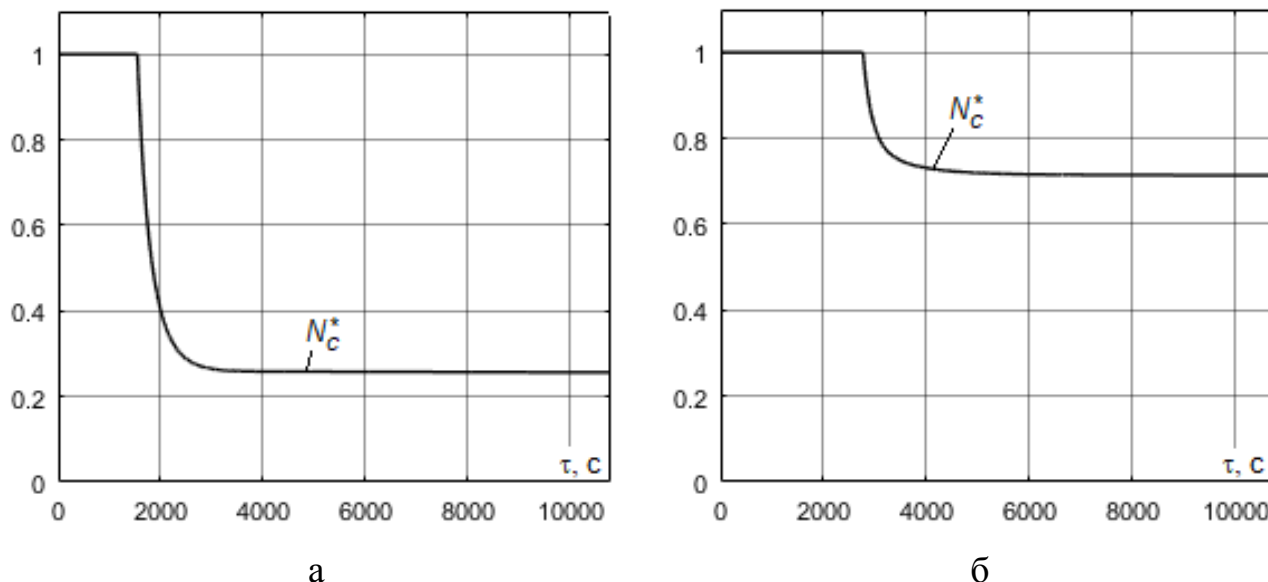


Рис. 4.6 – Зміна відносної потужності стискування компресора:

*a* – при  $t_n = 20^\circ\text{C}$ ; *б* – при  $t_n = 30^\circ\text{C}$

Розроблена модель дозволяє проводити аналіз основних властивостей СХУ, як об'єкта керування, в змінних режимах роботи і може бути основою для проектування замкнених систем керування холодопродуктивністю таких установок. З метою діагностування та контролю технічного стану СХУ отримана модель може слугувати цифровим двійником (Digital Twin) [79] процесів охолодження, тобто моделювати «еталонні» температурні режими випарника та ХК. Порівняння «еталонних» та реальних процесів охолодження за даними відповідних температурних датчиків дає змогу ідентифікувати причини та прогнозувати можливі відхилення параметрів функціонування СХУ від нормальної роботи.

#### 4.2 Імітаційна модель оцінки моменту опору компресора СХУ

Як було зазначено в розділі 1, компресор є одним з найвідповідальніших





Обчислення кута повороту вала приводного електродвигуна проводиться блоком Int зі скиданням при досягненні значення кута  $\alpha = 2\pi$ . Блок h розраховує миттєве значення ходу поршня по (3.21); блоки S, Vm і суматор – об'єм циліндра  $V_n$ , описуваний поршнем, по (3.22).

Блоки Fcn, Fr2, Fcn1, Fr2, Switch і Fr розраховують значення газової сили, що діє на поршень із боку циліндра, по (3.23). На виході блоків Fcn2 і Fj формується миттєве значення сили інерції відповідно до (3.26). Блоки n2, Der, Ftr', Ftr'' і Ftr обчислюють значення сили тертя по (3.27). У свою чергу на виході блоку Nind обчислюється значення індикаторної потужності компресора по (3.28).

Сигнали із блоків Ftr, Fj, Fr і Gain2 підсумовуються в блоці Fsum відповідно до (3.17). Блок Gain2 обчислює газову силу, що діє на поршень із боку КШМ, по (3.19). Блок T обчислює тангенціальну силу по (3.31), а блок Mktrp – момент опору  $M_{тр.об}$  по (3.32). На виході суматора формується значення результуючого моменту опору компресора по (3.33).

Верифікація отриманої моделі проводилася на прикладі компресора ХКВ-6 холодильної установки у двох режимах роботи: номінальному при роботі компресора на фреоні R600a у складі холодильної установки з використанням паспортних даних компресора й при роботі компресора на повітрі із проведенням експерименту.

Паспортні дані досліджуваного компресора:

- тип КШМ – кривошипно-кулісний;
- радіус кривошипа,  $r = 7$  мм.
- діаметр циліндра (поршня),  $D_n = 23$  мм.
- відносний мертвий простір,  $V_m/V_n = 0,025$ .
- тиск всмоктування (тиск кипіння),  $P_v = 0,1325$  МПа.
- тиск нагнітання (тиск конденсації),  $P_n = 1,5038$  МПа.
- маса деталей КШМ,  $m = 0,2$  кг.
- тип приводного електродвигуна – ДХМ-2/90 [80].

Перед проведенням експерименту компресор був від'єднаний від холодильної установки й продутий атмосферним повітрям. У процесі зняття

дослідних даних всмоктувальний патрубок компресора залишався вільним. У нагнітальній лінії встановлювався клапан для створення необхідного тиску нагнітання. Таким чином, компресор працював при тиску всмоктування, рівному атмосферному тиску  $P_{\text{в}} = 0,101$  МПа й нагнітання  $P_{\text{н}} = 0,6$  МПа. Подача компресора в ході експерименту не змінювалася й склала  $0,0028$  м<sup>3</sup>/с.

Момент опору компресора ХКВ-6 на підставі отриманих експериментальних даних обчислювався за методикою, запропонованою в [81] для поршневих компресорів.

У результаті моделювання моменту опору компресора ХКВ-6 у номінальному режимі роботи з параметрами, відповідними до паспортних даних, була отримана залежність моменту опору від кута повороту вала приводного електродвигуна, показана на рис. 4.8.



Рис. 4.8 – Момент опору компресора ХКВ-6 у номінальному режимі роботи

Форма наведеної кривої моменту опору на валу компресора добре узгодиться з аналогічними результатами в роботах [33, 82]. Кут кінця процесу розширення холодильного агента (рис. 3.5, т. 2) склав  $0,92$  радіан або  $53^\circ$ , кут кінця процесу стискування (рис. 3.5, т. 4) склав  $5,7$  радіан або  $326^\circ$ .

Середнє за один оборот вала значення моменту опору  $M_{cp}$ , отримане шляхом інтегрування, наведеної на рис. 4.8, кривій становить  $0,31$  Н·м. У свою

чергу згідно з паспортними даними приводного електродвигуна ДХМ-2/90 [80] його номінальний момент становить 0,3 Н·м. Як бачимо, спостерігається відповідність результатів моделювання й паспортних даних.

У результаті моделювання моменту опору компресора ХКВ-6 при роботі на повітрі отримана графічна залежність моменту опору від кута повороту вала приводного електродвигуна, показана на рис. 4.9.

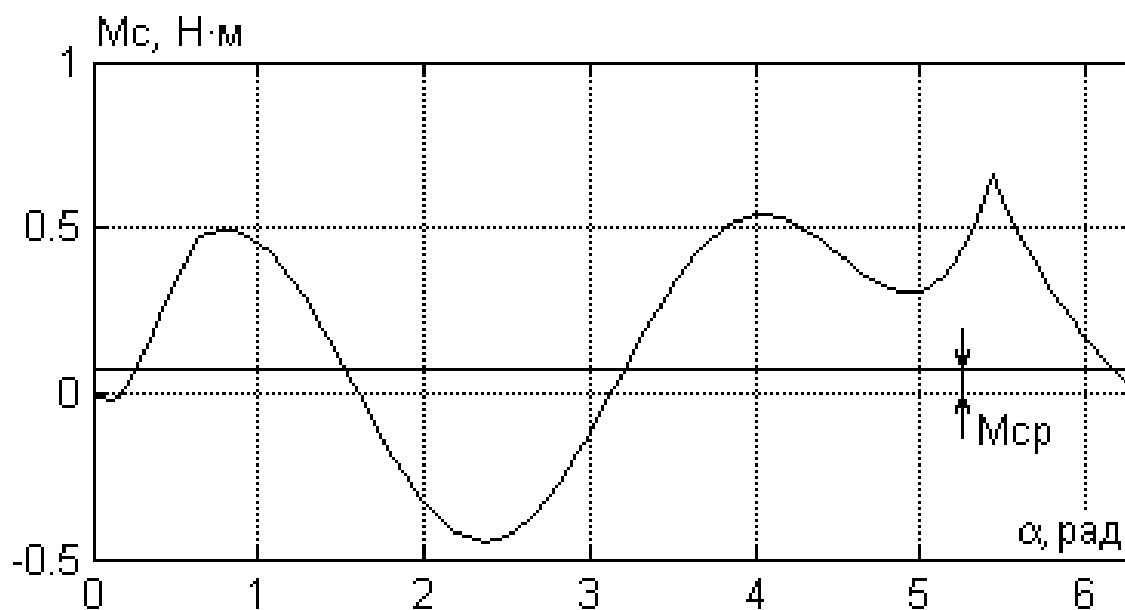


Рис. 4.9 – Момент опору компресора ХКВ-6 при роботі на повітрі

Інтегрування кривої моменту опору, наведеної на рис. 4.9, дало середнє значення  $M_{cp} = 0,18$  Н·м. Використовуючи методику, описану в [81], було розраховано експериментальне значення середнього моменту опору, який склав  $M_{cp.e} = 0,17$  Н·м при номінальній подачі компресора  $0,0028$  м<sup>3</sup>/с. Як бачимо, розбіжність експериментальних даних і результатів моделювання становить 5,5 %, що цілком припустиме.

Розроблена математична модель КШМ однопоршневого компресора досить просто реалізується в середовищі моделювання Matlab/Simulink і може бути включена в моделі компресійних холодильних установок різного призначення.

Використовуючи розроблену модель, з урахуванням зроблених припущень можна в реальному часі проводити оцінку основних параметрів функціонування компресора для діагностування технічного стану й своєчасного виявлення

можливих неполадок компресора відповідно до підходу FDD.

Однак даній моделі притаманний один суттєвий недолік – необхідність визначення частоти обертання приводного електродвигуна  $\Omega$ , що технічно досить складно, особливо в герметичних та безсальникових компресорах. Існуючі системи бездатчикового визначення  $\Omega$  [83] недосконалі, оскільки потребують складних координатних перетворень та операцій диференціювання в реальному часі. Крім цього дана модель не дозволяє визначати миттєве значення моменту опору, оскільки не враховує початкового положення поршня КШМ, яке заздалегідь визначити практично неможливо.

Виходячи із зазначеною невизначеністю умов та параметрів компресора СХУ пропонується для визначення моменту опору скористатися можливостями адаптивних спостерігачів стану (СС). При використанні СС в систему діагностики та контролю технічного стану вводять математичну модель асинхронного двигуна (АД), яка виконує оцінку поточного значення частоти обертання ротора. У роботі [84] для цієї мети використовують рівняння, що описують тільки електромагнітні процеси в АД:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} I_s \\ \Psi_r \end{bmatrix} &= [A] \cdot \begin{bmatrix} I_s \\ \Psi_r \end{bmatrix} + [B] \cdot [U_s] \\ I_s &= [C] \cdot \begin{bmatrix} I_s \\ \Psi_r \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (4.26)$$

де:  $I_s$  – вектор струмів статора;  $\Psi_r$  – вектор потокозчеплень ротора;  $U_s$  – вектор напруг статора;  $A$  – власна матриця АД;  $B$  – матриця керування;  $C$  – матриця виходу.

В такій структурі моделі вимірюваними координатами стану електроприводу компресора є фазні струми статора  $I_s$  АД, а відновлюваною координатою є частота обертання ротора  $\Omega$ , яку визначають за спеціальним алгоритмом адаптації (рис. 4.10).

Такий підхід дозволяє досить просто визначати значення  $\Omega$  та електромагнітного рушійного моменту  $M_o$ , а отже, й потужності  $P_o$ , яку розвиває приводний електродвигун компресора. У встановленому режимі роботи

компресора застосування описаного методу для визначення потужності стиснення  $N_c$  виправдано, оскільки, якщо зневажити втратами на валу двигуна,  $N_c \approx P_\delta$ . Але, як вже зазначалося, компресори СХУ працюють в змінних режимах роботи з плавним або дискретним регулюванням частоти обертання ротора АД. В такому випадку наведена рівність порушується та виникає задача ідентифікації моменту опору на валу компресора  $M_c$ .

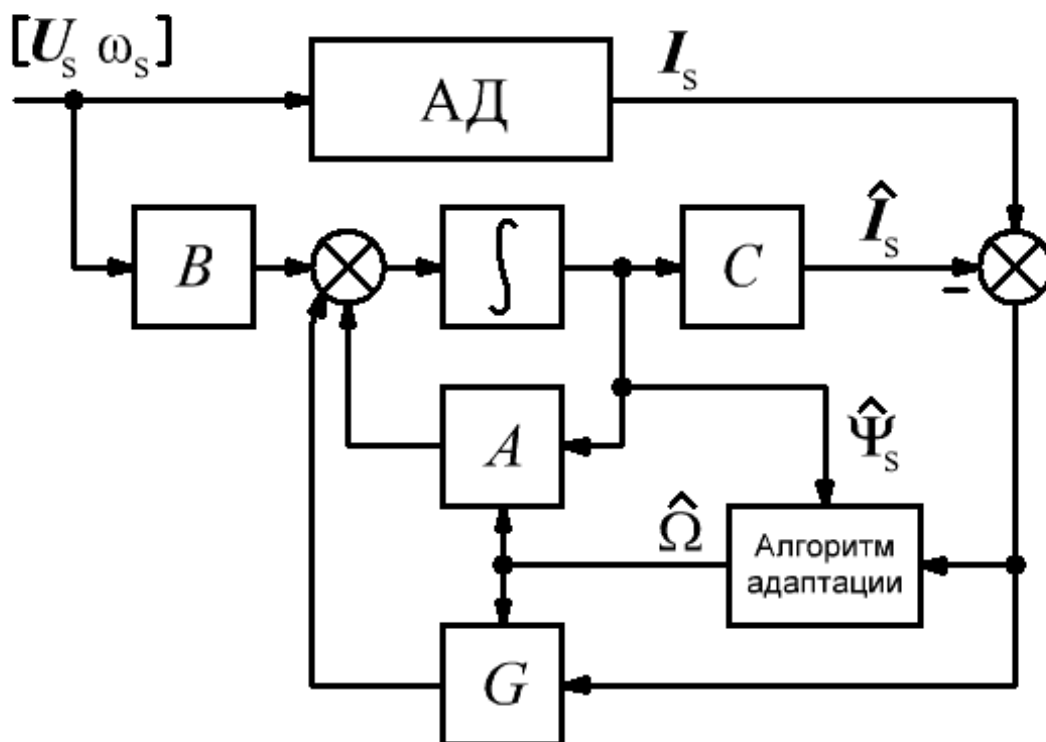


Рис. 4.10 – Спостерігач стану повного порядку АД

Як буде показано далі, зазначена проблема ефективно вирішується, якщо в структурі СС електроприводу компресора застосувати повну математичну модель АД, яка описує його як електромагнітні, так й механічні процеси [83]. У цьому випадку в якості вимірюваної координати можна використовувати електромагнітний момент АД [14]. Запропонована структура СС повного порядку наведена на рис. 4.11.

При розрахунку коефіцієнтів матриці  $G$  СС використання рівнянь математичної моделі АД, записаних в канонічній формі [83] безпосередньо складно, оскільки електромагнітний момент  $M_\delta$  визначається добутками проекцій

векторів струму і потокозчеплення статора. Однак в цьому немає необхідності, з огляду на те, що коефіцієнти матриці  $G$  визначаються наближено на підставі загальних рекомендацій або практичного досвіду [84] і впливають тільки на швидкість ідентифікації координат стану спостерігачем. Тому допустимо скористатися лінеаризованою моделлю АД [83].

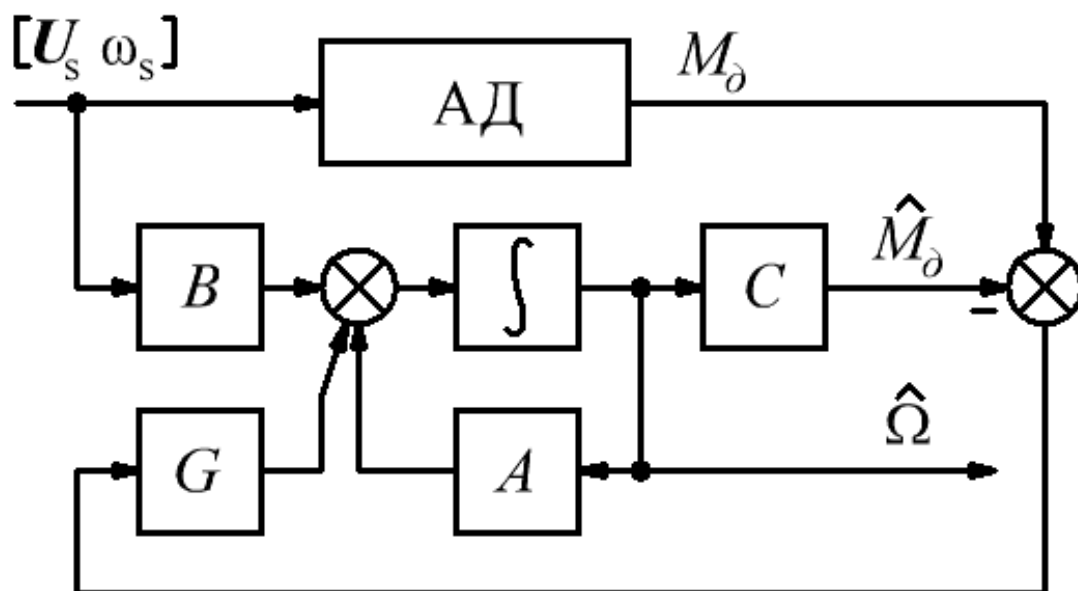


Рис. 4.11 – Запропонована структура спостерігача стану АД

Проведемо синтез спостерігача стану АД. Для цього використовуємо модальний метод [85].

Система диференціальних рівнянь лінеаризованої математичної моделі АД, записаних в канонічній формі:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} M_\delta \\ \Omega \end{bmatrix} = [A] \cdot \begin{bmatrix} M_\delta \\ \Omega \end{bmatrix} + [B] \cdot \omega_s + [F] \cdot M_c, \quad (4.27)$$

де:  $\omega_s$  – частота струму статора АД;  $F$  – матриця збурень.

Матриці лінеаризованої моделі АД:

$$[A] = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_r} & -\frac{z_p \cdot \beta}{T_r} \\ \frac{1}{J} & 0 \end{bmatrix} \quad [B] = \begin{bmatrix} h_i / T_r \\ 0 \end{bmatrix} \quad [F] = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/J \end{bmatrix}, \quad (4.28)$$

де:  $T_r$  – електромагнітна стала часу ротора АД;  $\beta$  – жорсткість механічної

характеристики;  $J$  – сумарний момент інерції ротора АД та КШМ компресора;  $z_p$  – число пар полюсів АД компресора. Всі ці величини визначаються за каталожними даними АД та компресора.

Оскільки в системі діагностики та контролю технічного стану компресора передбачається пряме вимірювання електромагнітного моменту АД  $M_\delta$ , то вектор вихідних (вимірюваних) змінних:

$$Y = [C] \cdot \begin{bmatrix} M_\delta \\ \Omega \end{bmatrix} = [1 \ 0] \cdot \begin{bmatrix} M_\delta \\ \Omega \end{bmatrix} = M_\delta. \quad (4.29)$$

Спостерігач стану для оцінювання вектора координат стану будується на основі математичної моделі АД (4.27) шляхом її доповнення «стабілізуючою добавкою»  $G(Y - \hat{Y})$  [84, 85]. Вважаючи збурення неконтрольованим, і з урахуванням виразів (4.27) і (4.29) лінеаризована математична модель СС повного порядку для АД компресора набуде вигляду

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} M_\delta \\ \Omega \end{bmatrix} = [A] \cdot \begin{bmatrix} M_\delta \\ \Omega \end{bmatrix} + [B] \cdot \omega_s + \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \end{bmatrix} \cdot (M_\delta - \hat{M}_\delta), \quad (4.30)$$

де:  $G$  – матриця спостерігача стану повного порядку розмірності  $2 \times 1$ . Символ  $\hat{\phantom{x}}$  в (4.30) і далі означає оцінене значення відповідної величини.

Перевіряємо умову спостережливості АД, що виражається вимогою рівності рангу матриці спостережливості  $H$  порядку об'єкта дослідження [86]. Згідно рівнянням (4.27) порядок лінеаризованої моделі АД дорівнює 2. Матриця спостережливості для прийнятого об'єкта дослідження:

$$H = [C^T : A^T C^T] = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{T_r} \\ 0 & -\frac{z_p \cdot \beta}{T_r} \end{bmatrix}. \quad (4.31)$$

Ранг матриці спостережливості  $H$  дорівнює 2, що задовольняє умові спостережливості.

Елементи матриці  $G$  визначаються за умови рівності характеристичного поліному спостерігача  $D(s)$  до нормованого поліному  $N(s)$ :



$$|sE - A + GC| = s^2 + A_1 \cdot \Omega' \cdot s + (\Omega')^2. \quad (4.32)$$

де:  $s$  – оператор Лапласа;  $E$  – одинична матриця;  $\Omega'$  – середньгеометричний корінь, значення якого вибирається з умови забезпечення необхідної швидкодії спостерігача;  $A_1$  – коефіцієнт форми, значення якого залежить від прийнятого розподілу коренів характеристичного поліному.

Характеристичний поліном спостерігача  $D(s)$  з урахуванням (4.32):

$$D(s) = s^2 + \left( \frac{1}{T_r} + G_1 \right) \cdot s - \frac{z_p \cdot \beta \cdot (J \cdot G_2 - 1)}{T_r \cdot J}. \quad (4.33)$$

Прирівнявши відповідні коефіцієнти  $D(s)$  і  $N(s)$  отримаємо:

$$G_1 = A_1 \cdot \Omega' - \frac{1}{T_r} \quad G_2 = \frac{1 - (\Omega')^2 \cdot T_r \cdot J}{z_p \cdot \beta \cdot J}. \quad (4.34)$$

Якщо покласти значення середньгеометричного кореня  $\Omega' = 1/(A_1 \cdot T_r)$ , то остаточно матриця СС:

$$G = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{A_1^2 \cdot T_r - J}{z_p \cdot \beta \cdot J \cdot A_1^2 \cdot T_r} \end{bmatrix}. \quad (4.35)$$

В розгорнутому вигляді рівняння лінеаризованого СС повного порядку АД компресора запишуться як:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \hat{M}_\delta &= -\frac{1}{T_r} \hat{M}_\delta - \frac{z_p \cdot \beta}{T_r} \hat{\Omega} + \frac{\beta}{T_r} \omega_s \\ \frac{d}{dt} \hat{\Omega} &= \frac{1}{J} \hat{M}_\delta + G_2 (M_\delta - \hat{M}_\delta). \end{aligned} \quad (4.36)$$

Для забезпечення найбільшої точності СС його бажано реалізувати на основі повної математичної моделі АД. Для цього рівняння (4.36) доцільно перетворити до вигляду:

$$\begin{aligned} T_r \frac{d}{dt} \hat{M}_\delta + \hat{M}_\delta &= \beta \cdot (\omega_s - z_p \cdot \hat{\Omega}) \\ J \frac{d}{dt} \hat{\Omega} &= \hat{M}_\delta + J \cdot G_2 (M_\delta - \hat{M}_\delta) \end{aligned} \quad (4.37)$$

На основі рівнянь (4.37) можливо побудувати структурну схему, яка

представлена на рис. 4.12.

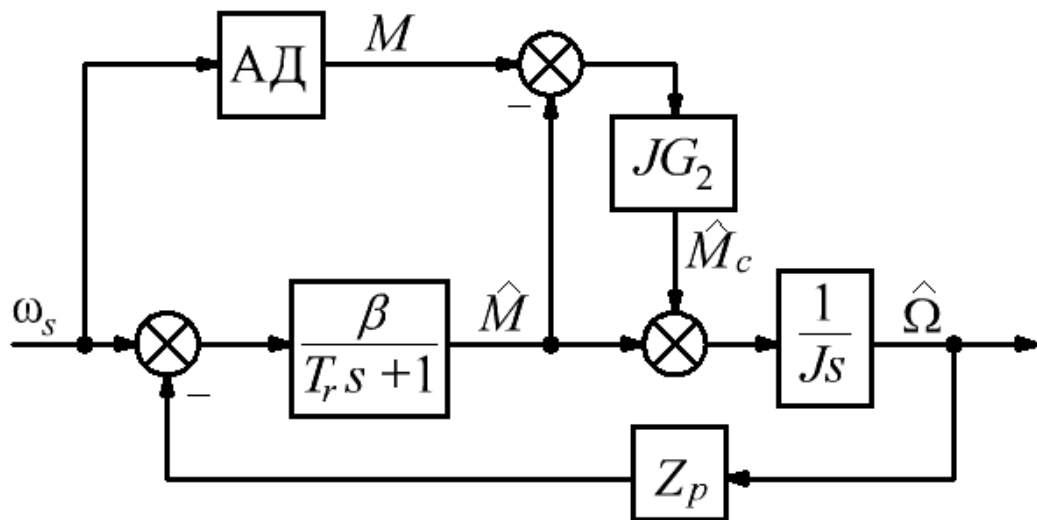


Рис. 4.12 – Лінеаризований спостерігач стану повного порядку АД

Аналіз рівнянь (4.37) і схеми на рис. 4.12, свідчить про те, що «стабілізуюча добавка» фактично представляє собою оцінене значення моменту опору на валу компресора  $M_c$ :

$$\hat{M}_c = J \cdot G_2 (M_\delta - \hat{M}_\delta). \quad (4.38)$$

Це дозволяє відійти від лінеаризованої моделі та побудувати СС повного порядку на основі повної математичної моделі АД компресора:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{I}_s \\ \hat{\Psi}_r \end{bmatrix} &= [A] \cdot \begin{bmatrix} \hat{I}_s \\ \hat{\Psi}_r \end{bmatrix} + [B] \cdot [U_s] \\ \hat{M}_\delta &= \frac{3}{2} \cdot z_p \cdot k_r \cdot (\hat{I}_s \times \hat{\Psi}_r) \\ \frac{d}{dt} \hat{\Omega} &= \frac{1}{J} \hat{M}_\delta + G_2 (M_\delta - \hat{M}_\delta), \end{aligned} \quad (4.39)$$

де  $k_r$  – коефіцієнт електромагнітного зв'язку ротора. Елементи матриць  $A$  і  $B$  можна взяти з [84] та визначаються виключно параметрами схеми заміщення АД.

На основі рівнянь (4.39) в середовищі Matlab/Simulink побудована імітаційна модель СС АД компресора (рис. 4.14). З метою спрощення з неї були виключені струми статора в явному вигляді, які були виражені через відповідні потокозчеплення. У якості параметрів моделі використовувалися паспортні дані компресора ХКВ6 СХУ малої холодопродуктивності, наведені вище.

Момент інерції кривошипно-шатунного механізму компресора приймався постійним та рівним його максимальному значенню. Таке припущення справедливе, оскільки зміна загального моменту інерції компресорів за один оборот валу не перевищує одиниць відсотків.

В результаті дослідження імітаційної моделі АД компресора СХУ та СС при сигналі завдання напруги статора  $U_s = 220$  В, і номінальному компресорному навантаженні, середнє значення якого становило  $0,3$  Н·м, були отримані графіки зміни частоти обертання  $\Omega$  (рис. 4.13, а) і моменту опору  $M_c$  (рис. 4.13, б) на валу досліджуваного компресора (показані суцільними лініями), а також їх оцінки (показані точками) на виході СС. З рис. 4.13 можна побачити, що оцінені координати стану АД компресора досить близькі до їх реальних значень, а похибка СС не перевищує  $1,6$  % по частоті обертання і  $5,3$  % по моменту опору, що свідчить про працездатність запропонованої методики з урахуванням прийнятих припущень.

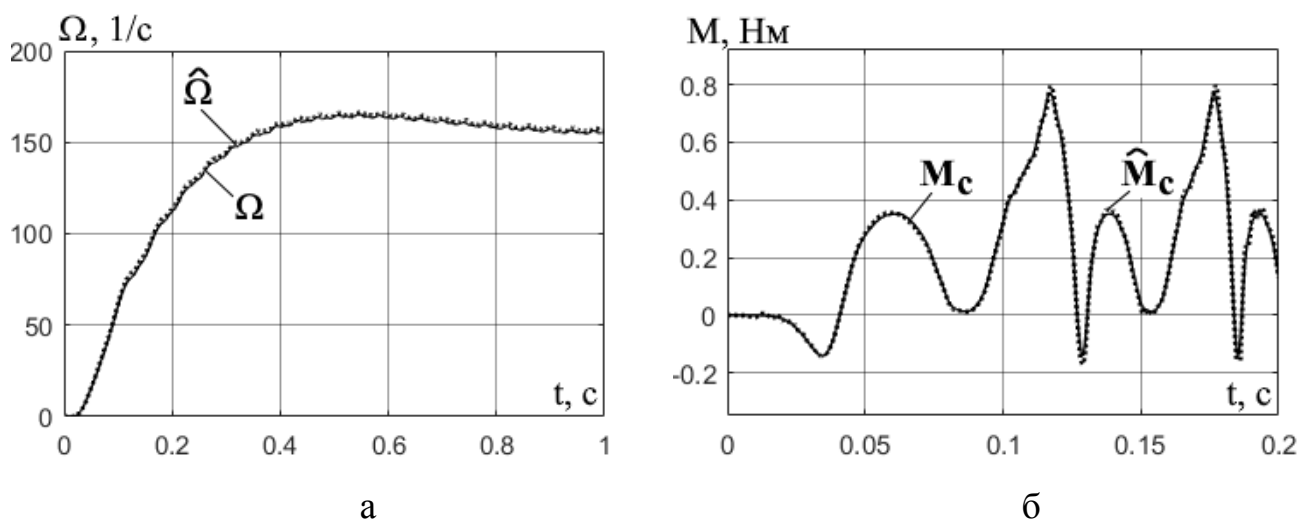


Рис. 4.13 – Графіки зміни частоти обертання та моменту опору компресора

Таким чином, застосування в складі системи діагностики та контролю технічного стану СХУ адаптивного СС повного порядку дозволяє проводити достовірну оцінку експлуатаційних характеристик компресора, які практично не піддаються прямим вимірюванням. Зокрема, система спроможна визначати в реальному часі механічне навантаження та частоту обертання вала для оцінки можливих несправностей механічної частини компресора.

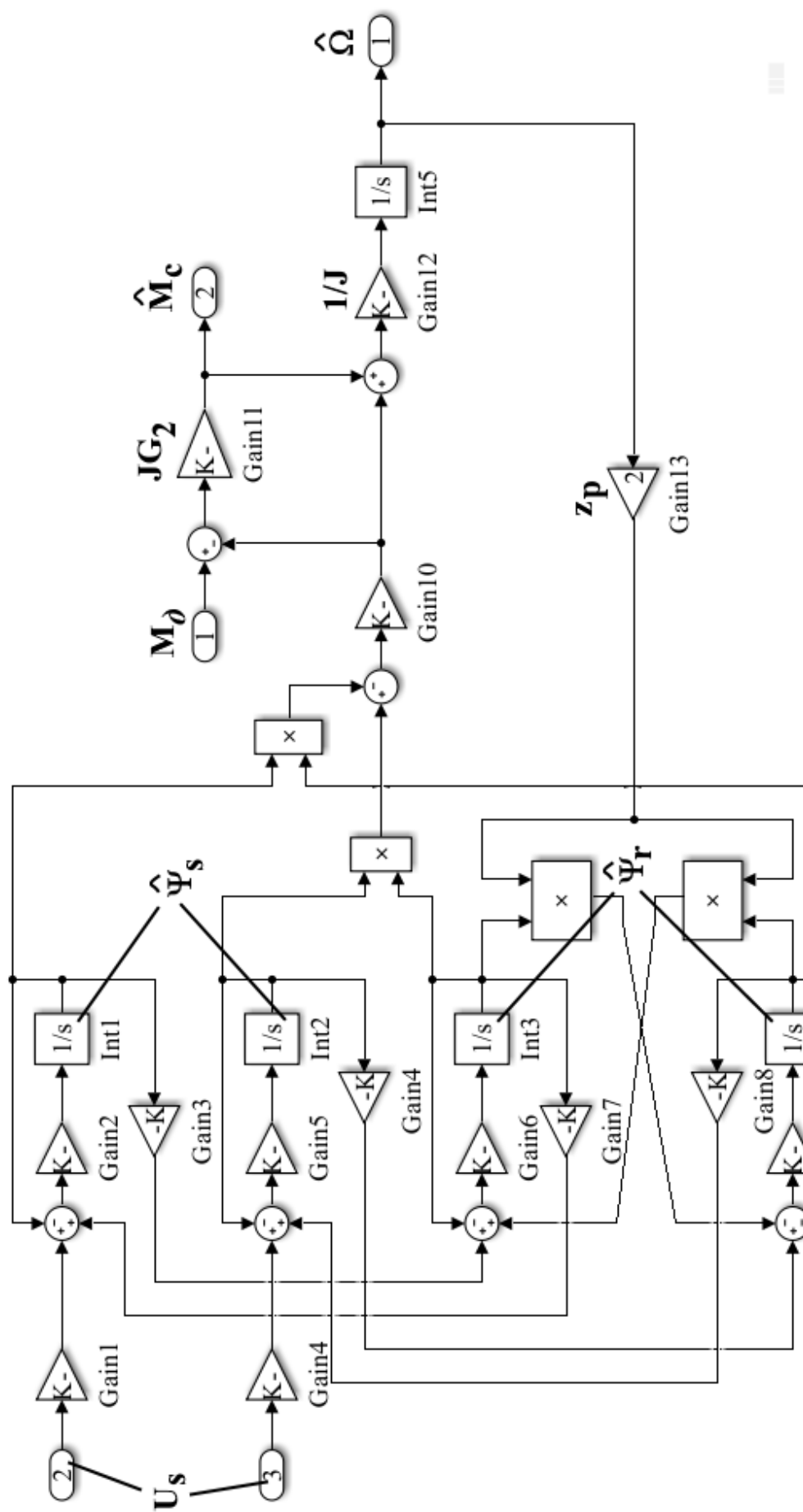


Рис. 4.14 – Імітаційна модель спостерігача стану повного порядку АД

### 4.3 Імітаційні моделі та процеси керування конденсаторами СХУ

Конденсатор є одним з відповідальних вузлів СХУ і уявляє собою теплообмінний апарат, за допомогою якого від суднової ХМ відводиться тепло  $Q_k$  у навколишнє середовище (рис. 3.1). Відомий факт [87], що тиск (температура) конденсації ХА помітно впливає на сумарне споживання електроенергії СХУ.

Наприклад, збільшення температури конденсації всього лише на 1 °С приводить до збільшення споживаної компресором СХУ потужності не менш, ніж на 2...2,5%. Слід зазначити й деякі особливості роботи СХУ.

- компресор і теплообмінне обладнання зобов'язано забезпечити функціонування СХУ при максимально можливому тепловому навантаженні й температурі навколишнього середовища;
- повинна бути забезпечена можливість роботи установки при низьких температурах (коли температура конденсації знижується);
- для забезпечення мінімального сумарного енергоспоживання СХУ при будь-яких теплових навантаженнях, повинне бути витримане певне співвідношення між тиском конденсації й тиском нагнітання;
- неефективна експлуатація систем водяного охолодження конденсаторів СХУ виснажує запаси прісної води;
- конденсатори СХУ часто працюють під підвищеним тиском, що при наявності найменших нещільностей збільшує ризик викидів ХА в атмосферу.

Також слід зауважити, що всі співвідношення та моделі температурних режимів СХУ (параграф 4.1) отримані в припущенні незмінності температури (тиску) конденсації.

Таким чином, стає зрозуміло, наскільки важливо стабілізувати на необхідному рівні, при конкретних особливостях і умовах роботи установки, температуру конденсації ХА. В свою чергу зниження тиску конденсації до мінімально можливого рівня дозволяє підвищити енергетичні показники всієї установки та знизити ризик викиду ХА у навколишнє повітря.

У контур охолодження сучасних СХУ завжди вбудовують регулятори тиску конденсації ХА. Основна функція, виконувана таким регулятором - стабілізація заданого тиску конденсації  $p_k$  ХА при змінах, наприклад, температурі й витраті охолоджувальної води – для кожухотрубних водяних конденсаторів, а для повітряних конденсаторів, відповідно, повітря. У СХУ з конденсаторами повітряного і водяного охолодження використовують різноманітні системи стабілізації тиску конденсації. Коротко розглянемо їх.

#### 4.3.1. Керовані системи охолодження повітряних конденсаторів (СХУ малої та середньої продуктивності).

В останні роки багато відомих виробників СХУ та РК (Carrier Transicold, Thermo King, Daikin, Star Cool, Aspen та інші) пропонують до продажу або оснащують свої кондиціонери й установки регуляторами температури конденсації (РТК). Наприклад, типові представники таких регуляторів - моделі HPC1/4 і LAC-1/7 виробництва компанії EDC International Ltd (Великобританія), FASEC-33, -100, -500 фірми ELIWELL (Франція). Вони мають виносний термодатчик, що прикріплюється до кожуха повітряного конденсатора холодильної установки, контейнера або кондиціонера, один-два програмувальні дискретні виходи й можливість плавного регулювання завдання величини, що стабілізується.

Усі, без винятку, компанії пропонують підключати свої регулятори до асинхронних однофазних або трифазних електродвигунів вентиляторів обдуву повітряних конденсаторів, причому в останньому випадку електродвигун включається в однофазну мережу в конденсаторному режимі.

У результаті аналізу декількох схем різних виробників, виявлений загальний принцип побудови названих регуляторів температури конденсації – однофазна система регулювання напруги з оптосимистором у силовому колі. Безперервний ріст цін на енергоресурси та паливо дозволяє стверджувати, що залежно від змін теплових навантажень і умов експлуатації, а також від продуктивності СХУ, капітальні витрати на систему регулювання температури

конденсації з таким пристроєм окупляться за строк від 6 місяців до двох років. Відкритими для РТК залишаються лише питання якості динамічних процесів, процесів енергоспоживання, діапазону регулювання продуктивності вентилятора конденсатора. Очевидно, що ці завдання для РТК можуть бути вирішені не тільки експериментально, але більш швидкими й досить ефективними методами – методами імітаційного моделювання.

Зрозуміло, що вкрай важливим є визначення можливостей регуляторів температури конденсації СХУ у зазначеному підключенні електродвигуна вентилятора й пропозиція альтернативних рішень.

У якості прикладу розглянемо вентилятор повітряного конденсатора РК, оснащеного асинхронним трифазним електродвигуном з наступними технічними даними: 0,37 кВт,  $3 \times 220$  В, 1,2 А,  $\cos \varphi_n = 0,69$ ,  $\eta_n = 68\%$ ,  $\omega_n = 142,8$  рад/с. Сумарний момент інерції  $J_\Sigma$  двигуна із приєднаним до його вала вентилятором становить  $16,25 \cdot 10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup>.

Рекомендовані [88] виробником регулятора НРС1/4 настроювання вихідної напруги наступні. Мінімальна напруга, при якій вентилятор повинен відключитися,  $U_{\min} = 70$  В; настановна робоча напруга, при якій забезпечується оптимальна для холодильної установки температура конденсації,  $U_{\text{роб}} = 145$  В. При включенні пристрою на двигун подається повна напруга протягом 10 с. Цей час необхідний для завершення процесу пуску двигуна вентилятора й прогріву парами ХА конденсатора з жорстко прикріпленим до нього термодатчиком. Через 10 с регулятор переходить у режим стабілізації, що для номінальної температури конденсації повинне відбутися при напрузі на двигуні близько 145 В.

Для дослідження описаних режимів у середовищі Матлаб була використана імітаційна модель однофазної системи імпульсно-фазового керування симистором РТК, яка представлена в роботі [89]. Система керування синхронізується мережею, опорна напруга – пілкоподібна. Параметри схеми заміщення асинхронного двигуна розраховані за методикою [90]. Пусковий і робочий конденсатори двигуна, при з'єднанні фаз «трикутником» ( $C_p = 20,0$  мкФ,  $C_n = 30,0$  мкФ), визначені по формулах [91] з урахуванням того, що при максимальній

швидкості й максимальному статичному навантаженню фазний струм не повинен перевищити номінальне (1,2 А) значення. Статична характеристика вентилятора описана відомою залежністю моменту  $M$  від швидкості  $\omega$ :  $M = M_{xx} + k \cdot \omega^2$ , де момент холостого ходу  $M_{xx}=0,06$  Нм, а коефіцієнт в'язкого тертя  $k=1,21 \cdot 10^{-4}$  Нм·с<sup>2</sup>/рад<sup>2</sup>.

На рис. 4.15 наведені перехідні процеси пуску електродвигуна вентилятора конденсатора. У момент часу  $t=0,15$  с пускова ємність  $C_n$  відключається й до електродвигуна залишається приєднаним тільки робочий конденсатор.

Графіки напруги й струму, споживаного трифазним конденсаторним електродвигуном з однофазної мережі в цьому режимі, наведені на рис. 4.16.

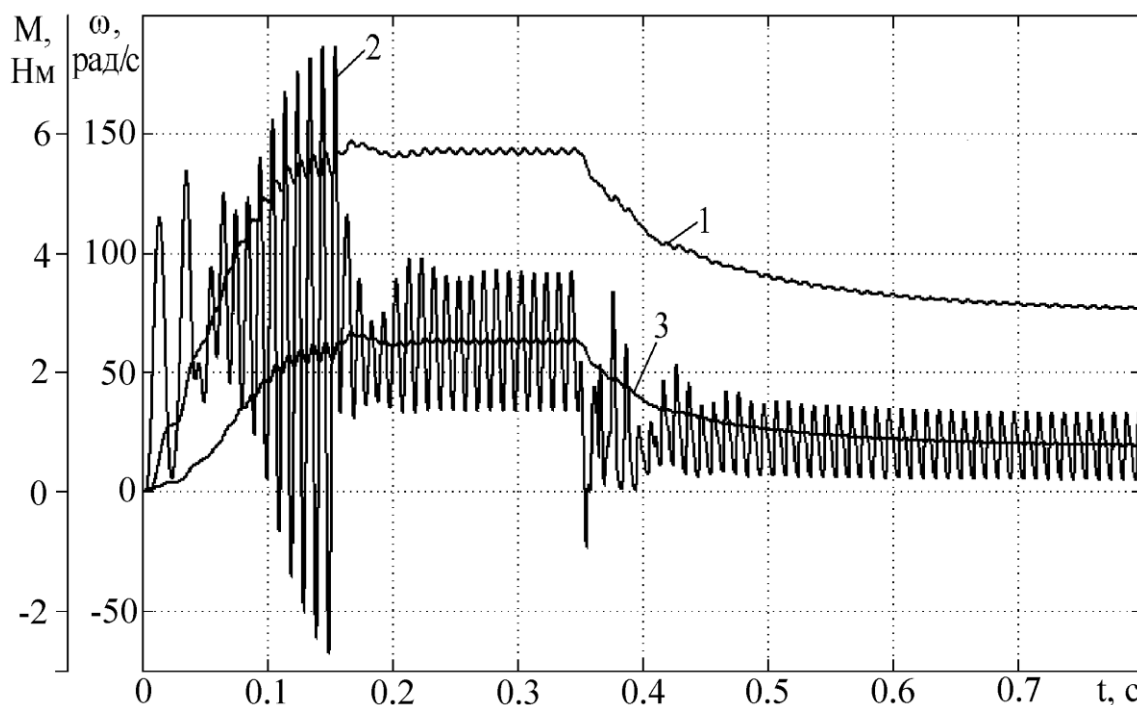


Рис. 4.15 – Процес пуску й виходу на знижену швидкість у системі РТК із регулятором напруги:

1 – швидкість вентилятора, 2 – момент двигуна, 3 – статичний момент

З аналізу форми споживаного двигуном струму випливає очевидний висновок про вкрай низький енергетичний фактор [92] системи з регулятором напруги, який простими засобами в даній схемі поліпшити практично неможливо.

Крім того, істотні пульсації моменту (рис. 4.15) у режимі, що встановився, із



імовірним нагріванням обмоток, неможливість роботи з номінальним для встановленого трифазного електродвигуна навантаженням, пульсації швидкості обертання, що викликають підвищений шум вентилятора, викликають сумніви у доцільності застосування пропонованих рішень для електродвигунів потужністю більше 15...20 Вт.

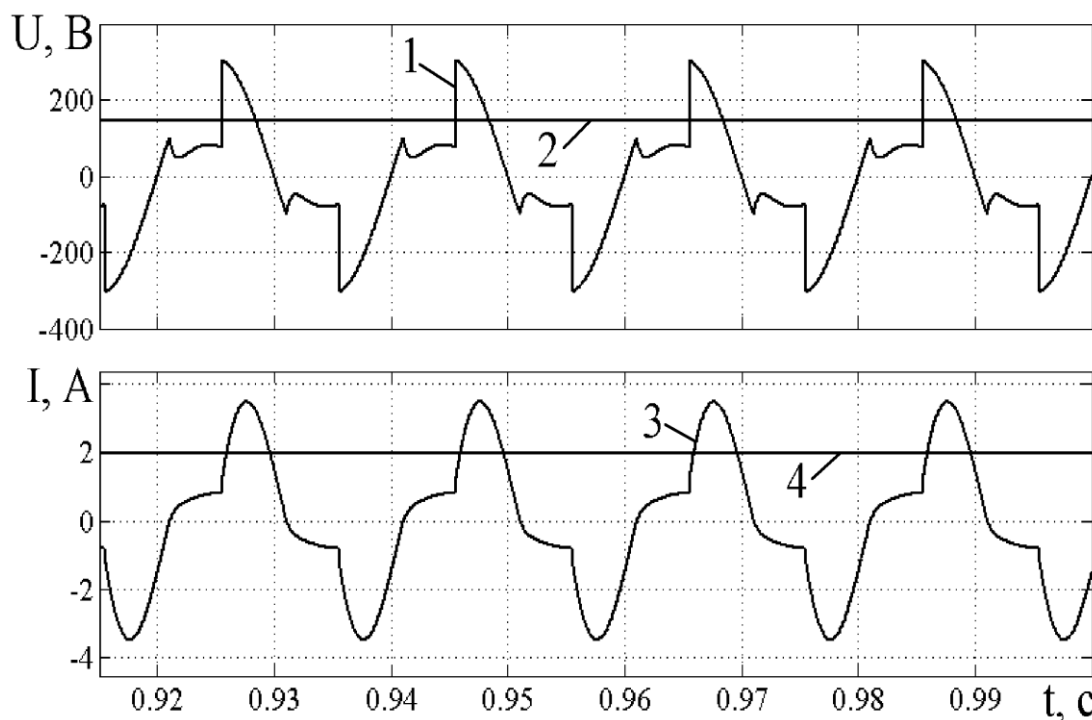


Рис. 4.16 – Ділянка зниженої швидкості:

1 і 2 – миттєве й діюче значення напруги на двигуні; 3 і 4 – миттєве й діюче значення споживаного мережного струму

Очевидно, що через відносно високі ціни, застосування промислових перетворювачів частоти (ПЧ), що зазвичай мають надлишкові функціонально-сервісні можливості й від яких буде потрібен діапазон регулювання швидкості не більш 2...3 при потужності двигуна до 500 Вт для РТК недоцільно.

Виявлений великий ряд можливих технічних рішень для створення керованих електроприводів систем РТК, наприклад, на основі [93]. Один з найбільш простих варіантів реалізації принципової схеми РТК – трифазний ПЧ з ланкою постійного струму і однофазним мостовим керованим, або напівкерованим, випрямлячем [83].

З метою фізичної реалізації як можна більш простої і тому недорогої й

надійної трифазної системи РТК, приймаємо, що частота перетворювача незмінна (50 Гц), а сигнали керування надходять тільки на мостовий випрямляч. Для аналогічних, описаних вище, умов функціонування системи РТК порівнюємо, за допомогою імітаційного моделювання, систему регулювання напруги з конденсаторним двигуном і електроприводом на основі ПЧ і керованим випрямлячем.

Деякі результати моделювання системи із ПЧ наведені на рис. 4.17.

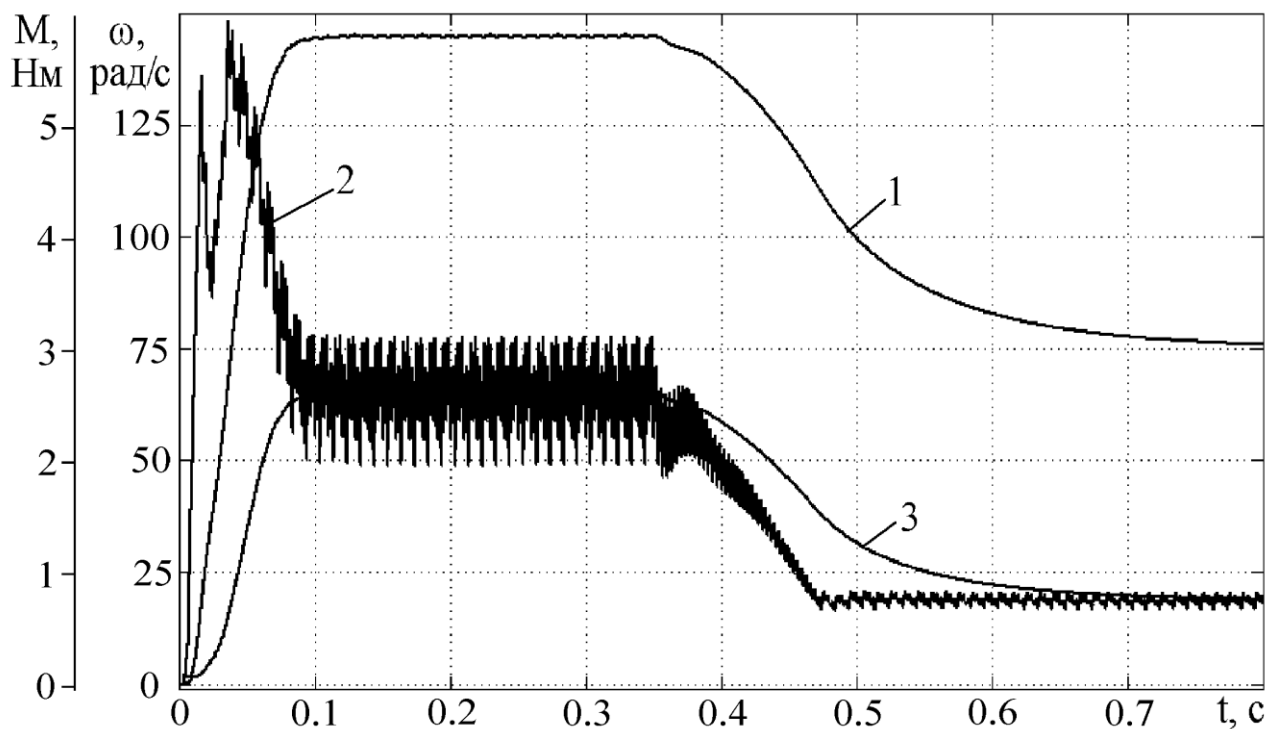


Рис. 4.17 – Процес пуску й виходу на знижену швидкість у системі РТК із ПЧ:

1 – швидкість вентилятора, 2 – момент двигуна, 3 – статичний момент

У момент часу  $t=0,35$  с формується кут керування мостовим випрямлячем так, що забезпечується встановлена швидкість близько 75 рад/с.

Графіки напруги на фазі, а також споживаного фазою електродвигуна струму при зниженій встановленій швидкості наведені на рис. 4.18. Форма мережного струму близька до наведеної в [94].

Діюче значення струму фази набагато менше, чим для однофазної системи з регулюванням напруги (рис. 4.18 і рис. 4.16, графіки 4), а форма струму ближче до синусоїдальної.

Також встановлено, що в системі РТК із розглянутим ПЧ немає

необхідності в застосуванні кламперного пристрою, тому що в режимах гальмування вентиляторний характер навантаження не дозволяє конденсатору керованого випрямляча додатково заряджатися.

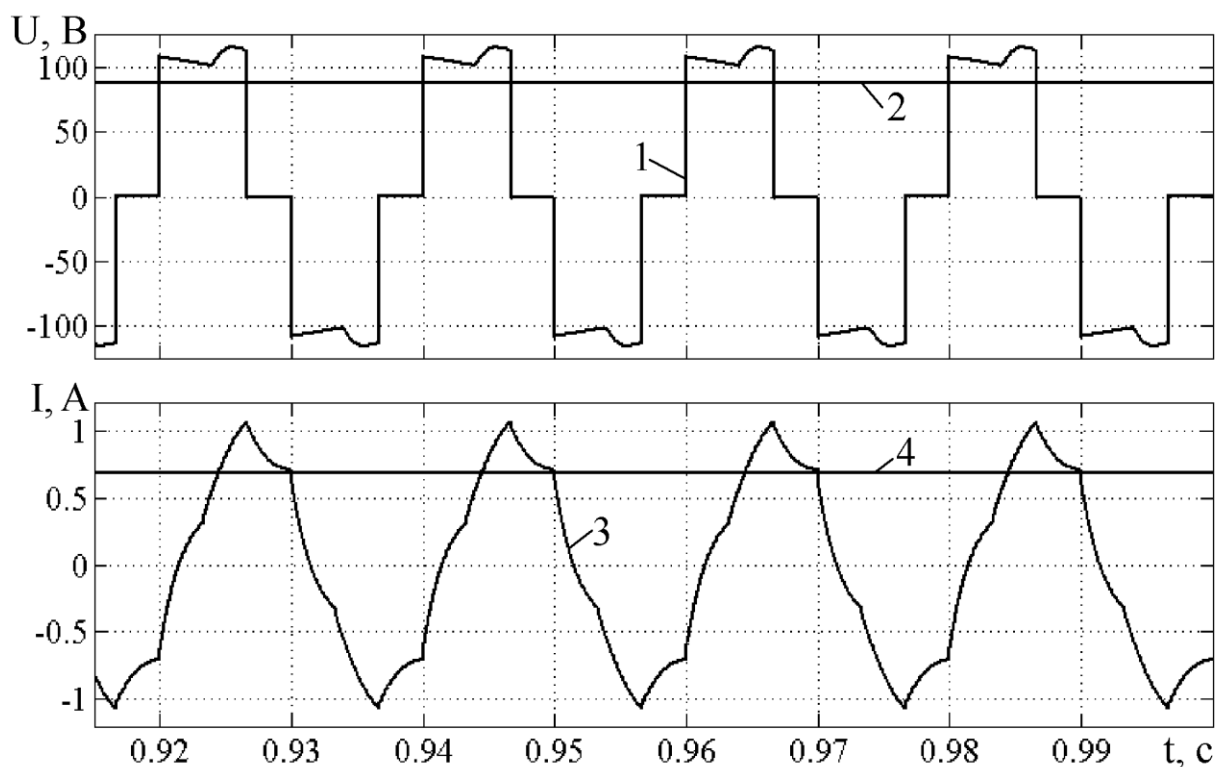


Рис. 4.18 – Ділянка зниженої швидкості при роботі системи РТК із ПЧ:

1 і 2 – миттєве й діюче значення напруги на двигуні; 3 і 4 – миттєве й діюче значення струму фази

Крім того, цілком припустима робота системи РТК на основі ПЧ і керованого випрямляча з моментом опору, практично рівним номінальному для звичайного трифазного включення асинхронного двигуна.

Технічна реалізація пропонованого ПЧ для систем РТК досить проста: шість ключів *MOSFET* з мікросхемою драйвера й генератор фіксованої частоти, що задає, з розподільником імпульсів на дискретних елементах. Схемотехніка керованого випрямляча й регулятора, що формує помилку між сигналом завдання й термодатчиком, очевидна й не викликає труднощів.

Якщо врахувати додаткову можливість, що з'явилася, установки після керованого випрямляча пристрою активної корекції коефіцієнта потужності [95], то ціна розглянутої системи РТК, при серійному виробництві, не зможе

перевищувати ціну РТК на основі оптосимисторного регулювання напруги, при цьому мережний струм РТК буде практично синусоїдальним.

#### 4.3.2. Керовані системи охолодження водяних конденсаторів (СХУ середньої та великої продуктивності).

Регулятори тиску водяних конденсації існують різних типів. Найчастіше, це керовані насоси охолоджуваної води, або керовані окремим виконавчим (регулювальним) органом поворотні заслінки.

У всіх відомих системах стабілізації існує загальний недолік – підтримка (стабілізація) заздалегідь заданого та фіксованого тиску конденсації, незалежно від того, що в реальних умовах експлуатації температура охолодного повітря або води може істотно зменшуватися.

Типова функціональна й структурна схеми контуру регулювання тиску конденсації наведені на рис. 4.19, *а, б*.

Однак при такому способі регулювання за схемою є істотний недолік, який полягає у наступному. Відомо, що зменшенню тиску конденсації  $p_k$  ХА відповідає зменшення споживаною компресором СХУ електричної енергії. За різними літературними джерелами [96, 97] зменшення температури конденсації (або тиску конденсації) ХА на 1 °С приводить до зменшення витрат електричної енергії від 1,5 % до 4 % при одночасному збільшенні холодопродуктивності  $Q_0$ . Ці позитивні властивості пояснюють зменшенням навантаження на компресор, який подає перегріті пари ХА у конденсатор. Очевидно, що зменшення значення тиску конденсації може бути викликано збільшенням витрати охолодної води й (або) зменшенням її температури. У системі регулювання, наведеної на рис. 4.19, *а*, при зменшенні витрати й (або) збільшенні температури води тиск конденсації зростає. Регулятор відкриває регулювальний орган на більший кут, тим самим збільшуючи витрату охолодної води. При цьому збільшене раніше значення тиску конденсації  $p_k$  ХА зменшується й стабілізується на рівні заданого тиску  $p_{кз}$  – епюра на рис. 4.19, *в*.

Аналогічно описаному буде протікати динамічний процес й при збільшенні витрати й (або) зменшенні температури охолодної води (рис. 4.19, з).

У останньому випадку тиск конденсації змож би бути зменшеним за рахунок існування надлишкової енергії води до рівня  $p'_{кз}$ , але регулятор стабілізує тиск  $p_k$  на заздалегідь фіксованому заданому рівні  $p_{кз}$  і усуває тим самим, з енергетичної точки зору позитивну дію зовнішніх збурювань.

Таким чином, існують невикористані можливості енергетично більш ефективних способів регулювання тиску конденсації у СХУ, які обладнанні конденсаторами з водяним охолодженням.

Перший спосіб дозволяє за рахунок введення додаткових зворотних зв'язків за витратою  $G$  й температурою  $t$  охолодної води зменшувати тиск конденсації відповідно до змін збурювань – збільшення витрати й (або) зменшення температури води. Структурна схема такої системи регулювання тиску конденсації з додатковими зворотними зв'язками наведена на рис. 4.20.

Як видно з рис. 4.20, у систему, що складається із контуру холодної води (об'єкта регулювання), регулятора й датчика негативного зворотного зв'язку за тиском з передатним коефіцієнтом  $K_{oc}$ , додатково підключені до задавального входу регулятора (окрім сигналів завдання  $U_z$  і головного зворотного зв'язку за тиском (температурою)  $U_{ocP}$ ) ще два зворотних зв'язки. Перший - за витратою води з датчиком витрати  $BG$ . Другий зв'язок - за температурою води з датчиком температури  $BT$ . Сигнали з датчиків симетруються по нульовому рівні вихідної напруги у номінальному режимі роботи холодильної установки за допомогою елементів порівняння 2 і 3 й напруг симетрування  $U_{cG}$  і  $U_{ct}$ . Тобто, у номінальному режимі роботи холодильної установки вихідні сигнали  $U_1 = 0$  і  $U_2 = 0$ . Вихідні сигнали елементів порівняння  $U_1$  і  $U_2$  надходять до нелінійних блоків  $НБ1$  і  $НБ2$ , з яких знімаються сигнали зворотних зв'язків  $U_{ocG}$  і  $U_{oct}$ .

Закони функціонування нелінійних блоків:

$$\begin{aligned} U_{ocG} &= U_1, \text{ при } U_1 > 0, & U_{ocG} &= 0, \text{ при } U_1 \leq 0. \\ U_{oct} &= -U_2, \text{ при } U_2 < 0, & U_{oct} &= 0, \text{ при } U_2 \geq 0. \end{aligned} \quad (4.40)$$

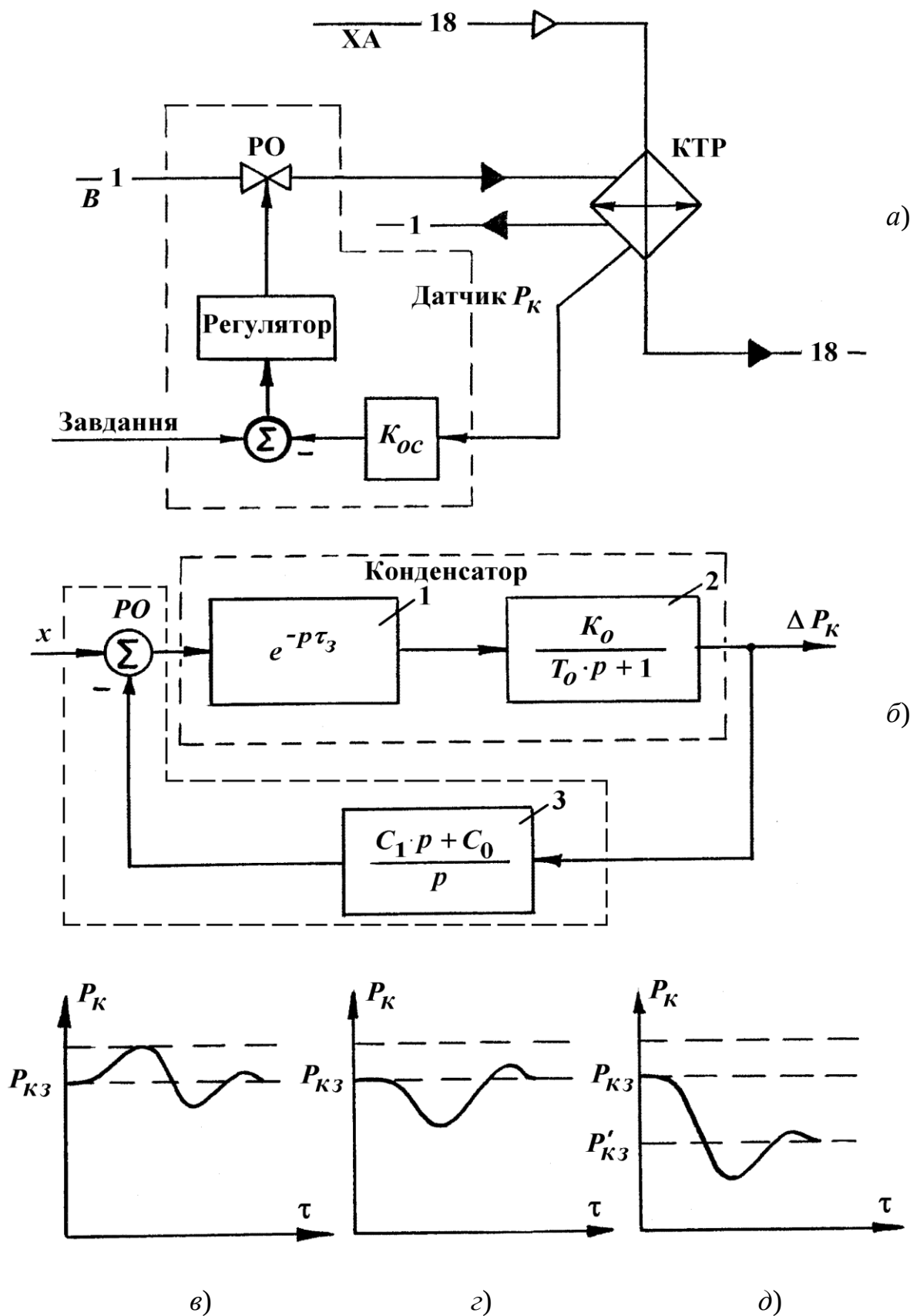


Рис. 4.19 – Функціональна (а) й структурна (б) схеми системи керування тиску конденсації та процеси при регулюванні тиску конденсації (в, г, д)

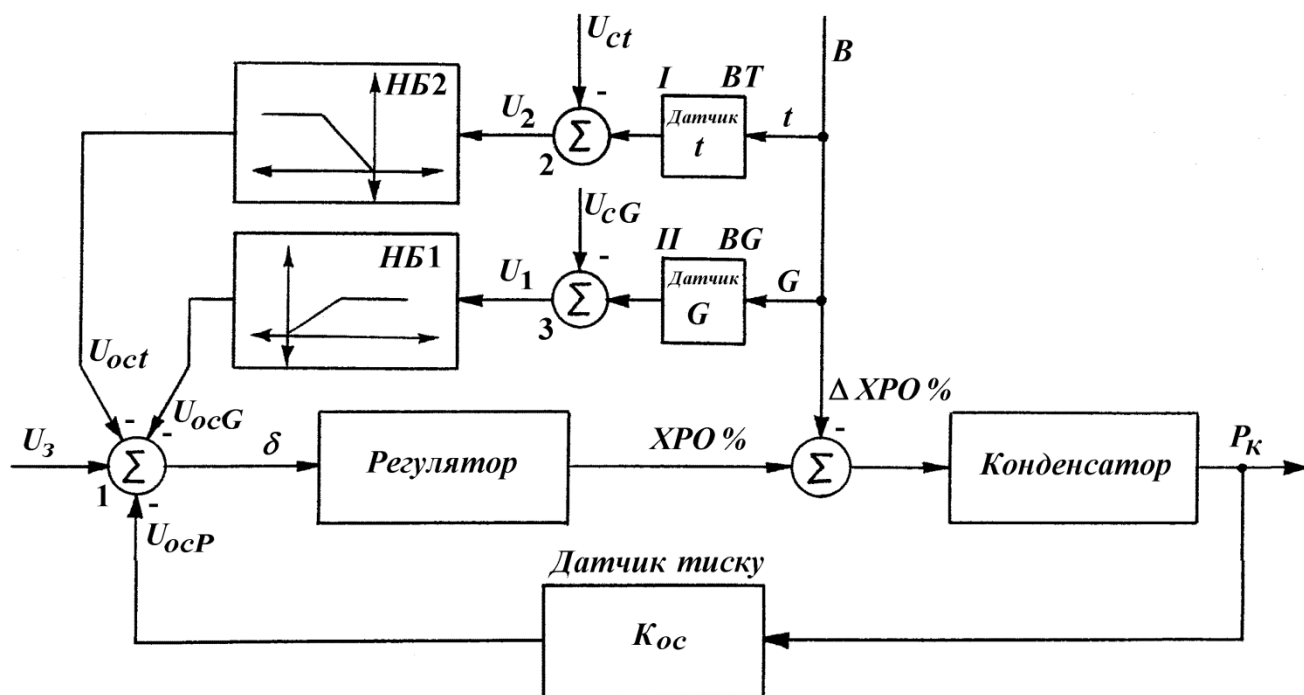


Рис. 4.20 – Структурна схема (система №1) системи регулювання тиску конденсації с датчиками витрати  $BG$  й температури  $BT$  охолоджувальної води

Результуючий сигнал  $\delta$  надходить на вхід регулятора, а його значення визначається алгебраїчною сумою сигналів завдання й зворотних зв'язків:

$$\delta = U_3 - U_{ocP} - U_{ocG} - U_{oct}. \quad (4.41)$$

Із цього виразу видно, що помилка регулювання  $\delta$ , а отже й задане значення тиску конденсації  $p_{кз}$ , залежать не тільки від напруги завдання  $U_3$  на вході регулятора і у процесі роботи може зменшуватись.

Як видно з рис. 4.20, дуже важливим є те, щоб у ході настроювання системи, регулюванням напруг симетрування  $U_{cG}$ ,  $U_{ct}$  та залежностей нелінійних блоків  $НБ1$  і  $НБ2$  отримати такий режим, щоб при номінальних витраті й температурі води сигнали зворотних зв'язків  $U_{ocG}$  і  $U_{oct}$  рівнялися нулю. При відхиленні від номінального значення витрати й (або) температури охолодної води нелінійні блоки  $НБ1$  і  $НБ2$  вступають у дію.

Розглянемо роботу системи більш докладно, наприклад, при змінах витрати води.

Нехай тиск конденсації  $p_k$  мав постійне, незмінне, значення на заданому

рівні  $p_{кз}$ . У випадку зменшення витрати води щодо номінального значення ( $G_w < G_{wn}$ ) напруга  $U_{ocG}$  залишиться рівною нулю, що обумовлено тим, що  $U_1 < 0$ , а також формою нелінійної залежності блоку *НБ1*. У результаті процес регулювання тиску конденсації буде здійснюватися аналогічно процесам, що проходять у наведеній на рис. 4.19, *а, б* системі. Але при збільшенні витрати води ( $G_w > G_{wn}$ ), напруга  $U_1$  стане більше нуля, а сигнал  $U_{ocG}$  почне відніматися із задавального  $U_3$ , зменшуючи тим самим величину значення  $\delta$ , а отже й статичний тиск конденсації ХА (рис. 4.19, *д*). Аналогічно описаному, процес регулювання тиску конденсації буде проходити й по каналу температури води.

Ділянки «обмеження» нелінійних характеристик блоків *НБ1* і *НБ2* уведені з метою обмеження мінімального значення тиску конденсації при значних зниженнях температури або різкому збільшенні витрати охолодної води.

Імітаційна модель, побудована за структурною схемою на рис. 4.20 в середовищі моделювання Matlab, наведена на рис. 4.21, а графіки динамічних процесів зміни тиску конденсації при зменшенні витрати охолоджувальної води на рис. 4.22.

Для побудови графіків на рис. 4.22 використовувалися дані кожухотрубного конденсатору КТР-300 СХУ риболовецького траулера, який моделювався у вигляді аперіодичної ланки із запізнюванням:

$$W_k(p) = \frac{K_k}{T_k + 1} \cdot e^{-p \cdot \tau_{кз}}, \quad (4.42)$$

а регулятор здійснював пропорційно-інтегральний (ПІ) закон регулювання відповідно до виразу [98]:

$$W_p(p) = \frac{C_1 \cdot p + C_0}{p}. \quad (4.43)$$

Параметри налаштування системи взяті безпосередньо з паспорту регулятора *РІС-6800* СХУ:  $C_0=110$  % ХРО/(МПа·хв),  $C_1=430$  % ХРО/МПа, де ХРО – хід регулювального органу.

Динамічні параметри конденсатора були визначені розрахунковим методом



й мають наступні значення:  $\tau_z = 0,98$  хв,  $T_k = 3,9$  хв,  $K_k = 0,014$  МПа на 1% ходу регулювального органу – вентиля з електричним виконавчим механізмом, установленим на трубопроводі подачі води в конденсатор.

В наведеній моделі прийняті наступні позначення:

- Delay – блок запізнення температури (тиску) конденсації за виразом (4.42);
- Condenser – аперіодична ланка у відповідності до виразу (4.42);
- Pressure sensor – датчик тиску конденсації;
- PI controller – датчик тиску конденсації;

Інші позначення аналогічні структурній схемі на рис. 4.20.

У досліджуваній моделі, у обидві системи (із зворотними зв'язками та без них), при незмінному налаштуванні регулятора й  $p_{кз} = 0$  (тобто режимі відхилень від абсолютного значення завдання тиску конденсації) вносилося збурювання за витратою охолоджувальної води  $G = -1$  % ХРО й реєструвалася величина відхилення  $\Delta p_k$ . Крива 1 (рис. 4.22) показує, що при відсутності додаткових зворотних зв'язків за збуренням регулятор стабілізує тиск конденсації на заданому значенні навіть при збільшенні витрати охолоджувальної води. При переході на запропоновану схему (рис. 4.22, крива 2) регулятор зменшує тиск конденсації у відповідності до (4.41), знижуючи навантаження на компресор та енергетичні витрати СХУ в цілому.

Фізична реалізація запропонованої системи очевидна. У якості датчиків температури й витрати води використовуються стандартні вимірювальні прилади з аналоговими електричними сигналами на виході. Джерела напруг симетрування – типові блоки живлення постійного струму. Нелінійними блоками з елементами порівняння можуть бути операційні підсилювачі з відповідною нелінійною корекцією. Для сучасних СХУ припустима також й програмна реалізація запропонованої системи, у тому числі й нелінійних залежностей за допомогою програмованих контролерів.

Другий спосіб регулювання тиску конденсації припускає відключення кола зворотного зв'язку за тиском конденсації  $p_k$ . При такому включенні регулятор буде

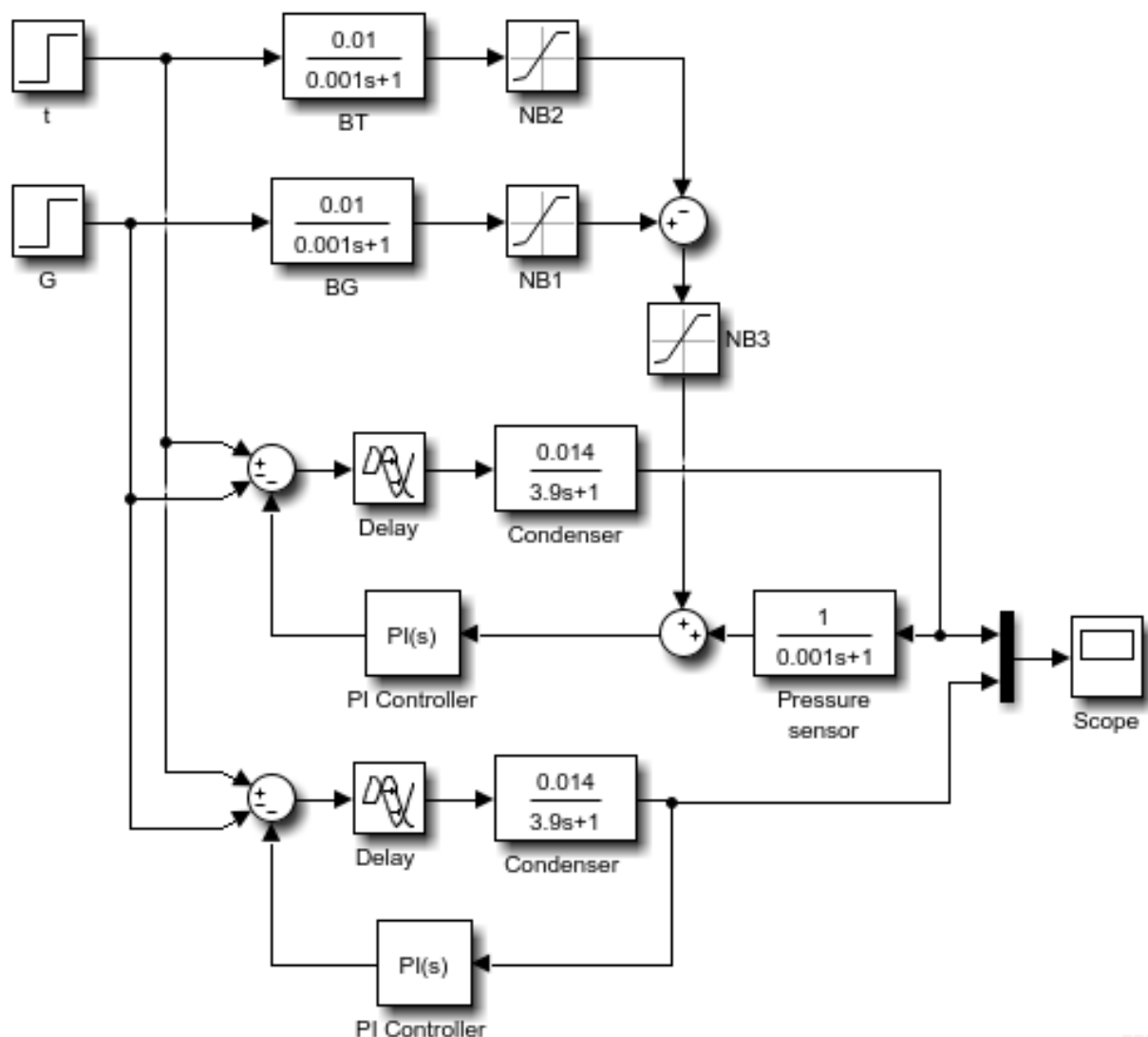


Рис. 4.21 – Імітаційна модель (система №1) системи регулювання тиску конденсації с датчиками витрати  $BG$  й температури  $BT$  охолоджувальної води

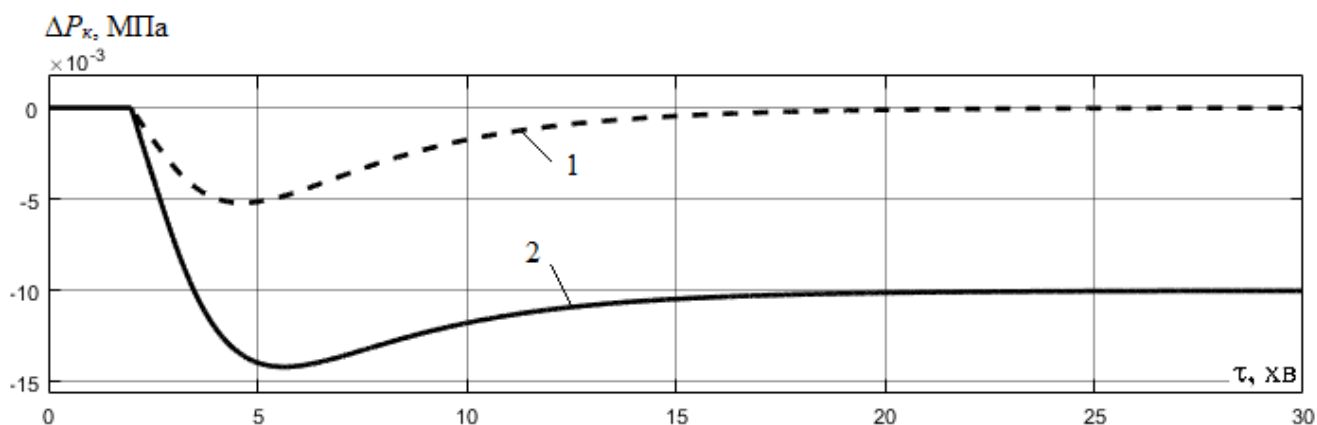


Рис. 4.22 – Процеси стабілізації тиску конденсації

1 – без зворотного зв'язку за збурюванням, 2 – із дією зворотного зв'язку за витратою охолоджувальної води

реагувати лише на відхилення  $p_k$  убік більший, чим  $p_{кз}$ , тобто на позитивні збурювання. Якщо  $p_k$  буде менше  $p_{кз}$ , то регулятор розриває коло зворотного зв'язку. Пропонована схема регулювання (рис. 4.23) у порівнянні з відомою (рис. 4.19, а, б) відрізняється додатковим логічним блоком і перемикачем  $S$ . Останній може перебувати у положеннях: «1» - зворотний зв'язок системи замкнутий і «2» - зворотний зв'язок системи розімкнутий.

Положення перемикача у будь-який момент часу залежить від вихідного сигналу  $U$  логічного блоку. Рівень сигналу визначається значенням  $p_k$  і може приймати одне із двох значень – логічного нуля або логічної одиниці.

Закон функціонування логічного блоку:

$$\begin{aligned} U &= 1, \text{ при } P_k > P_{кз}, \\ U &= 0, \text{ при } P_k < P_{кз}. \end{aligned} \quad (4.44)$$

Уставка спрацьовування  $U_z$  логічного блоку регулюється у процесі налаштування системи й змінює рівні спрацьовування ключа  $S$ .

Найбільш ефективна робота пропонованої системи у таких випадках, коли СХУ працює у режимах суттєвих відхилень, що значно відрізняються від розрахункових режимів. Це положення ілюструється графіками динамічних процесів регулювання тиску конденсації (рис. 4.25, 1 – для системи із традиційним ПІ-регулятором, 2 – для системи із додатково вбудованим логічним блоком), побудованих за допомогою моделювання у середовищі Matlab (рис. 4.24).

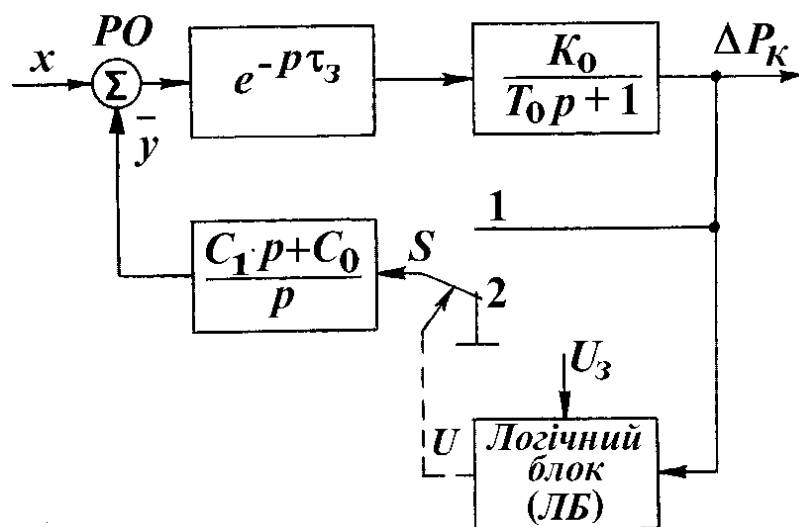


Рис. 4.23 – Структурна схема (система №2) системи регулювання тиску конденсації з логічним блоком

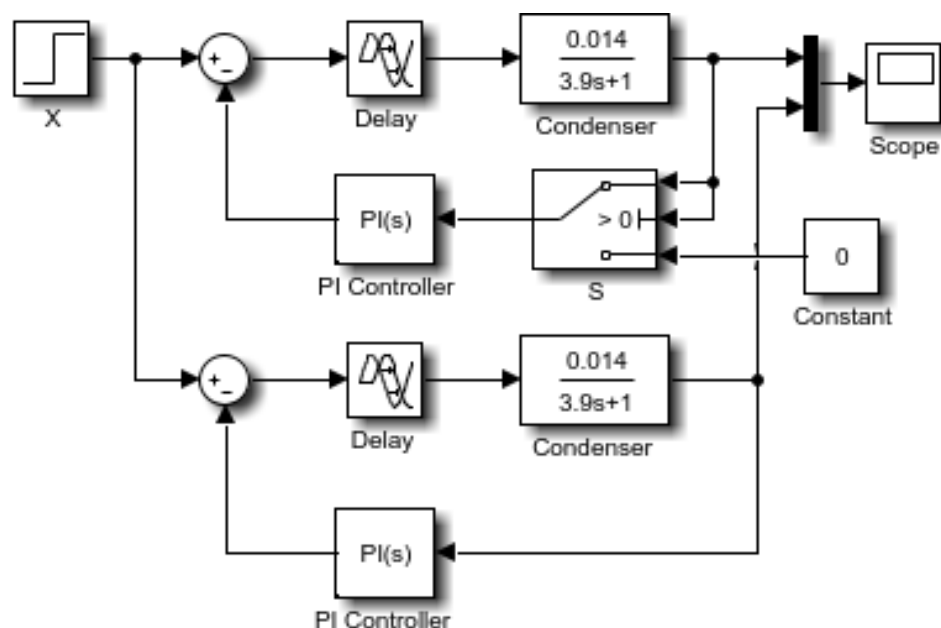


Рис. 4.24 – Імітаційна модель (система №2) системи регулювання тиску конденсації з логічним блоком

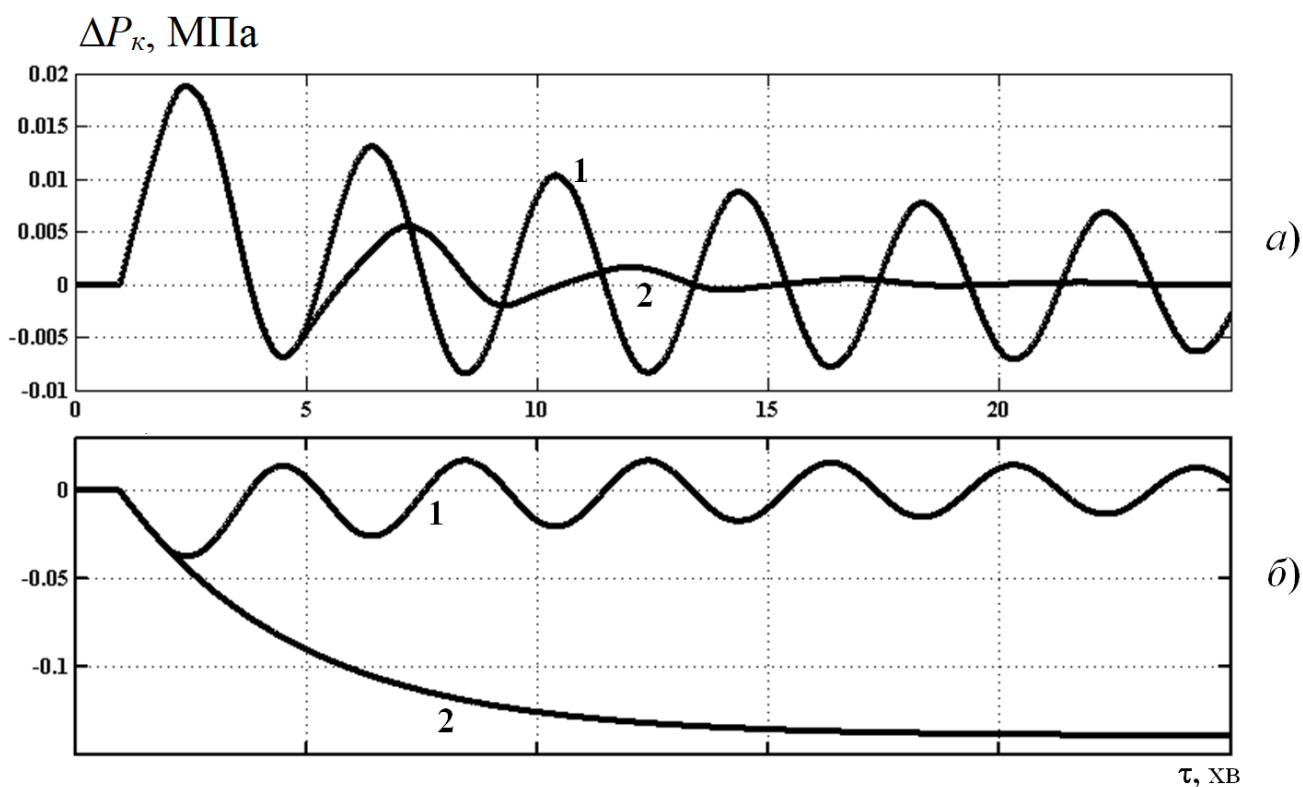


Рис. 4.25 – Процеси стабілізації тиску конденсації у кожухотрубному конденсаторі:

а) при позитивному збуренні, б) при від'ємному збуренні; 1 – для системи із традиційним  $PI$ -регулятором, 2 – для системи із додатково убудованим логічним блоком (ЛБ)

У досліджуваній моделі (рис. 4.24) всі позначення аналогічні моделі на рис. 4.21 та структурній схемі на рис. 4.23.

У обидві системи (рис. 4.24) , при незмінному настроюванні регулятора й  $p_{кз} = 0$  вносилися збурювання  $X = 5 \%$  ХРО й реєструвалася величина відхилення  $\Delta p_k$ . Крива 1 (рис. 4.25, а) показує, що процес регулювання при позитивному збуренні, затягнутий, для нього характерні висока частота й значна амплітуда коливань збільшень тиску конденсації.

При переході на пропоновану схему (рис. 4.25, а, крива 2), час перехідного процесу й ступінь коливальності тиску конденсації значно зменшені. Знизилася, також, і частота коливань тиску. Такий характер протікання процесу пояснюється співвідношенням динамічних параметрів конденсатора, регулятора з логічним блоком і їхньою взаємодією, що спільно приводить до наступного.

Під час перехідного процесу, коли  $p_k < p_{кз}$  (регулятор відключений), величина  $\Delta p_k$  через запізнювання у системі має позитивне значення. У результаті тиск  $p_k$  зросте й через певний час перевищить задане (нульове у цьому випадку - для режиму відхилень) значення, що й приведе до спрацьовування регулятора. Процес буде повторюватися доти, поки тиск конденсації не встановиться на заданому значенні  $p_{кз}$ , забезпечуваному інтегральною складовою регулятора.

Очевидно, що якщо на вхід пропонованої системи надійде велике негативне збурювання, наприклад  $X = -10 \%$  ХРО, тоді регулятор відключить коло зворотного зв'язку й тиск у конденсаторі у статичному режимі буде відрізнятися від уставки на значення  $P_k = K_k \cdot X = 0,014 \cdot (-10) = -0,14$  МПа.

У цьому випадку тиск конденсації встановиться на більш низькому рівні й тому знизиться навантаження на компресор. Для порівняння у звичайній системі буде відбуватися процес стабілізації на заздалегідь фіксованому, заданому тиску, що є в даній ситуації енергетично не вигідним.

Реалізація моделі системи, за схемою, наведеної на рис. 4.24 достатньо очевидна. Програмна реалізація алгоритму керування на мікроконтролері СХУ також дуже проста і безпосередньо впливає із представленої на рис. 4.23 схеми.

Таким чином, розроблені структурні схеми й прості алгоритми

регулювання тиску конденсації використовують принципи часткової інваріантності до основних збурювань із елементами нелінійної корекції й змінюваної структури. Апаратне чи програмне використання запропонованих алгоритмів керування, як доведено у описаних прикладах за допомогою моделювання процесів у кожухотрубному конденсаторі КТР-300 СХУ та системи керування для повітряного конденсатора, дозволяють підвищити якість динамічних процесів. Це особливо проявляється при значних й частих змінах теплових навантажень на СХУ.

#### **4.4 Висновки до четвертого розділу**

В четвертому розділі вирішена третя задача дисертаційного дослідження, згідно якої зроблено наступне.

1. На підставі термодинамічного аналізу циклу роботи СХУ та методів чисельного моделювання розроблена модель температурних режимів у випарнику та охолоджувальному об'єкті, яка дозволяє проводити аналіз основних властивостей СХУ, як об'єкта керування, в змінних режимах роботи і може бути основою для проектування систем керування холодопродуктивністю, діагностики та контролю технічного стану таких установок.

2. На основі аналізу динаміки роботи поршневого компресору СХУ та теорії адаптивних СС повного порядку розроблена модель електропривода компресора, яка спроможна в реальному часі визначати енергетичні та механічні показники з метою діагностування та контролю технічного стану компресора.

3. Розроблені та досліджені моделі стабілізації тиску конденсації конденсаторів з повітряним та водяним охолодженням, побудовані на принципах часткової інваріантності до основних збурювань, які дозволяють підвищити енергетичну ефективність СХУ та покращити якість перехідних процесів.

## РОЗДІЛ 5

### СИСТЕМА ДІАГНОСТИКИ ТА КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СХУ

#### 5.1 Методика визначення параметрів дійсного холодильного циклу СХУ

Побудування системи діагностики та контролю технічного стану СХУ неможливе без отримання необхідних вхідних даних, на підставі яких визначаються параметри функціонування, коефіцієнти енергетичної ефективності та симптоми несправностей. Проведений в розділі 3 термодинамічний та енергетичний аналіз роботи СХУ показав, що такими вхідними даними можуть бути параметри ХА (температури, тиски, ентальпії) у вузлових точках дійсного холодильного циклу, побудованого в координатах  $p$ - $h$  (рис. 5.1).

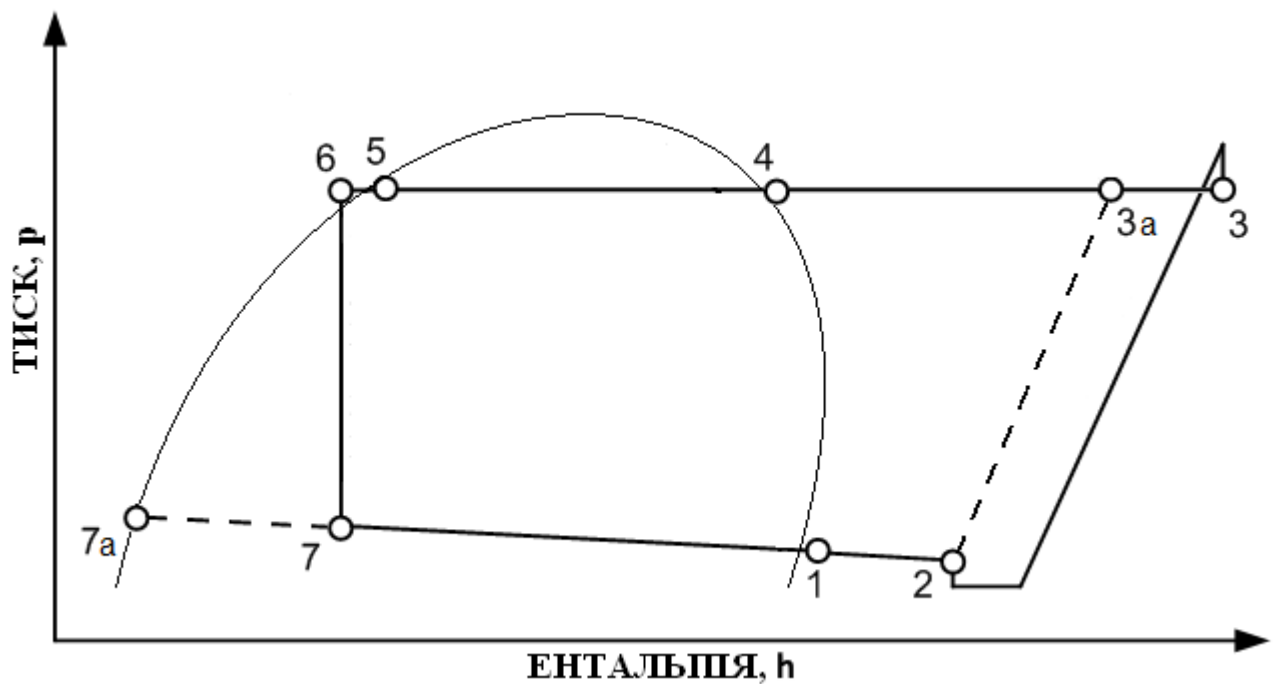


Рис. 5.1 – Дійсний холодильний цикл СХУ

У багатьох сучасних СХУ, особливо малої та середньої холодопродуктивності, не передбачена можливість підключення зовнішніх приладів тиску, а розгерметизація системи приводить до викиду ХА в атмосферу, і тим самим до ускладнення ремонтних робіт. У запропонованій методиці

розглядається варіант побудови циклу з можливістю установки всього чотирьох датчиків температури без використання датчиків тиску.

Таким чином, для розрахунку параметрів циклу і визначення технічного стану СХУ, що знаходиться в процесі експлуатації, необхідно визначити: температури конденсації  $T_k$  і кипіння  $T_0$  ХА; температуру всмоктування  $T_2$  компресора; температуру переохолодженого рідкого ХА за конденсатором перед терморегулюючим вентилем  $T_6$ ; марку використовуваного ХА та модель компресора. Умовно місця підключення датчиків температури показані на рис. 5.2.

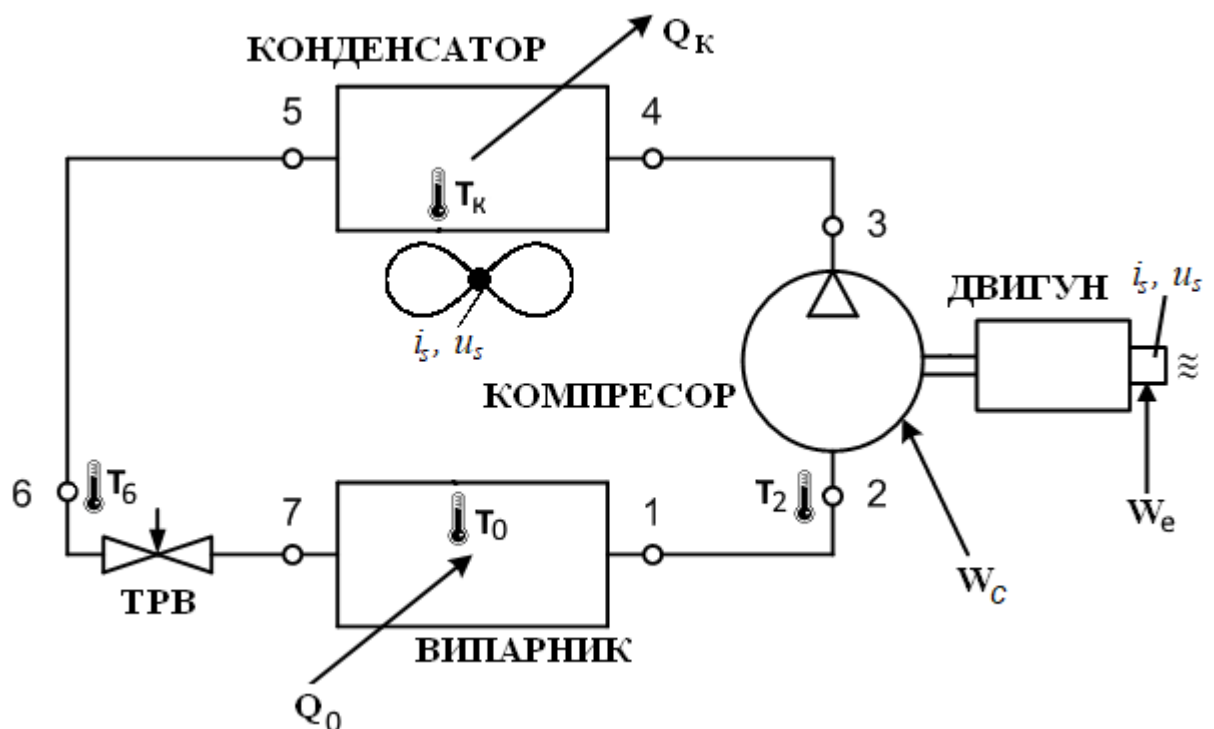


Рис. 5.2 – Структурна схема суднової ХМ

Для визначення параметрів ХА в однофазній області можливо користуватися спеціальними таблицями або тепловими діаграмами тиск – ентальпія і температура – ентропія, але вони не завжди є в розпорядженні вахтових механіків. Крім цього застосування теплових діаграм або таблиць знижує точність розрахунків, оскільки доводиться користуватися графічними або чисельними методами інтерполяції. У зв'язку з викладеним пропонується використовувати комплекс простих рівнянь, які складені на підставі



експериментальних даних і розробленої таблиці коефіцієнтів  $A, B, C, D$ , рівнянь стану ХА [99]. Ці рівняння забезпечують достатню точність розрахунку ентальпій  $h$  в залежності від тиску  $p$  і температури  $T$ .

За вимірними значеннями  $T_k$  і  $T_0$  визначають тиск конденсації  $p_k$  і кипіння  $p_0$  за виразом:

$$p = e^{D_0 + D_1 \cdot T + D_2 / T}. \quad (5.1)$$

Тиск в точках 1, 2, 7, 7а приймають рівним  $p_0$ , а в точках 3, 3а, 4, 5, 6 рівним  $p_k$  (рис. 5.1). Температура в точках 1, 7, 7а приймається рівною  $T_0$ , а в точках 4, 5 рівною  $T_k$ .

Визначаються ентальпії в точках 1, 2, 4:

$$h = C_0 T + 50C \cdot \Theta^2 + C_1 + p \left( \frac{3B_3}{\Theta^2} - B_2 \Theta^2 \right), \quad (5.2)$$

де  $\Theta = T/100$ .

Визначається ентальпія в точках 5, 6, 7а:

$$h = A_0 + A_1 \cdot \Theta + A_2 \cdot \Theta^5. \quad (5.3)$$

Визначається сухість пара ХА в точці 7:

$$x_7 = \frac{h_6 - h_{7a}}{h_1 - h_{7a}}. \quad (5.4)$$

Розраховується ентальпія в точці 7, враховуючи параметри ХА на лініях конденсації та кипіння:

$$h_7 = h_{7a} + x_7(h_1 - h_{7a}). \quad (5.5)$$

Визначається ентропія в точці 2:

$$s = \ln \frac{T^{C_0}}{p^R} + C \cdot \Theta + C_2 + \frac{p}{100} \left( \frac{2B_3}{\Theta^3} - 2B_2 \Theta - B_1 \right). \quad (5.6)$$

Ентропія в точці 3а приймається рівною  $s_2$ .

Визначається значення температури нагнітання компресора в точці 3а, як корінь рівняння (5.6) з підстановкою  $p_{3a}$  та  $s_{3a}$ .

Визначається ентальпія в точці 3а за виразом (5.2) з підстановкою  $p_{3a}$  та  $T_{3a}$ .

Розраховується значення ентальпії в точці 3:

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3a} - h_2}{\eta_{ad}}, \quad (5.7)$$

де  $\eta_{ad}$  – середньостатистичний адіабатний ККД компресора.

Правильність запропонованої методики розрахунку параметрів холодильного циклу визначимо шляхом порівняння з результатами, отриманими в роботі [100] для ХА R22.

Вихідні дані для розрахунку представлені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку параметрів ХА

|                                                    |     |
|----------------------------------------------------|-----|
| Температура конденсації $t_k$ , °C                 | +42 |
| Температура кипіння $t_0$ , °C                     | +5  |
| Температура на лінії всмоктування $t_2$ , °C       | +37 |
| Температура переохолодженого рідкого ХА $t_6$ , °C | +23 |
| Адіабатний ККД компресора $\eta_{ad}$              | 0,8 |

Результати розрахунку за запропонованою методикою та порівняння з джерелом [100] наведені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку параметрів ХА

| Точки | $p$ , МПа |          | похибка, % | $h$ , кДж/кг |          | похибка, % |
|-------|-----------|----------|------------|--------------|----------|------------|
|       | джерело   | методика |            | джерело      | методика |            |
| 1     | 0,584     | 0,585    | 0,17       | 406,71       | 406,14   | 0,14       |
| 2     | 0,584     | 0,585    | 0,17       | 430,67       | 429,10   | 0,36       |
| 3     | 1,610     | 1,602    | 0,50       | 467,45       | 464,90   | 0,55       |
| 4     | 1,610     | 1,602    | 0,50       | 416,58       | 420,22   | 0,87       |
| 5     | 1,610     | 1,602    | 0,50       | 252,26       | 251,97   | 0,11       |
| 6     | 1,610     | 1,602    | 0,50       | 228,30       | 228,13   | 0,07       |
| 7     | 0,584     | 0,585    | 0,17       | 228,30       | 228,13   | 0,07       |

Як видно з порівняння результатів аналізу, отриманих з використанням різних методик, максимальна похибка запропонованої методики не перевищує

1%, що цілком достатньо для застосування на практиці.

## 5.2 Алгоритм оцінки енергетичної ефективності СХУ

Як вже було зазначено в параграфі 3.2, одним з основних показників ефективності та надійності роботи СХУ є коефіцієнт холодопродуктивності  $TCOP$  та коефіцієнт енергетичної ефективності  $TEPF$ . Вони характеризують ступінь досконалості ХМ та визначають затрати енергії на виробництво холоду. Тому система діагностики та контролю технічного стану СХУ повинна вміти визначати в реальному часі вказані коефіцієнти та по можливості застосовувати для цього мінімум технічних засобів.

Виходячи з виразів (3.14) та (3.15), можна заключити, що алгоритм визначення  $TCOP$  та  $TEPF$  умовно можна розділити на дві частини: термодинамічну та електромеханічну. Спершу розглянемо «термодинамічну» частину алгоритму, а саме, визначення кількості виробленого холоду  $Q_0$  СХУ за заданий проміжок часу  $\tau$ .

1) За вимірними значеннями  $T_k$ ,  $T_0$ ,  $T_2$ ,  $T_6$  (рис. 5.2) визначають параметри (температури, тиски, ентальпії) холодильного циклу у вузлових точках (рис. 5.1) за виразами (5.1) - (5.7).

2) Визначається питома холодопродуктивність СХУ  $q_0$  та робота стискування компресора  $w_c$  за виразами (3.9) та (3.11) відповідно.

3) Визначається потужність стискування компресора за попередньо розрахованою механічною потужністю на валу  $N_{км}$ , враховуючи ККД  $\eta_{км}$  для заданої марки компресора та навантаження за виразом (3.37). ККД компресора  $\eta_k$  в загальному випадку визначається геометричними розмірами та індикаторною діаграмою і може бути обчислений за методикою [33].

4) Визначається масова витрата ХА через компресор за виразом (3.16).

5) Кількість виробленого холоду в одиницю часу для розрахунку  $TCOP$  обчислюється як

$$P_0 = m_{xa} \cdot q_0. \quad (5.8)$$

6) Кількість виробленого холоду за проміжок часу  $\tau$  для розрахунку  $TEPF$  обчислюється шляхом інтегрування:

$$Q_0 = \int_0^{\tau} m_{xa} \cdot q_0 \cdot dt \quad (5.9)$$

Величина проміжку часу інтегрування  $\tau$  визначається в залежності від динамічних властивостей СХУ.

Розглянемо «електромеханічну» частину алгоритму визначення енергетичної ефективності СХУ, яка передбачає обчислення в реальному часі споживаної електроенергії  $W_e$  (3.14) - (3.15) та механічної потужності на валу компресора  $N_{km}$  (3.37) за заданий проміжок часу  $\tau_e$ .

1. За вимірними значеннями статорних струмів  $I_s$  і напруг  $U_s$  обчислюють поточне значення вектору потокозчеплень статора АД компресора  $\Psi_s$  за виразом:

$$\Psi_s = \int (U_s - R_s \cdot I_s) dt, \quad (5.10)$$

де  $R_s$  – активний опір обмотки статора АД, який визначається з паспортних даних. Для виключення накопичення адитивної похибки вимірювання, яка має місце при інтегруванні, можливо скористатися рекомендаціями [86].

2. Обчислюють поточне значення електромагнітного моменту АД  $M_o$  за виразом:

$$M_o = \frac{3}{2} \cdot z_p \cdot (I_s \times \Psi_s). \quad (5.11)$$

3. За паспортними даними АД компресора визначають елементи матриць  $A$ ,  $B$  і  $G$ .

4. За допомогою спостерігача стану визначаються оцінені миттєві значення моменту опору  $M_{c\Sigma}$  та частоти обертання  $\Omega$  вала АД компресора за методикою, викладеною в параграфі 4.2. Ці значення усереднюються за проміжок часу  $\tau_e$ .

5. За середніми значеннями  $M_{c\Sigma}$  та  $\Omega$  розраховується механічна потужність на валу компресора:

$$N_{km} = M_{c\Sigma} \cdot \Omega. \quad (5.12)$$

Отримане значення  $N_{km}$  підставляється у вираз (3.37) для обчислення потужності стискування компресора.

6. Визначається величина споживаної потужності електродвигуном компресора  $P_{\kappa\mu}$  та електрообладнанням конденсатора з примусовим охолодженням  $P_{\kappa}$  за виміряними значеннями статорних струмів  $i_s$  і напруг  $u_s$ :

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T i_s \cdot u_s, \quad (5.13)$$

де  $T$  – період напруги електричної мережі.

7. Визначається загальна споживана електрична потужність СХУ для розрахунку  $TCOP$ :

$$\sum P_e = P_{\kappa\mu} + P_{\kappa}, \quad (5.14)$$

8. Кількість споживаної електроенергії за проміжок часу  $\tau_e$  для розрахунку  $TEPF$  визначається шляхом інтегрування миттєвих значень споживаної електричної потужності компресором та конденсатором, які в свою чергу визначаються добутком миттєвих значень відповідних напруг та струмів:

$$\sum W_e = \int_0^{\tau_e} (p_{\kappa\mu} + p_{\kappa}) dt = \int_0^{\tau_e} (i_{s\kappa\mu} \cdot u_{s\kappa\mu} + i_{s\kappa} \cdot u_{s\kappa}) dt, \quad (5.15)$$

Таким чином, для визначення  $\sum W_e$  необхідно передбачити встановлення в системі діагностування та контролю технічного стану датчиків напруги та струму компресора та конденсатора (рис. 5.2). Величина інтервалу  $\tau_e$  передбачається меншою в порівнянні з  $\tau$ , оскільки інерційність процесів, що протікають в електрообладнанні, на порядок менше, ніж у випарнику.

Викладені вище положення дозволяють розробити загальний алгоритм оцінки енергетичної ефективності СХУ, який представлений на рис. 5.3.

З наведеного алгоритму можна побачити, що він фактично містить три підпрограми, які обчислюють в реальному часі: питому холодопродуктивність та роботу стискування компресора, масову витрату ХА через компресор та механічну потужність на валу.

Найбільш складним обчислювальним процесом є оцінка механічної потужності  $N_{\kappa\mu}$  синтезованим спостерігачем стану повного порядку. Бажано, щоб шаг інтегрування при обчисленні рівнянь був на порядок менше, ніж інерційність спостерігача:

$$\Delta\tau \leq \frac{1}{10 \cdot \Omega'} \quad (5.16)$$

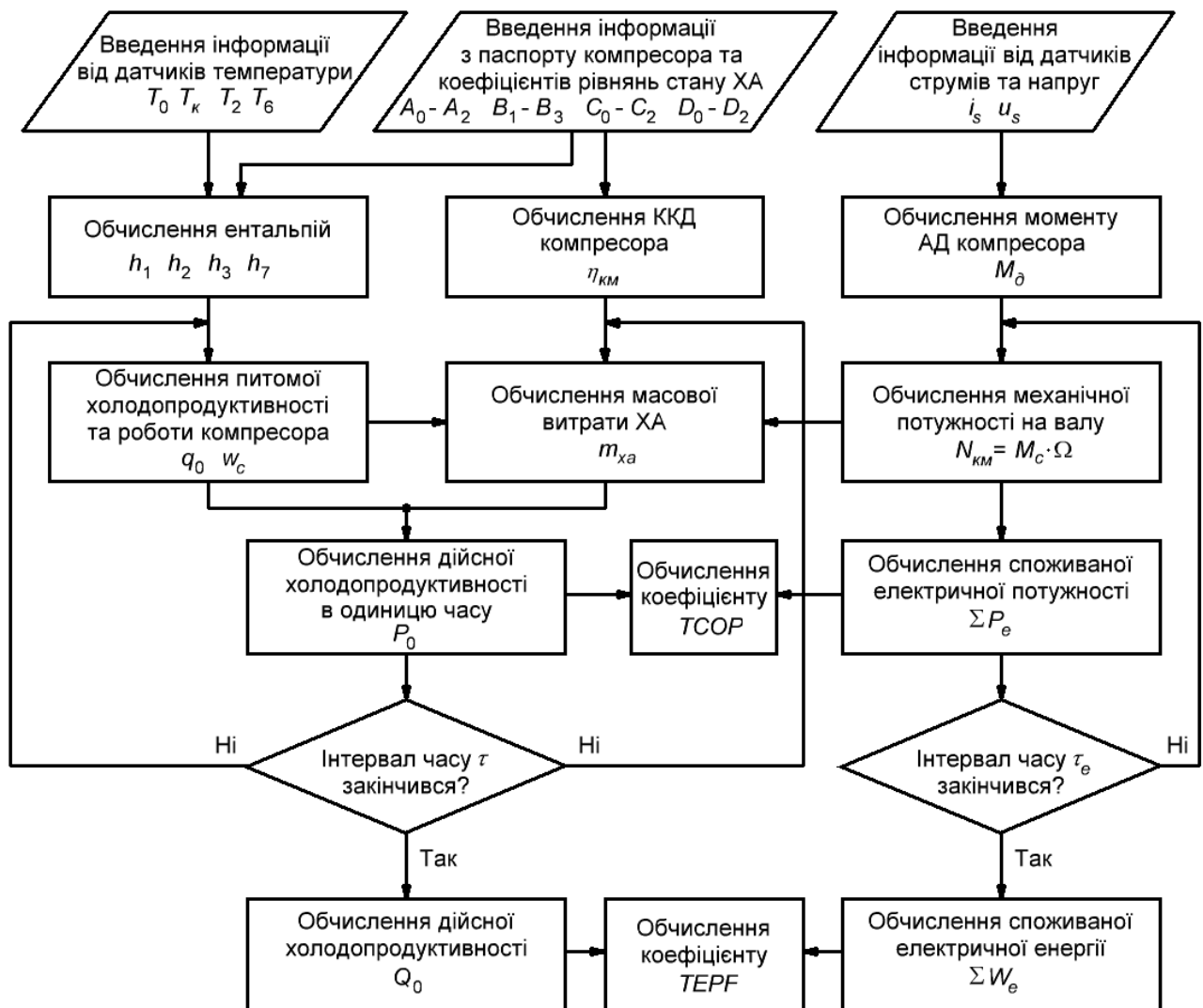


Рис. 5.3 – Алгоритм оцінки енергетичної ефективності СХУ

Слід зауважити, що при двохпозиційному регулюванні холодопродуктивності СХУ для економії процесорного часу підпрограму оцінки  $N_{км}$  і обчислення  $\Sigma W_e$  можна запускати лише при роботі компресора, а в період зупинки проводити обчислення лише  $Q_0$ . З огляду на зазначене обирається мікропроцесорна частина системи діагностики та контролю технічного стану.

Реалізація даного алгоритму потребує встановлення лише 8 датчиків: 4 датчиків температури, 2 датчиків струму та 2 датчиків напруги. У якості датчиків температури бажано застосовувати напівпровідникові терморезистори з

можливістю зовнішнього підключення до інформаційних виходів. В такому випадку можливо створити мобільну систему діагностування та контролю технічного стану СХУ, яку можуть використовувати вахтові механіки (електромеханіки).

### 5.3 Алгоритм діагностики обмерзання випарника СХУ

Однією з важливих причин порушення нормальної роботи СХУ є обмерзання випарника, яке призводить до суттєвої зміни коефіцієнту теплопрохідності  $k_g \cdot F_g$ , погіршення умов теплопередачі від охолоджуваного об'єкту до випарника та зниження енергетичної ефективності. Для боротьби з цим явищем виробниками СХУ передбачається періодичне відтавання (defrosting) випарника електричними нагрівачами або гарячим рідким ХА [101]. Періодичність відтавання або встановлюється вручну вахтовим механіком, або відбувається автоматично. При цьому автоматика запускає процес відтавання відповідно до рекомендацій конкретного виробника СХУ в залежності, наприклад, від температури навколишнього середовища, але не враховує реальні процеси обмерзання.

Враховуючи викладене, дуже актуальним становиться пошук нових методів визначення снігового нальоту на випарнику та вчасного запуску процесу відтавання. За допомогою, розробленої в параграфі 4.1, моделі можливо визначати в реальному часі та прогнозувати зміни значення  $k_g \cdot F_g$  шляхом порівняння модельних (еталонних) та реальних процесів охолодження. Оскільки, як вже зазначалося, обмерзання випарника призводить до зменшення коефіцієнту теплопрохідності  $k_g \cdot F_g$ , то отримана модель може бути застосована для прогнозованої діагностики обмерзання випарника та формування сигналу запуску процесу відтавання.

Для визначення алгоритму діагностики обмерзання випарника необхідно визначити вплив значення  $k_g \cdot F_g$  на температурні режими роботи СХУ. Для цього

скористаємося засобами імітаційного моделювання та розробленою моделлю. Припустимо, що обмерзання випарника, при якому треба запускати процес відтавання, призводить до зменшення значення коефіцієнта теплопровідності  $k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon}$  на 10%. Реальне значення може встановлюватися виробником в залежності від типу та призначення СХУ, умов експлуатації тощо. На рис. 5.4 наведені графіки температурних режимів СХУ рефрижераторного судна, призначеного для перевезення цитрусових, з паспортними та експлуатаційними параметрами, наведеними в параграфі 4.1.

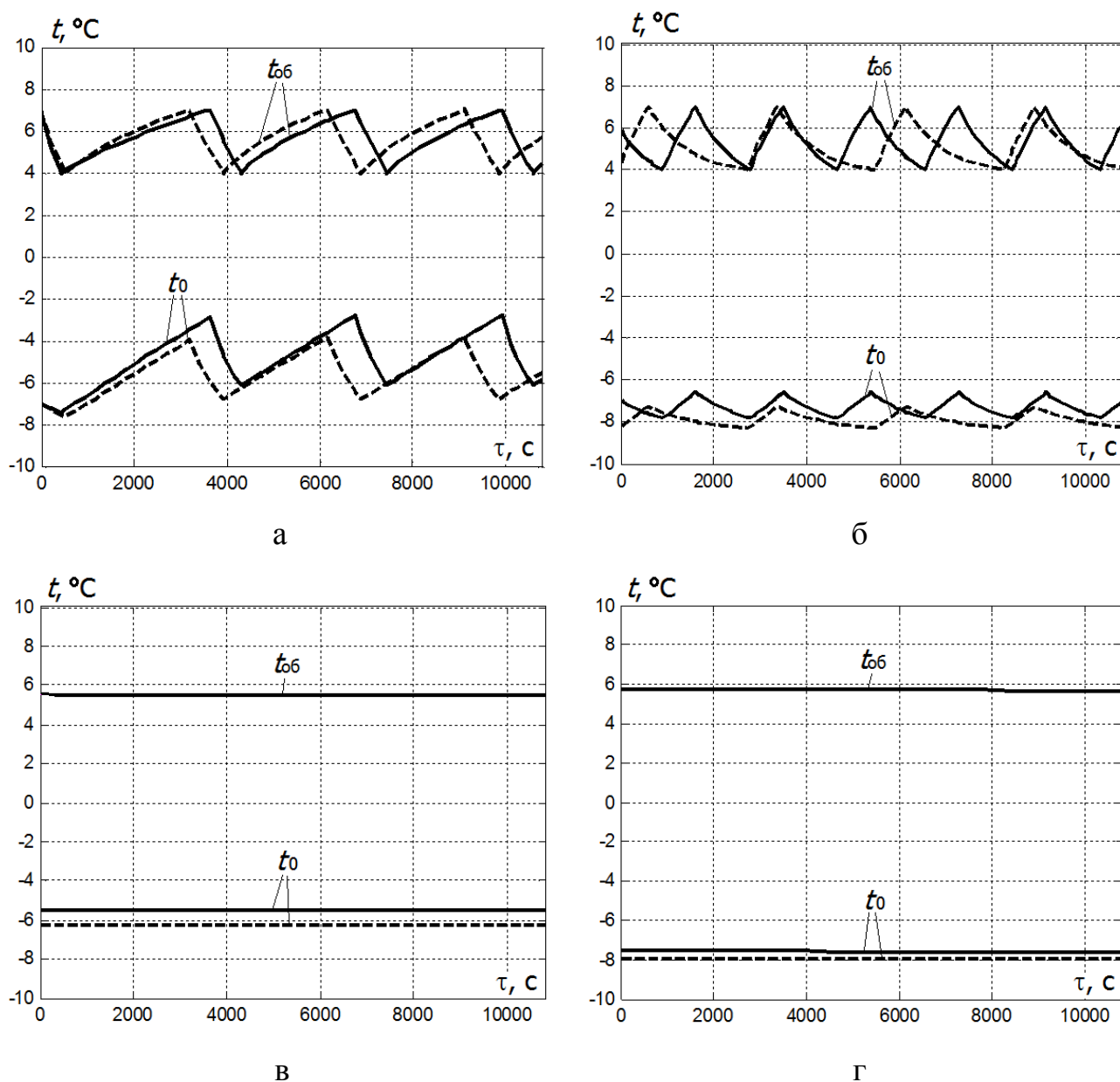


Рис. 5.4 – Перехідні процеси в судновій холодильній установці:

*а, б* – при двохпозиційному регулюванні, відповідно, при  $t_n = 20\text{ }^\circ\text{C}$  та  $t_n = 30\text{ }^\circ\text{C}$

*в, г* – при плавному регулюванні, відповідно, при  $t_n = 20\text{ }^\circ\text{C}$  та  $t_n = 30\text{ }^\circ\text{C}$



На рис. 5.4 суцільними лініями (—) показані «еталоні» процеси стабілізації температури охолоджувального об'єкту  $t_{об}$  та кипіння ХА  $t_0$  при номінальному коефіцієнті теплопровідності випарника  $k_g \cdot F_g$ . Штриховими лініями (-----) показані ті ж самі процеси при зменшеному на 10% значенні  $k_g \cdot F_g$  за рахунок обмерзання випарника.

Аналіз рис. 5.4 показує, що зменшення коефіцієнту теплопровідності завдяки обмерзанню випарника призводить, по-перше, до збільшення температурного напору ( $t_{об} - t_0$ ) між випарником та охолоджувальним об'єктом; по-друге, до збільшення коефіцієнту робочого часу компресора при двохпозиційному регулюванні або до збільшення відносної потужності стискування компресора  $N_c^*$  при плавному регулюванні.

З рис. 5.4 а, б добре видно, що при зменшенні  $k_g \cdot F_g$  процес утеплення охолоджувального об'єкту під час зупинки компресора відбувається швидше, незважаючи на збільшення постійних часу  $T_{обпр}$  та  $T_{впр}$  у відповідності до виразів (4.18) та (4.20). Це пояснюється погіршенням умов відводу тепла від охолоджувального об'єкту випарником в неробочий час компресора у відповідності до (4.12). В свою чергу процес охолодження під час роботи компресора відбувається повільніше завдяки збільшенню постійних часу  $T_{обр}$  та  $T_{ер}$  у відповідності до виразів (4.8), (4.10) та зменшенню холодопродуктивності компресора  $Q_0$  (4.5).

Слід зауважити, що величина зазначених змін суттєво відрізняється в залежності від зовнішніх умов. Наприклад, при збільшенні температури навколишнього середовища до 30 °С обмерзання випарника призводить до значного збільшення часу роботи (відносної потужності стискування) компресора та збільшенню часу циклу роботи СХУ в цілому (рис. 5.4 б, в). Водночас спостерігається зменшення різниці температурних напорів між випарником та охолоджувальним об'єктом. Проте при  $t_n = 20$  °С обмерзання випарника, незважаючи на деяке збільшення часу роботи компресора призводить до зменшення часу циклу роботи СХУ та зростанню різниці ( $t_{об} - t_0$ ).

Все це викликає необхідність пошуку інтегрального критерію оцінки коефіцієнта теплопрохідності  $k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon}$  в змінних режимах роботи СХУ. Для визначення такого критерію проведемо інтегрування рівняння (4.5) з підстановкою (4.1) та (4.4):

$$(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_p \cdot \int [t_{об}(\tau) - t_0(\tau)] d\tau_p - C_{\epsilon} \cdot t_0(\tau) = a \cdot \int t_0(\tau) d\tau_p + c \cdot \tau_p. \quad (5.17)$$

Звідси

$$(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_p = \frac{a \cdot \int t_0(\tau) d\tau_p + c \cdot \tau_p + C_{\epsilon} \cdot t_0(\tau)}{\int [t_{об}(\tau) - t_0(\tau)] d\tau_p}. \quad (5.18)$$

Отримане інтегральне рівняння дозволяє в реальному часі визначати коефіцієнт теплопрохідності випарника в робочу частину циклу СХУ при двохпозиційному регулюванні холодопродуктивності компресора. Для визначення коефіцієнта теплопрохідності  $(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_{нр}$  в неробочу частину циклу проведемо інтегрування рівняння (4.12) з урахуванням (4.15). Отримаємо

$$(k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon})_{нр} = \frac{C_{\epsilon} \cdot t_0(\tau)}{\int [t_{об}(\tau) - t_0(\tau)] d\tau_{нр}}. \quad (5.19)$$

При плавному регулюванні необхідно у виразі (5.18) опустити індекс «р» та замінити постійні компресора  $a$  і  $c$  у відповідності до (4.24). Таким чином, ми отримуємо узагальнений вираз для обчислення  $k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon}$ :

$$k_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon} = \frac{a' \cdot \int t_0(\tau) d\tau + c' \cdot \tau + C_{\epsilon} \cdot t_0(\tau)}{\int [t_{об}(\tau) - t_0(\tau)] d\tau}. \quad (5.20)$$

Інтервал часу інтегрування  $\tau$  обирається з точки зору забезпечення необхідної швидкості ідентифікації обмерзання випарника, але не менше постійних часу охолоджувального об'єкту та випарника  $T_{обнр}$ ,  $T_{внр}$ ,  $T_{обр}$ ,  $T_{вр}$ .

Наведені вище положення дозволяють сформулювати алгоритм діагностування обмерзання випарника СХУ, який представлений на рис. 5.5. Наведений алгоритм містить три підпрограми, які здійснюють обчислення коефіцієнту теплопрохідності випарника в залежності від параметрів функціонування компресора СХУ за виразами (5.18), (5.19), (5.20) відповідно. Після їх обчислення відбувається порівняння отриманих значень з «еталонними», які при

двохпозиційному режимі роботи компресора визначаються параметрами випарника і вводяться на початку алгоритму у якості вихідних даних  $(k_{\theta} \cdot F_{\theta})_{np}^e$ ,  $(k_{\theta} \cdot F_{\theta})_p^e$ . При плавному регулюванні холодопродуктивності компресора «еталонне» значення  $k_{\theta} \cdot F_{\theta}^e$  обчислюється за виразом (4.25), з урахуванням поточного значення відносної потужності

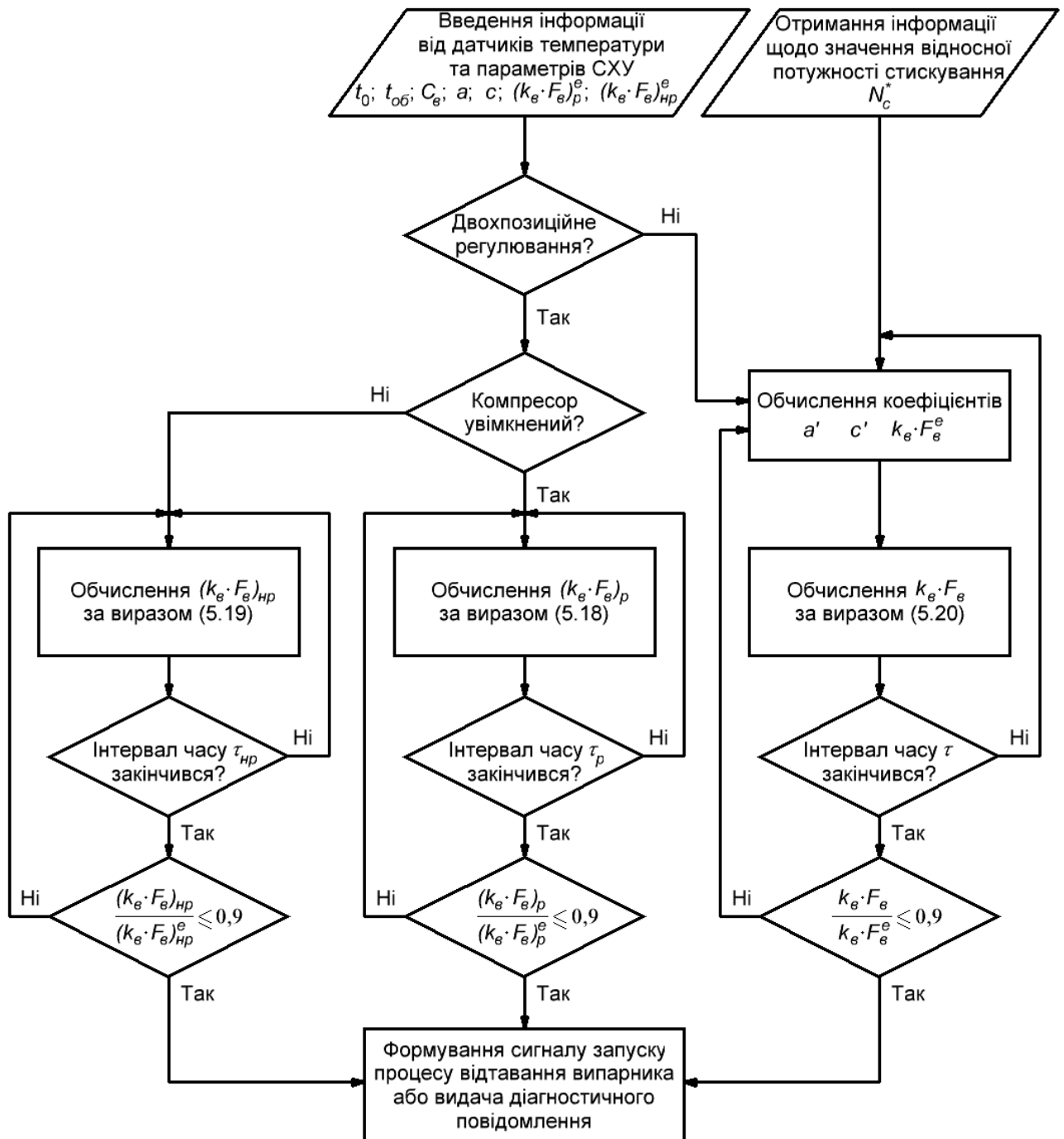


Рис. 5.5 – Алгоритм діагностики обмерзання випарника СХУ

стискування  $N_c^*$ , значення якої визначається алгоритмом оцінки енергетичної ефективності СХУ, викладеним в параграфі 5.2.

Значення 0,9 в блоках порівняння відповідає зниженню значення коефіцієнта теплопровідності випарника на 10% за рахунок обмерзання. Як вже зазначалося, це значення є приблизним і може встановлюватися виробником, наприклад, в залежності від граничних температурних режимів роботи СХУ.

Реалізація розробленого алгоритму потребує встановлення в СХУ двох датчиків температури: охолоджуваного об'єкту та кипіння ХА, датчику напруги і струму електродвигуна компресора для визначення відносної потужності стискування СС (рис. 5.6).

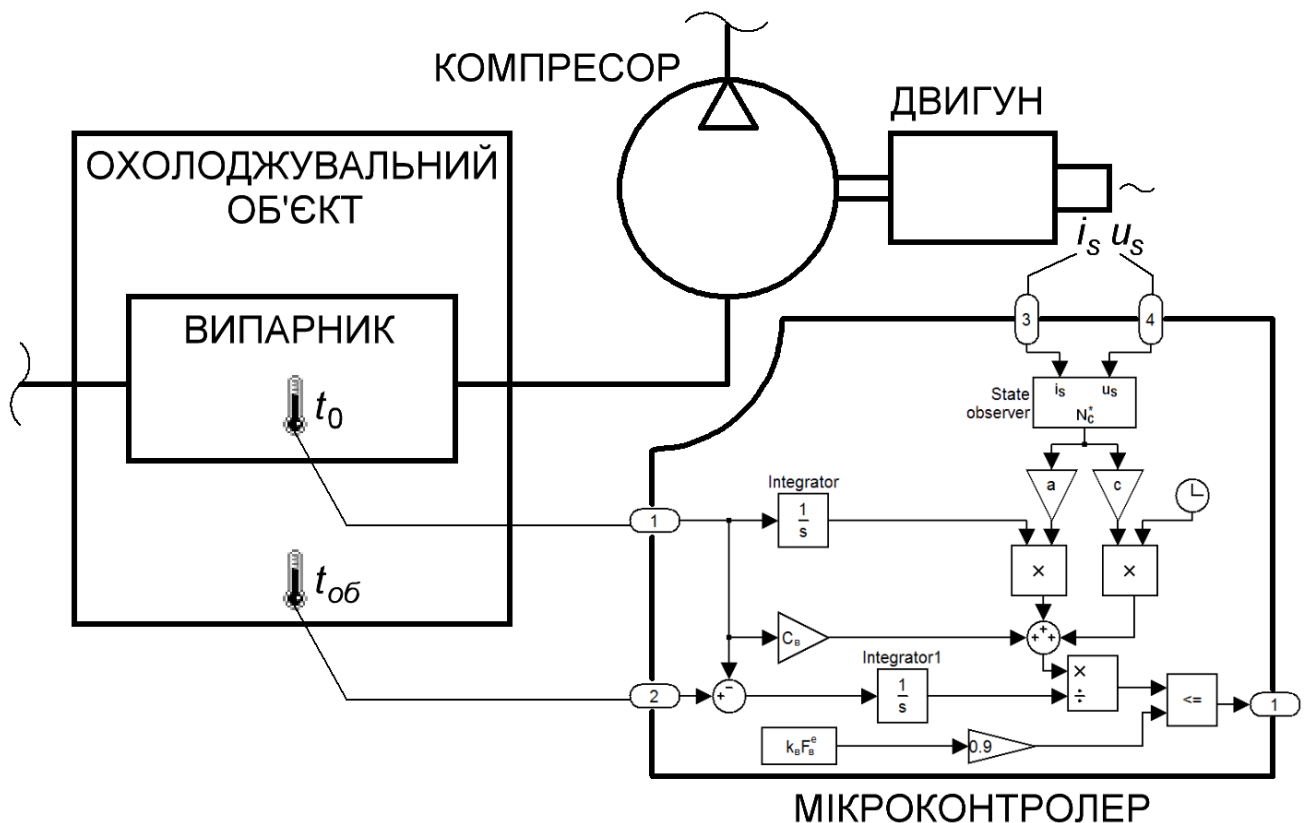


Рис. 5.6 – Підсистема діагностики обмерзання випарника СХУ

Аналіз рис. 5.6 показує, що підсистема діагностики обмерзання випарника добре інтегрується в загальну систему діагностики та контролю технічного стану СХУ і додатково потребує встановлення лише одного датчика температури

охолоджувального об'єкту  $t_{об}$ . Практична реалізація алгоритму обмерзання випарника на мікроконтролері не викликає ніяких труднощів. Для виключення накопичення адитивної похибки вимірювання при інтегруванні сигналів датчиків рекомендується інтегратори на рис. 5.6 охопити одиничними негативними зворотними зв'язками зі збереженням їх властивостей в робочій області частот. Перевірка алгоритму засобами імітаційного моделювання довела працездатність запропонованої методики.

#### 5.4 Система діагностики та контролю технічного стану СХУ

Розроблені алгоритми оцінки енергетичної ефективності СХУ, діагностики обмерзання випарника та стабілізації тиску конденсації можливо інтегрувати в існуючі системи діагностики та контролю технічного стану СХУ з метою підвищення ефективності таких систем.

Світовими виробниками суднового холодильного обладнання розроблені та рекомендовані до використання вахтовими механіками (електромеханіками) різноманітні діаграми та таблиці несправностей з рекомендаціями щодо їх усунення на основі багаторічного досвіду експлуатації даного обладнання. Зазвичай, кожна така розробка націлена на діагностику СХУ конкретного виробника. Однак, їх детальне вивчення свідчить про фактичну ідентичність відповідності симптомів несправностям через практично однаковий принцип роботи таких установок. Тому можливо скористатися розробками будь-якого виробника.

У якості прикладу розглянемо діаграму відповідності симптомів та несправностей (рис. 5.7), рекомендовану компанією Wilhelmsen Ships Service, яка є одним зі світових лідерів по виробництву суднового холодильного обладнання, ХА та засобів діагностування.

Дану інтерактивну діаграму доцільно узагальнити у вигляді таблиці відповідності симптомів та несправностей СХУ (табл. 5.3).



| Симптом<br><br>Несправність                | Тиск нагнітання |   | Тиск всмоктування |   | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Неефективне охолодження | Намерзання на всмоктувальній лінії | Спрацювання клапана на всмоктувальній лінії | Спрацювання клапана на лінії нагнітання |
|--------------------------------------------|-----------------|---|-------------------|---|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------|-------------------------|------------------------------------|---------------------------------------------|-----------------------------------------|
|                                            | ↑               | ↓ | ↑                 | ↓ | ↑               | ↑                 | ↓               | ↓                 | ↓               | ↑                 |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Газ в рідинній лінії                       | *               |   |                   | * | *               |                   |                 |                   |                 | *                 |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Закритий клапан у лінії охолодження води   | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Несправність ТРВ                           |                 |   | *                 | * | *               |                   | *               |                   |                 | *                 |                 |                   | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Випарник засмічений або покритий льодом    |                 |   |                   | * |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                 |                   | *                       |                                    | *                                           |                                         |
| Кількість ХА в системі надлишкове          | *               |   | *                 |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Кількість ХА в системі недостатня          |                 | * |                   | * |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                 |                   | *                       |                                    | *                                           |                                         |
| Повітря в холодильній системі              | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Недостатня витрата охолоджувальної води    | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 | *                 |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Відсутня витрата охолоджувальної води      | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Підвищена температура охолоджувальної води | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Знижена температура охолоджувальної води   |                 | * |                   |   |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Надмірна витрата охолоджувальної води      |                 | * |                   |   |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Засмічення конденсаторних труб             | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 | *                 |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Повітря у магістралі охолоджувальної води  | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Заглушений сервісний випускний клапан      | *               |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Високе теплове навантаження                | *               |   | *                 |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 | *                 |                         |                                    |                                             |                                         |
| Низьке теплове навантаження                |                 | * |                   | * |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                 |                   | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Несправність компресора                    |                 | * | *                 |   |                 |                   |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                         |                                    |                                             |                                         |
| Надмірно відкритий ТРВ                     |                 |   | *                 |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 | *                 | *                       |                                    |                                             |                                         |
| Надмірно закритий ТРВ                      |                 |   |                   | * |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                 | *                 |                         |                                    |                                             |                                         |
| Незакріплений термочутливий балон ТРВ      |                 |   | *                 |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                 | *                 | *                       |                                    |                                             |                                         |
| Забруднений фільтр-осушувач                |                 |   |                   | * |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                 | *                 |                         |                                    | *                                           |                                         |
| Фільтр вентилятора підлягає заміні         |                 |   |                   | * |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Забруднення змійовика випарника            |                 |   |                   | * |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |

В представленій таблиці по стовпцях відкладені симптоми несправностей. Стрілками показаний стан відповідного симптому: ↑ - підвищений та ↓ - знижений. По рядках, відповідно, відкладені можливі несправності. Наведений перелік несправностей може бути застосовуваний в СХУ з примусовим обдувом випарника та конденсатором з водяним охолодженням, що має місце в багатьох рефрижераторних контейнерах, на рефрижераторних та рибопромислових судах. Аналіз табл. 5.3 показує, що представлена інформація несистематизована, по вказаних симптомах несправностей важко локалізувати вузол холодильної системи, в якому виникла несправність. Тому доцільно можливі несправності

згрупувати за елементами СХУ (табл. 5.4).

Аналіз даних табл. 5.4 свідчить, що несправності, які належать одному елементу СХУ, викликають практично однаковий набір симптомів, що дозволяє достатньо точно локалізувати місце або пристрій, в якому виникла несправність. Отже, виникає задача швидкої та надійної ідентифікації появи симптомів несправностей. Крім цього, є й додаткова задача діагностування несправностей ще до появи відповідних симптомів, реалізуючи таким чином прогнозовану діагностику. Для розв'язання поставлених задач доцільно скористатися методиками, викладеними вище.

Таблиця 5.4 – Діагностика несправностей в СХУ

| <div>Симптом</div> <div>Несправність</div>   | Тиск нагнітання |   | Тиск всмоктування |   | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Неефективне охолодження | Намерзання на всмоктувальній лінії | Спрацювання клапана на всмоктувальній лінії | Спрацювання клапана на лінії нагнітання |
|----------------------------------------------|-----------------|---|-------------------|---|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------|-------------------------|------------------------------------|---------------------------------------------|-----------------------------------------|
|                                              | ↑               | ↓ | ↑                 | ↓ | ↑               | ↑                 | ↓               | ↓                 | ↓               | ↑                 |                         |                                    |                                             |                                         |
| Випарник                                     |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Реверс вентилятора випарника                 |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Вентилятор випарника не працює               |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Обмежений потік повітря через випарник       |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Несправність вентилятора випарника           |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Фільтр вентилятора підлягає заміні           |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Заблокований випуск повітря                  |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Забруднення змійовика випарника              |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Випарник засмічений або покритий льодом      |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Забруднений фільтр-осушувач                  |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Регулятор температури                        |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Надто низька уставка термостата              |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Несправність регулятора холодопродуктивності |                 |   |                   | * | *               | *                 | *               | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Надто висока уставка термостата              |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Терморегулюючий вентиль                      |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Продуктивність TRV підвищена                 |                 |   | *                 |   |                 |                   |                 |                   |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Надмірно відкритий TRV                       |                 |   | *                 |   | *               |                   |                 |                   |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Незакріплений термочутливий балон TRV        |                 |   | *                 |   | *               |                   |                 |                   |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Несправність TRV                             |                 |   | *                 | * | *               | *                 | *               | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Миттєво випарений ХА перед TRV               | *               |   |                   | * | *               |                   |                 |                   |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           | *                                       |
| Продуктивність TRV знижена                   |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |
| Надмірно закритий TRV                        |                 |   |                   | * |                 |                   |                 | *                 |                 | *                 | *                       | *                                  | *                                           |                                         |



| <div>Симптом</div> <div>Несправність</div>    | Тиск нагнітання |   | Тиск всмоктування |   | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Тиск нагнітання | Тиск всмоктування | Неефективне охолодження | Намерзання на всмоктувальній лінії | Спрацювання клапана на всмоктувальній лінії | Спрацювання клапана на лінії нагнітання |
|-----------------------------------------------|-----------------|---|-------------------|---|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------|-------------------------|------------------------------------|---------------------------------------------|-----------------------------------------|
|                                               | ↑               | ↓ | ↑                 | ↓ | ↑               | ↑                 | ↓               | ↓                 | ↓               | ↑                 |                         |                                    |                                             |                                         |
| Конденсатор                                   |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Зупинка насоса охолоджувальної води           | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Відсутня витрата охолоджувальної води         | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Підвищена температура охолоджувальної води    | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Закритий клапан у лінії охолодження води      | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Повітря у магістралі охолоджувальної води     | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Недостатня витрата охолоджувальної води       | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 | *                 |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Засмічення конденсаторних труб                | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 | *                 |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Газ в рідинній лінії                          | *               |   |                   | * | *               |                   |                 |                   |                 | *                 |                         |                                    |                                             |                                         |
| Знижена температура охолоджувальної води      |                 | * |                   |   |                 |                   | *               |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Надмірна витрата охолоджувальної води         |                 | * |                   |   |                 |                   | *               |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Датчики та клапани тиску                      |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Дефект датчика тиску                          | *               | * | *                 | * | *               |                   | *               |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Запірний клапан тиску нагнітання закритий     | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Байпасний клапан закритий                     | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Заглушений сервісний випускний клапан         | *               |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Невірна уставка клапана на лінії нагнітання   |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Невірна уставка клапана на лінії всмоктування |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    | *                                           |                                         |
| Компресор                                     |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Несправність компресора                       |                 | * | *                 |   |                 |                   |                 | *                 | *               |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Інше                                          |                 |   |                   |   |                 |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             |                                         |
| Повітря в холодильній системі                 | *               |   |                   |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Кількість ХА в системі надлишкове             | *               |   | *                 |   | *               |                   |                 |                   |                 |                   |                         |                                    |                                             | *                                       |
| Високе теплове навантаження                   | *               |   | *                 |   | *               |                   |                 |                   |                 | *                 |                         |                                    |                                             |                                         |
| Кількість ХА в системі недостатня             |                 | * |                   | * |                 |                   | *               |                   |                 | *                 |                         |                                    | *                                           |                                         |
| Низьке теплове навантаження                   |                 | * |                   | * |                 |                   | *               |                   |                 |                   |                         | *                                  | *                                           |                                         |

Спершу розглянемо задачу ідентифікації симптомів несправностей. Симптоми, пов'язані зі змінами тиску всмоктування або нагнітання, легко ідентифікуються шляхом побудовання холодильного циклу по залежностях (5.1) - (5.7) та порівняння його з «еталонним». Неефективне охолодження також легко ідентифікувати обчисленням коефіцієнту  $TCOP$  за алгоритмом, викладеним в параграфі 5.2, та порівняння його з «еталонним» значенням. Спрацювання клапанів на лініях всмоктування або нагнітання можливо відстежити шляхом використання соленоїдів або електронних клапанів. Намерзання на

всмоктувальній лінії (рис. 5.8), яке виникає завдяки неповному випаровуванню ХА у випарнику та продовженню процесу випаровування у всмоктувальній лінії та компресорі, можливо визначити візуально.



Рис. 5.8 – Намерзання на всмоктувальній лінії та компресорі

Аналіз табл. 5.4 показує, що характер зміни вказаних симптомів можна привести до декількох випадків. Розглянемо їх.

- 1) Підвищений тиск нагнітання, незначне підвищення тиску всмоктування, можливе спрацювання клапана на лінії нагнітання (рис. 5.9). В такому випадку перегрів пари ХА перед компресором (т. 2) незначно зменшується, а переохолодження рідкого ХА після конденсатора (т. 6) значно збільшується. Несправностями, які спричиняють дані симптоми, можуть бути:
  - з боку конденсатора: зупинка насоса охолоджувальної води, відсутня витрата охолоджувальної води, підвищена температура охолоджувальної води, закритий клапан у лінії охолодження води, повітря у магістралі охолоджувальної води;
  - з боку клапанів: запірний клапан тиску нагнітання закритий, байпасний клапан закритий, заглушений сервісний випускний клапан;
  - перезаправка системи ХА, наявність повітря в холодильній системі.

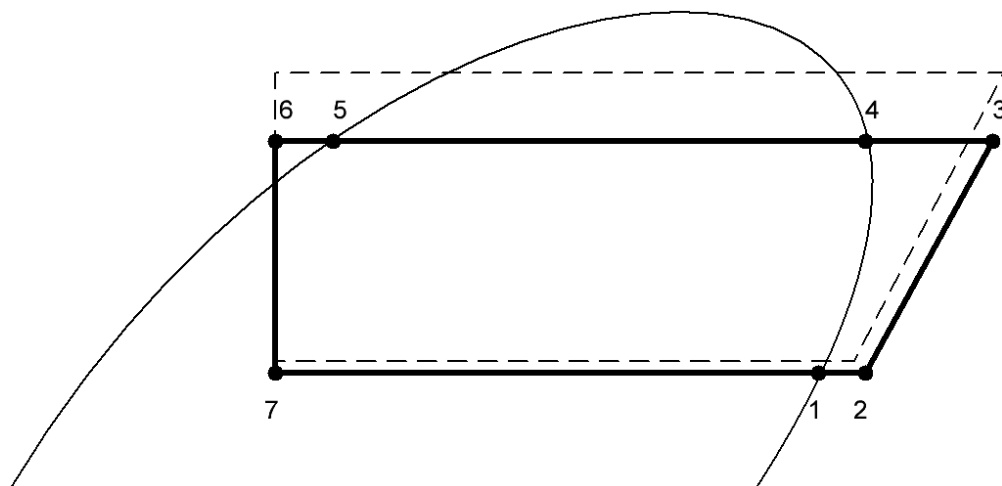


Рис. 5.9 – Холодильний цикл при підвищеному тиску нагнітання, незначному підвищенні тиску всмоктування, спрацюванні клапана на лінії нагнітання

- 2) Підвищений тиск нагнітання, незначне підвищення тиску всмоктування, неефективне охолодження, можливе спрацювання клапана на лінії нагнітання (рис. 5.10). Перегрів та переохолодження ХА практично без змін. Несправностями, які спричиняють дані симптоми, можуть бути:
- з боку конденсатора: недостатня витрата охолоджувальної води; засмічення конденсаторних труб; газ в рідинній лінії (спостерігається в оглядовому склі ресивера після конденсатора (рис. 5.11));
  - з боку ТРВ: миттєво випарений ХА перед ТРВ.

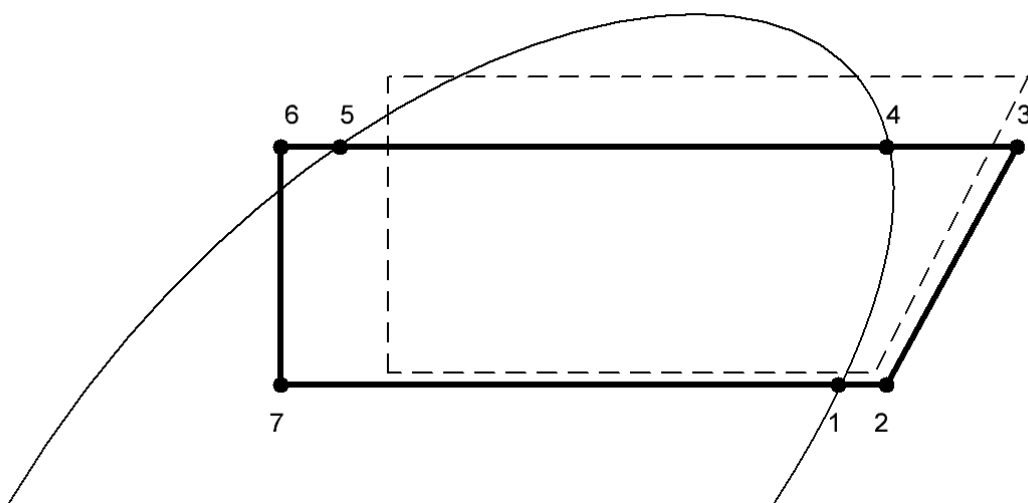


Рис. 5.10 – Холодильний цикл при підвищеному тиску нагнітання, незначному підвищенні тиску всмоктування, неефективному охолодженні, спрацюванні клапана на лінії нагнітання



Рис. 5.11 – Ресивер з фільтром

- 3) Підвищений тиск нагнітання, підвищений тиск всмоктування, неефективне охолодження, можливе намерзання на всмоктувальній лінії (рис. 5.12). Перегрів ХА зменшений або відсутній, переохолодження ХА збільшено. Несправностями, які спричиняють дані симптоми, можуть бути:
  - з боку ТРВ: продуктивність ТРВ підвищена, надмірно відкритий ТРВ; незакріплений термочутливий балон ТРВ; несправність ТРВ.
- 4) Знижений тиск всмоктування, незначне зниження тиску нагнітання, неефективне охолодження, можливе намерзання на всмоктувальній лінії, можливе спрацювання клапану на всмоктувальній лінії (рис. 5.13). Перегрів ХА зменшений або відсутній, переохолодження ХА без змін. Несправностями, які спричиняють дані симптоми, можуть бути:
  - з боку випарника: реверс вентилятора випарника; вентилятор випарника не працює; обмежений потік повітря через випарник; несправність

вентилятора випарника; фільтр вентилятора підлягає заміні; заблокований випуск повітря; забруднення зміювика випарника; випарник засмічений або покритий льодом; забруднений фільтр-осушувач.

- з боку регулятора температури: надто низька уставка термостата; несправність регулятора холодопродуктивності.

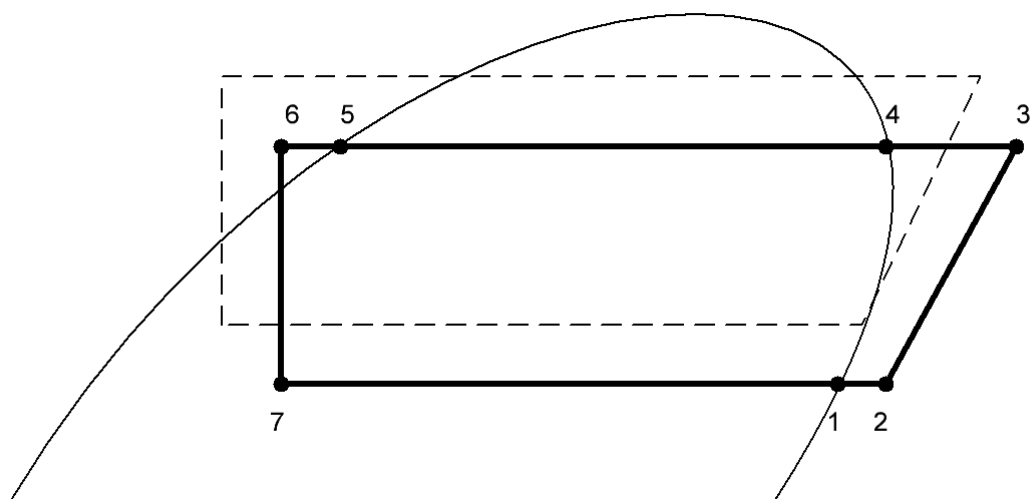


Рис. 5.12 – Холодильний цикл при підвищеному тиску нагнітання та всмоктування, неефективному охолодженні, намерзанні на всмоктувальній лінії

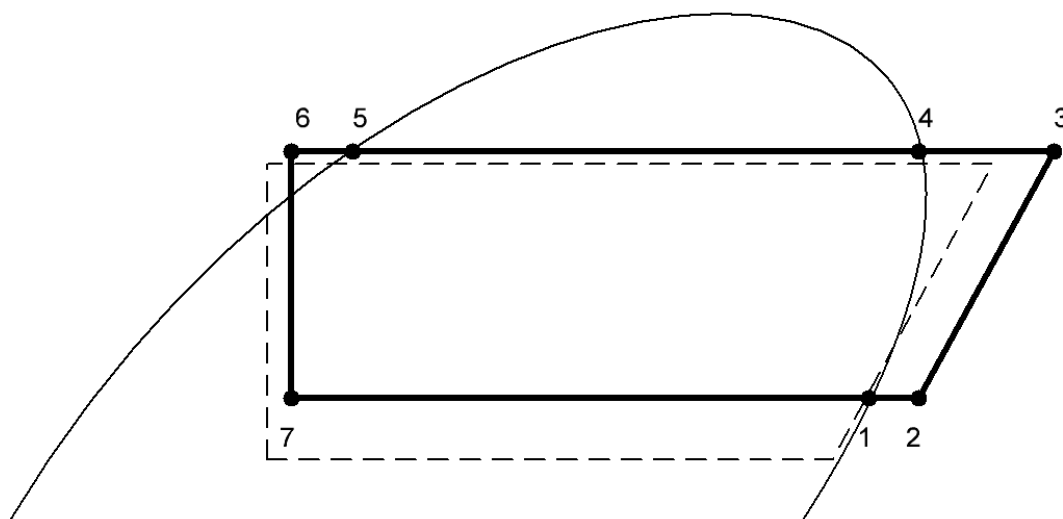


Рис. 5.13 – Холодильний цикл при зниженому тиску нагнітання та всмоктування, неефективному охолодженні, можливому намерзанні та спрацюванні клапану на всмоктувальній лінії

- 5) Знижений тиск всмоктування та нагнітання, неефективне охолодження, можливе спрацювання клапану на всмоктувальній лінії (рис. 5.14). Перегрів ХА збільшений, переохолодження ХА відсутнє. Несправностями, які спричиняють дані симптоми, можуть бути:
- кількість ХА в системі недостатня.

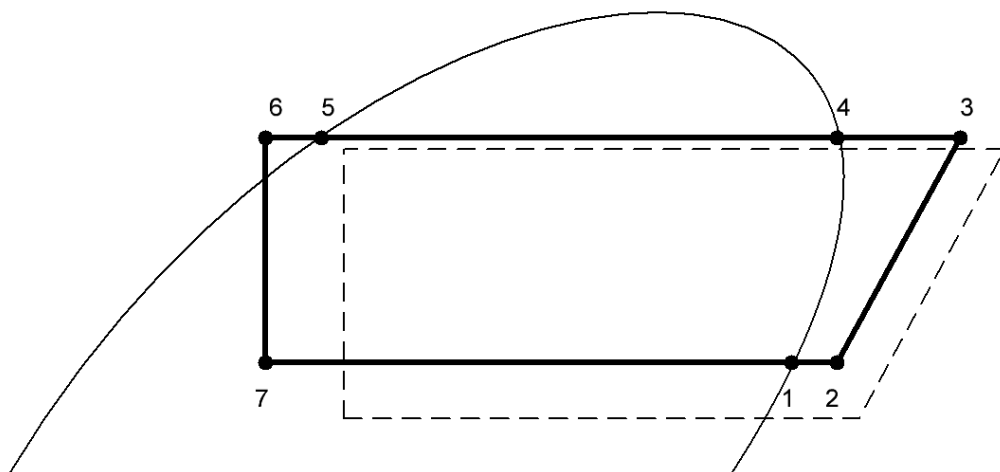


Рис. 5.14 – Холодильний цикл при зниженому тиску нагнітання та всмоктування, неефективному охолодженні, спрацюванні клапану на всмоктувальній лінії

- 6) Знижений тиск всмоктування та нагнітання, неефективне охолодження, можливе спрацювання клапану на всмоктувальній лінії (рис. 5.15). Перегрів та переохолодження ХА збільшені. Несправностями, які спричиняють дані симптоми, можуть бути:
- З боку ТРВ: несправність ТРВ; продуктивність ТРВ знижена; надмірно закритий ТРВ.

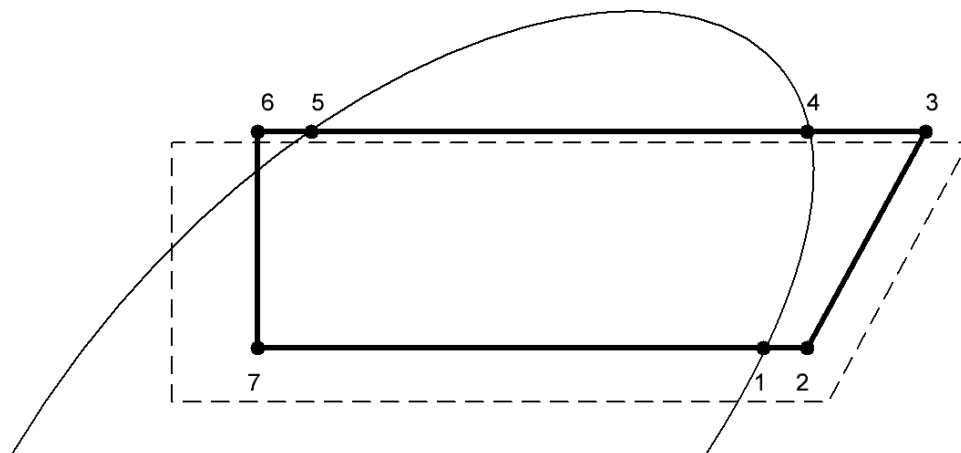


Рис. 5.15 – Холодильний цикл при зниженому тиску нагнітання та всмоктування, неефективному охолодженні, спрацюванні клапану на всмоктувальній лінії

- 7) Підвищений тиск нагнітання та всмоктування, неефективне охолодження (рис. 5.16). Перегрів ХА збільшений, переохолодження ХА зменшено. Несправністю, яка спричиняє дані симптоми, може бути високе теплове навантаження.

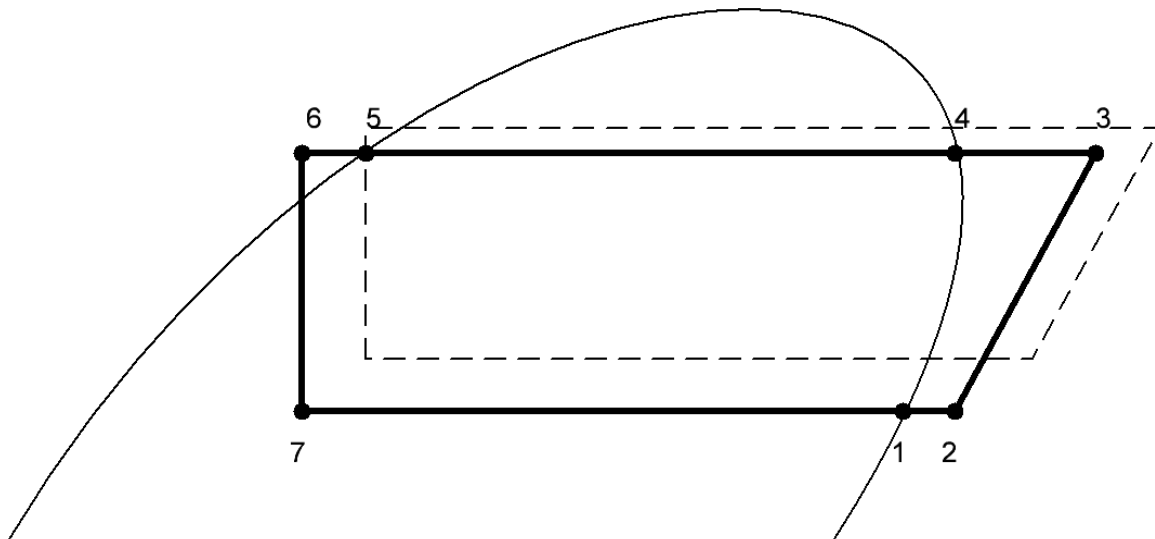


Рис. 5.16 – Холодильний цикл при підвищеному тиску нагнітання та всмоктування, неефективному охолодженні

- 8) Знижений тиск нагнітання та всмоктування, можливе намерзання на всмоктувальній лінії (рис. 5.17). Перегрів ХА зменшений, переохолодження ХА збільшено. Несправністю, яка спричиняє дані симптоми, може бути низьке теплове навантаження.

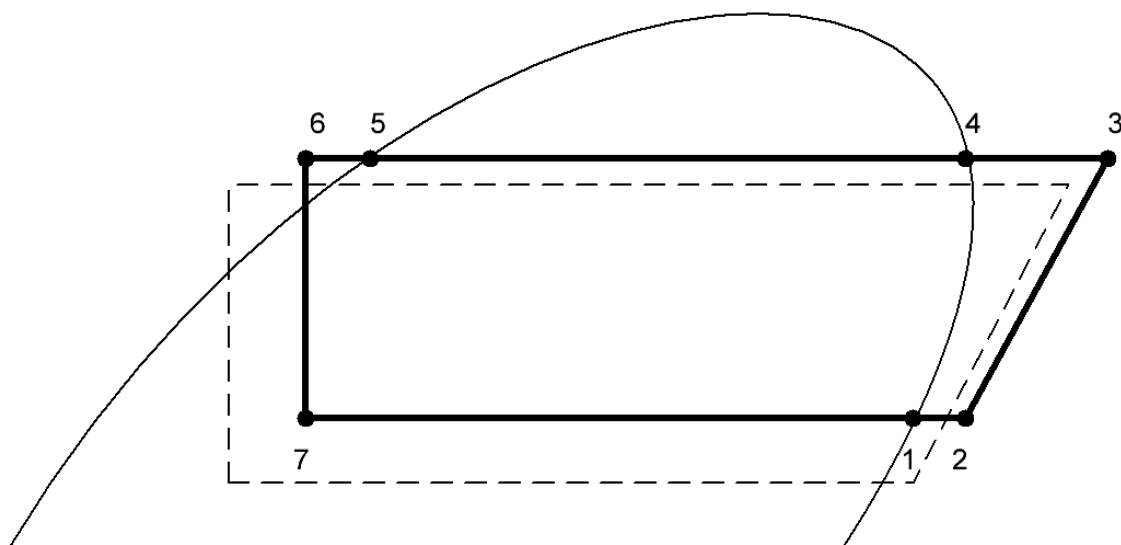


Рис. 5.17 – Холодильний цикл при підвищеному тиску нагнітання та всмоктування, намерзанні на всмоктувальній лінії

- 9) Знижений тиск нагнітання, незначне підвищення тиску всмоктування (рис. 5.18). Перегрів та переохолодження ХА практично без змін. Несправностями, які спричиняють дані симптоми, можуть бути:
- з боку конденсатора: знижена температура охолоджувальної води; надмірна витрата охолоджувальної води;
  - з боку датчиків та клапанів тиску: дефект датчика.

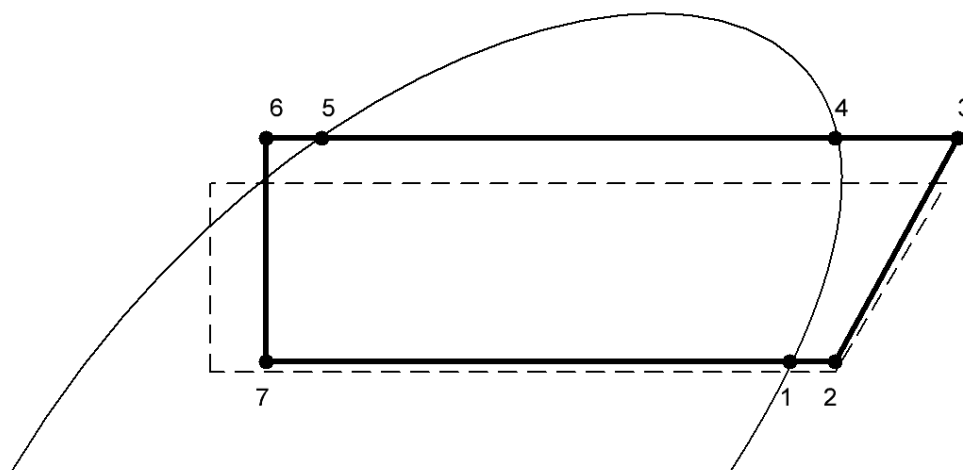


Рис. 5.18 – Холодильний цикл при зниженому тиску нагнітання, незначному зниженні тиску всмоктування

- 10) Знижений тиск нагнітання, підвищений тиск всмоктування, неефективне охолодження (рис. 5.19). Перегрів ХА збільшується, переохолодження ХА практично без змін. Причиною даних симптомів може бути несправність компресора.

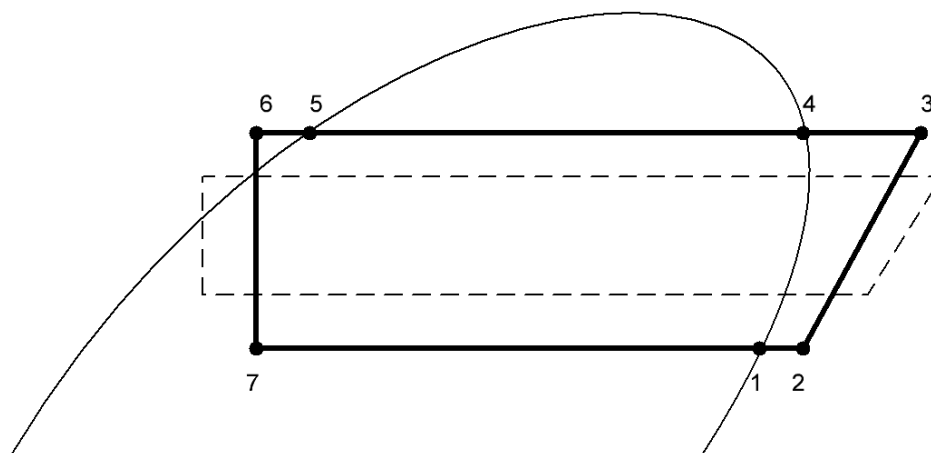


Рис. 5.19 – Холодильний цикл при зниженому тиску нагнітання, підвищеному тиску всмоктування, неефективному охолодженні



- 11) Будь-яка зміна тиску нагнітання або всмоктування при незмінних інших симптомах вказують на дефект відповідного датчика тиску (температури).
- 12) Неефективне охолодження при незмінних інших симптомах вказують на низьку уставку термостату (регулятора температури).
- 13) Спрацювання клапану на лінії нагнітання та (або) всмоктування при незмінних інших симптомах вказують на невірну уставку відповідного клапану.

Треба зауважити, що невелике (до 10%) зниження тиску (температури) нагнітання при незмінних інших симптомах можливе завдяки роботі підсистеми стабілізації тиску конденсації (параграф 4.3), яка в окремих випадках може стабілізувати тиск конденсації на більш низькому рівні, підвищуючи таким чином енергетичну ефективність СХУ в цілому.

Допоміжна задача прогнозованої діагностики полягає в швидкій та надійній ідентифікації несправностей ще до появи відповідних симптомів. Це можливо за рахунок використання мікропроцесорних пристроїв та засобів автоматики у відповідності до підходу FDD. Таким чином, можливо ідентифікувати несправності (в табл. 5.4 виділені сірим кольором):

- «Вентилятор випарника не працює» та «Несправність вентилятора випарника» шляхом встановлення найпростішого датчика струму вентилятора з підключенням до контролера;
- «Забруднення зміювика випарника» та «Випарник засмічений або покритий льодом», використовуючи алгоритм діагностування обмерзання випарника, розглянутий у параграфі 5.3;
- «Несправність регулятора холодопродуктивності» застосуванням електронного регулятора (термостату);
- «Несправність TRV» застосуванням електронного TRV;
- «Зупинка насоса охолоджувальної води» шляхом встановлення датчика струму насоса з підключенням до центрального контролера;

- «Підвищена температура охолоджувальної води», «Недостатня витрата охолоджувальної води», «Знижена температура охолоджувальної води», «Надмірна витрата охолоджувальної води», використовуючи відповідні датчики в підсистемі стабілізації тиску конденсації, яка розглянута в параграфі 4.3.2;
- «Закритий клапан у лінії охолодження води», «Запірний клапан тиску нагнітання закритий», «Байпасний клапан закритий», «Заглушений сервісний випускний клапан» шляхом використання соленоїдів або електронних клапанів;
- «Несправність компресора», використовуючи СС компресора, розглянутий в параграфі 4.2.

Отже, загальна система діагностики та контролю технічного стану СХУ з водяним охолодженням конденсатору та повітряним обдувом випарника, яка використовує розглянуті методики та алгоритми і здійснює прогнозовану діагностику у відповідності до підходу FDD, набуває наступного вигляду (рис. 5.20). На наведеній структурній схемі позначено:

- блок СС компресора, який за сигналами датчиків напруги  $u_s$  та струму  $i_s$  компресора оцінює механічну потужність на валу та виявляє ознаки несправності компресора (перевантаження, коротке замикання, зникнення живлення тощо) за методикою, описаною в параграфі 4.2;
- підсистема стабілізації тиску (температури) конденсації, яка за сигналами датчиків тиску (температури) конденсації  $t_k$ , температури  $t_w$  та витрати  $G_w$  охолоджувальної води здійснює регулювання тиску конденсації СХУ з використанням принципів часткової інваріантності до основних збурювань за алгоритмами, описаними в параграфі 4.3.2;
- підсистема оцінки обмерзання випарника, яка за сигналами датчиків температури кипіння ХА, охолоджувального об'єкту та СС компресора оцінює зміну коефіцієнту теплопрохідності випарника за алгоритмом, описаним в параграфі 5.3 для своєчасного діагностування обмерзання випарника СХУ;

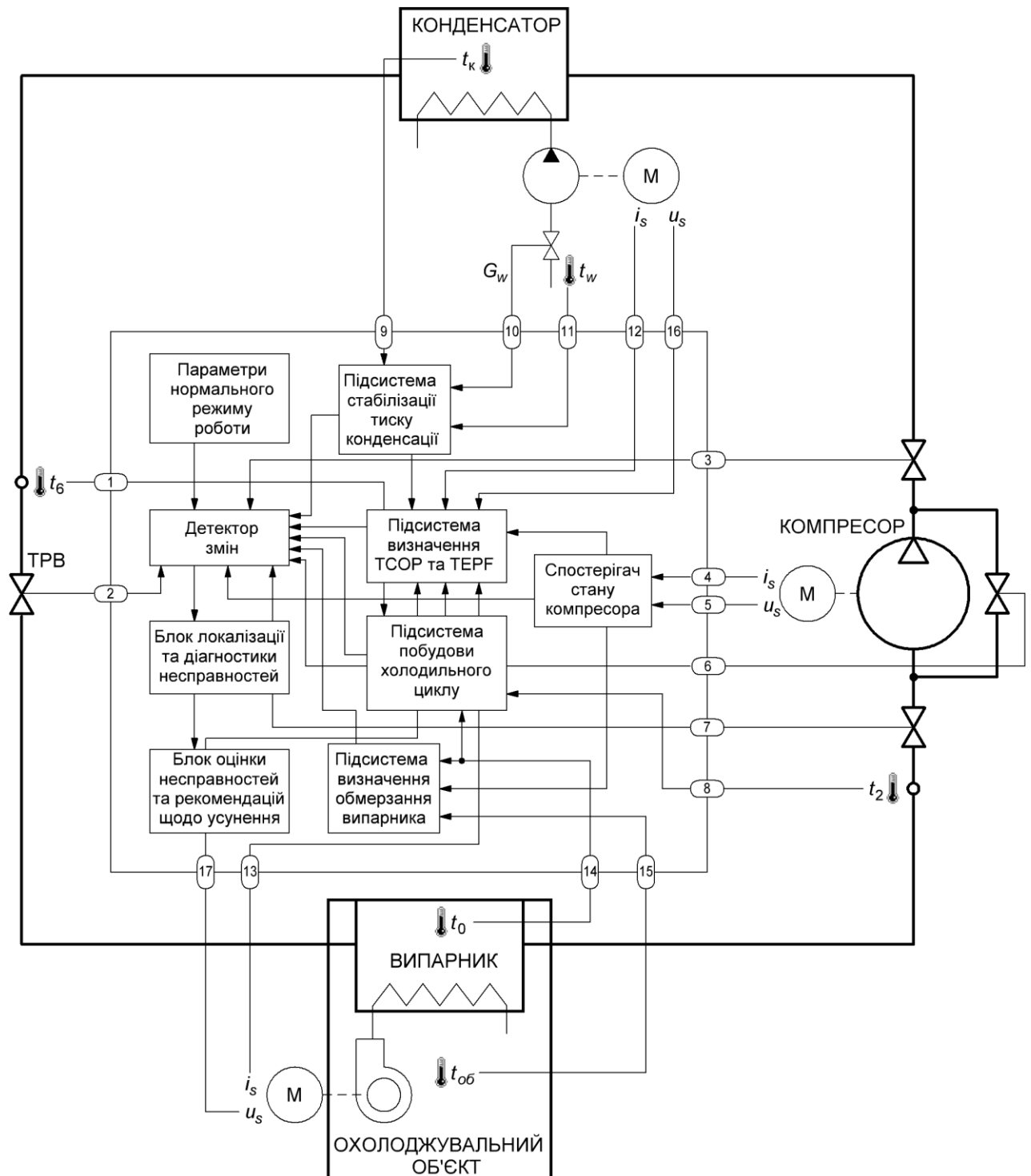


Рис. 5.20 – Система діагностики та контролю технічного стану СХУ

- підсистема побудови дійсного холодильного циклу в координатах  $lgr-h$  за сигналами датчиків температури  $t_k$ ,  $t_0$ ,  $t_2$ ,  $t_6$  за методикою, описаною в параграфі 5.1;
- підсистема оцінки коефіцієнтів енергетичної ефективності СХУ  $TCOP$

та  $TEPF$  по даним підсистем побудови холодильного циклу, стабілізації тиску конденсації, блоку СС компресора, датчиків напруги  $u_s$  та струму  $i_s$  електрообладнання за алгоритмом, описаним в параграфі 5.2.

Зазначені підсистеми є складовими блоку оцінки ознак несправностей у відповідності до структури системи технічного діагностування, яка використовує принцип FDD (рис. 2.1). Отримані ознаки можливих несправностей: цифрові (параметри холодильного циклу, коефіцієнти теплопровідності випарника та енергетичної ефективності, величини струмів електрообладнання тощо) та логічні (стан клапанів, ТРВ), подаються до детектору змін, який проводить порівняння величин отриманих сигналів з параметрами нормального режиму роботи СХУ і на основі порівняння формує набір симптомів несправностей.

Отриманий набір симптомів аналізується в блоці локалізації та діагностування несправностей за методикою, описаною в даному параграфі. Результати діагностики передаються в блок оцінки несправностей, який формує діагностичні повідомлення, подає на контролер сигнали щодо усунення несправностей (наприклад, запуск процесу відтаювання випарника) та при необхідності відключає СХУ.

Аналіз рис. 5.20 показує, що для реалізації розробленої системи діагностики та контролю технічного стану СХУ необхідно використання шести датчиків температури, шести датчиків струму та напруги, одного датчику витрати охолоджувальної води, п'яти електронних клапанів. При використанні датчиків та електронних клапанів з інформаційними виходами можливо створення мобільної системи діагностики та контролю технічного стану СХУ.

## 5.5 Висновки до п'ятого розділу

В п'ятому розділі вирішена четверта задача дисертаційного дослідження, згідно якої зроблено наступне.

1. На підставі термодинамічного та енергетичного аналізу роботи СХУ розроблена методика розрахунку параметрів дійсного холодильного циклу.

Проведено порівняння запропонованої методики з іншими джерелами з розбіжністю результатів не більше 1%.

2. На підставі енергетичного аналізу роботи СХУ розроблений загальний алгоритм та підсистема оцінки енергетичної ефективності СХУ. Алгоритм передбачає оцінку енергетичної ефективності не тільки СХУ в цілому, а й її окремих елементів: компресора, приводного електродвигуна тощо. Все це дає змогу застосувати підхід FDD при проектуванні системи діагностики з наданням конкретних рекомендацій для обслуговуючого персоналу.

3. На основі моделі температурних режимів СХУ розроблений алгоритм та підсистема оцінки коефіцієнта теплопровідності та прогнозованої діагностики обмерзання випарника СХУ. Перевірка алгоритму засобами імітаційного моделювання довела працездатність запропонованої підсистеми.

4. На основі діаграми відповідності симптомів та несправностей, рекомендованої компанією Wilhelmsen Ships Service, розроблена методика ідентифікації симптомів та виявлення несправностей СХУ засобами прогнозованої діагностики та FDD. На основі розроблених алгоритмів та підсистем запропонована загальна система діагностики та контролю технічного стану СХУ з використанням мінімально необхідного набору датчиків.

## ВИСНОВКИ

Основний зміст дисертації укладений в розв'язанні актуальної науково-технічної задачі підвищення ефективності експлуатації СХУ, що досягається вдосконаленням засобів діагностики і контролю технічного стану на основі імітаційного моделювання окремих вузлів СХУ. Всі задачі дисертаційного дослідження, сформульовані у вступі, розв'язані, що дозволило сформулювати наступні висновки.

1. Аналіз основних проблем та тенденцій розвитку суднової холодильної техніки дозволив виділити основні завдання діагностики і контролю технічного стану СХУ. Обґрунтований вибір у якості об'єкту досліджень парокомпресійних СХУ малої холодопродуктивності з герметичними та безсальниковими компресорами. Проведений порівняльний аналіз літературних джерел показав, що в рамках обраних напрямків досліджень найбільш перспективним є FDD підхід з використанням засобів імітаційного моделювання. На основі експертного оцінювання проблемних питань, пов'язаних з експлуатацією СХУ, та системного підходу обрана тема і сформульовані основні напрямки та мета дисертаційного дослідження, для досягнення якої висунута робоча гіпотеза. Показано, що найбільш ефективним підходом до діагностики і контролю технічного стану СХУ є метод FDD на основі моделей системи. На підставі висунутої робочої гіпотези сформульована головна задача дисертаційного дослідження. За допомогою системного аналізу та методології наукових досліджень складена технологічна карта досліджень, яка передбачає декомпозицію головної задачі на чотири незалежні допоміжні задачі.

2. На основі термодинамічного аналізу циклу роботи виявлені основні параметри функціонування СХУ, а саме, температура охолоджуваного об'єкта та пов'язана з нею температура кипіння ХА, які в значній мірі залежать від температури навколишнього середовища, температури конденсації ХА, коефіцієнт теплопровідності випарника тощо. Отримані основні математичні залежності між вказаними величинами, що створює основу для побудови моделі

температурних режимів в СХУ з метою виявлення можливих симптомів порушення нормальної роботи. На основі енергетичного аналізу холодильного циклу СХУ визначені показники досконалості холодильного циклу, а саме, загальний коефіцієнт холодопродуктивності  $TCOP$  та загальний коефіцієнт енергетичної ефективності  $TEPF$ . Встановлено, що для обчислення цих показників необхідним і достатнім є визначення параметрів ХА в характерних точках дійсного холодильного циклу СХУ та параметрів функціонування компресору. Додатково проведений аналіз динаміки роботи поршневого компресору СХУ дозволив виявити основні параметри функціонування компресору, зокрема, тиск на лініях всмоктування і нагнітання та частоту обертання приводного електродвигуна. Отримані співвідношення між вказаними параметрами являються основою для визначення потужності стискування компресора та моменту опору на валу з метою виявлення можливих симптомів несправностей.

3. На підставі аналізу циклу роботи СХУ, методів чисельного моделювання, теорії інваріантних систем та адаптивних спостерігачів стану повного порядку розроблені: модель температурних режимів у випарнику, модель електропривода компресора, моделі процесів стабілізації тиску конденсації конденсаторів з повітряним та водяним охолодженням. Вказані моделі дозволяють проводити аналіз основних властивостей окремих елементів СХУ, як об'єктів керування, в змінних режимах роботи і можуть бути основою для проектування енергоефективних систем керування холодопродуктивністю, діагностики і контролю технічного стану СХУ. Адекватність розроблених моделей доведена шляхом імітаційного моделювання та порівняння отриманих результатів з відомими експериментальними даними.

4. На підставі термодинамічного та енергетичного аналізу роботи СХУ розроблена методика розрахунку параметрів дійсного холодильного циклу з розбіжністю результатів розрахунку в порівнянні з іншими методиками не більше 1%. На основі запропонованої методики та створених імітаційних моделей розроблені: алгоритм та підсистема оцінки енергетичної ефективності СХУ,

алгоритм та підсистема оцінки коефіцієнта теплопрохідності та прогнозованої діагностики обмерзання випарника СХУ. Вказані алгоритми та підсистеми створюють основу для застосування підходу FDD при проектуванні системи діагностики і контролю технічного стану СХУ з наданням конкретних рекомендацій для обслуговуючого персоналу. На основі діаграми відповідності симптомів та несправностей, рекомендованої компанією Wilhelmsen Ships Service, розроблена методика ідентифікації симптомів та виявлення несправностей СХУ засобами прогнозованої діагностики та FDD. На основі розроблених алгоритмів та підсистем запропонована загальна система діагностики та контролю технічного стану СХУ з використанням мінімально необхідної кількості датчиків.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. McGeorge H. D. Marine Auxiliary Machinery / H. D. McGeorge. – 7th edn. – Bodrinn: MPG Books Ltd, 1995. – 514 p.
2. Колиев И. Д. Судовые холодильные установки : учебное пособие / И. Д. Колиев. – Одесса: Феникс, 2009. – 264 с.
3. Лалаев Г. Г. Судовые холодильные установки и системы кондиционирования / Г. Г. Лалаев. – М.: Транспорт, 1981. – 248 с.
4. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови суден. – Київ, 2019. – 2211 с.
5. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови суден внутрішнього плавання. – Київ, 2019. – 1401 с.
6. Регістр судноплавства України. Общие положения по техническому наблюдению за контейнерами. Правила изготовления контейнеров. Правила допущения контейнеров к перевозке грузов под таможенными печатями и пломбами. Правила технического наблюдения за контейнерами в эксплуатации. Правила технического наблюдения за изготовлением контейнеров. – Київ, 2016. – 147 с.
7. Kumar M. Fault Detection and Diagnosis of Air-Conditioning Systems using Residuals / M. Kumar, I. N. Kar // Dynamics and Control of Process Systems: 10th IFAC International Symposium, Mumbai, 18–20 December 2013 : proceeding. – Amsterdam : Elsevier Ltd, 2013. – P. 607–612.
8. Tassou S. A. Fault diagnosis and refrigerant leak detection in vapour compression refrigerant systems / S. A. Tassou, I. N. Grace // International Journal of Refrigeration. – 2005. – V.28. – N. 5. – P. 680–688.
9. Isermann R. Process fault detection based on modeling and estimation methods – a survey / R. Isermann // Automatica. – 1984. – N. 20(4). – P. 387–404.
10. Laughman C. R. Fault detection methods for vapor-compression air conditioners using electrical measurements [Електронний ресурс] // Cambridge: MIT, 2008. – 55 p. – Режим доступу до ресурсу: <http://web.mit.edu/crlaugh/Public/>

main.pdf.

11. Сниховский Е. Л. К вопросу формирования алгоритма диагностирования технического состояния парокомпрессионных холодильных машин / Е. Л. Сниховский, А. С. Клепанда, И. И. Петухов, А. В. Шерстюк // Вестник НТУ "ХПИ". – 2014. – №11. – С. 154-159.

12. Букарос В. Н. Моделирование момента сопротивления однопоршневого компрессора судовой холодильной установки / В. Н. Букарос, А. Ю. Букарос, О. А. Онищенко // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – № 4/1(24). – С. 46-50.

13. Букарос В. М. Адаптивна система керування електроприводом компресора / В. М. Букарос, А. Ю. Букарос, М. О. Ромчук // Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. – 2014. – № 6 (4). – С. 84-90.

14. Modernization of luenberger observer for control system of hermetic compressor electric drive / [V. Bukaros, O. Onishchenko et al.] // Radio Electronics, Computer Science, Control. – 2019. – Vol. 1. – P. 230-237.

15. Automation of the control processes of the refrigeration units condensers / [V. Bukaros, O. Onishchenko et al.] // Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies. – 2017. – Vol. 23 (1245). – P. 76–83.

16. Букарос А. Ю. Структурная модель судовой холодильной установки / [А. Ю. Букарос, О. А. Онищенко В. Н. Букарос и др.] // Морские интеллектуальные технологии. – 2018. – № 4 (42). – С. 229-235.

17. Algorithm for estimation of ship refrigeration unit energy efficiency using full order observers / [A. Bukaros, V. Bukaros et al.] // Applied Aspects of Information Technology. – 2020. – Vol. 3. – No. 1. – P. 418-430.

18. Букарос В. М. Аналіз роботи механізму однопоршневого холодильного компресора суднової холодильної установки / В. М. Букарос, О. А. Онищенко // Матеріали науково-технічної конференції «Морський і річковий флот: експлуатація й ремонт», 17-18 березня 2016 р. – Одеса: НУ «ОМА», 2016. – С. 100-108.

19. Bukaros A. Development of the luenberger observer for the automated

electric drive of hermetic compressor / A. Bukaros, V. Malyshev, V. Bukaros // Technology Transfer: fundamental principles and innovative technical solutions : annual scientific conference, Tallinn, 23 November 2018 : proceeding. – Tallinn: Scientific Route, 2018. – P. 40-42.

20. Загоруйко В. А. Судовая холодильная техника / В. А. Загоруйко, А. А. Голиков. – К.: Наукова думка, 2000. – 607 с.

21. Яковлев В. И. К вопросу о необходимости создания новых перспективных хладоносителей холодильных установок рыбопромысловых судов и водного холодильного транспорта / [В. И. Яковлев, А. С. Кротов и др.] // Холодильно-технологические комплексы. – 2014. – № 3. – С. 121-127.

22. Яковлев В. И. Разработка судовых холодильных установок нового поколения для охлаждения провизионных кладовых / [В. И. Яковлев, В. Л. Уманский и др.] // Холодильно-технологические комплексы. – 2018. – № 1 (14). – С. 37-45.

23. Віденська конвенція про охорону озонowego шару [Електронний ресурс] // Офіційний вісник України. – 2005. – № 21. – 240 с. – Режим доступу до ресурсу: [https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995\\_088](https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_088).

24. Монреальський протокол про речовини, що руйнують озонівий шар (із поправками) [Електронний ресурс]. – 1987. – Режим доступу до ресурсу: [https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995\\_215](https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_215).

25. Кіотський протокол до Рамкової конвенції Організації Об'єднаних Націй про зміну клімату (із поправками): ратифіковано Законом України від 04.02.2004 № 1430-IV «Про ратифікацію Кіотського протоколу до Рамкової Конвенції Організації Об'єднаних Націй про зміну клімату» [Електронний ресурс]. – 1997. – Режим доступу до ресурсу: [https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995\\_801](https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_801).

26. Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден 1973 року (зі змінами та доповненнями): приєднання України до конвенції згідно Постанови Кабінету Міністрів України від 21.09.1993 № 771 «Про приєднання України до Міжнародної конвенції по запобіганню забрудненню з суден 1973 року [Електронний ресурс] // Офіційний вісник України. – 2005. – № 22. – 254 с. –

Режим доступа до ресурсу: [https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/896\\_009](https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/896_009).

27. Global warming: refrigeration-sector challenges: IIR statement [Электронный ресурс] // 11<sup>th</sup> Conference of the Parties (COP-11), November 28 – December 9, 2005. – Montreal, IIR, 2005. – 5 с. – Режим доступа до ресурсу: [http://www.iifiir.org/userfiles/file/publications/statements/Statement\\_2005\\_Editto\\_COP11\\_Montreal.pdf](http://www.iifiir.org/userfiles/file/publications/statements/Statement_2005_Editto_COP11_Montreal.pdf)

28. Кобылянский И. Г. Экологические аспекты эксплуатации судовых холодильных установок / И.Г. Кобылянский // Безопасность жизнедеятельности. – 2010. – № 8. – С. 22-24.

29. Воропай П.И. Повышение надежности и экономичности поршневых компрессоров / П.И. Воропай, А.А. Шленов. – М.: Недра, 1980. – 359 с.

30. Фока, А. А. Судовой механик: Справочник. Том 2. / М.: Феникс, 2010. – 1032 с.

31. Stouppe D. E. Air conditioning and refrigeration equipment failures / D. E. Stouppe, Y. S. Lau // National Engineer. – 1989. – Vol. 93. – P. 14-17.

32. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины / В.Б. Якобсон – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 368 с.

33. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. / П.И. Пластинин – М.: КолосС, 2006. – 456 с.

34. Refrigeration alarm: пат. 575839 США: G08B21/182. № US3959787A; заявл. 08.05.1975; опубл. 25.05.1976. – 4 с.

35. Refrigeration monitor system with remote signalling of alarm indications: пат. 421982 США: H04M11/045. № US4482785A; заявл. 23.09.1982; опубл. 13.11.1984. – 11 с.

36. System and method for monitoring and diagnosing faults in environmentally controlled containers, such system and method being especially adapted for remote computer controlled monitoring of numerous transportable containers over existing on-site power wiring: пат. 966785 США: G01D9/005. № US4234926A; заявл. 05.12.1978; опубл. 18.11.1980. – 64 с.

37. Shipping container monitoring and tracking system: пат. 10/994781 США:

G06Q10/08. № US7339469B2; заявл. 22.11.2004; опубл. 04.03.2008. – 32 с.

38. Intelligent multipurpose early warning system for shipping containers, components therefore and methods of making the same: пат. 11/640679 США: G08B13/19608. № US7394363B1; заявл. 18.12.2006; опубл. 01.07.2008. – 12 с.

39. Tracking and monitoring device and system for a shipping container: пат. 13/515795 США: G06Q10/08. № US20120252488A1; заявл. 20.10.2010; опубл. 04.10.2012. – 10 с.

40. Keir M.C. Dynamic Modeling, Control, and Fault Detection in Vapor Compression Systems / M.C. Keir, A.G. Alleyne. – Madison: University of Wisconsin, 2004. – 219 p.

41. Method of logging data in a transport refrigeration unit: пат. 293616 США: G07C5/085. № US5437163A; заявл. 22.08.1994; опубл. 01.08.1995. – 18 с.

42. Device diagnostic apparatus and equipment monitoring system: пат. P2004-13165 Японии: F25B49/005. № JP4396286B2; заявл. 21.01.2004; опубл. 13.01.2010. – 40 с.

43. De Maesschalck R. The Mahalanobis distance / R. De Maesschalck, D. Jouan-Rimbaud, D.L. Massart // Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems. – 2000. – Vol. 50. – P. 1-18.

44. Transport refrigeration system with predictive refrigeration: пат. EP11810101.3A Европы: F25D29/003. № EP2588343A2; заявл. 28.06.2011; опубл. 11.04.2018. – 12 с.

45. Apparatus, method, and system for communicating with a shipping container: пат. TW105117258A Тайваня: G05D23/19. № TWI590201B; заявл. 09.03.2011; опубл. 01.07.2017. – 39 с.

46. Jaszczak S. The energy efficiency monitoring of a refrigeration unit / S. Jaszczak, T. Łokietek // Measurement Automation Monitoring. – 2016. – Vol. 62. – №.06. – P. 202–205.

47. Никольский В.В. Мониторинг судовой холодильной техники с использованием программируемых логических контроллеров (ПЛК) / В.В. Никольский, Ю.А. Очеретяный, М.И. Танасийчук // Судовые энергетические

установки. – 2014. – № 14. – С. 41-52.

48. Automated diagnostics for transport refrigeration units: пат. SG11201808308SA Сінгапуру: F25D29/006. № SG11201808308SA; заявл. 28.03.2017; опубл. 30.10.2018. – 18 с.

49. Abuse detection for transport refrigeration units: пат. SG11201808201TA Сінгапуру: B60H1/00978. № SG11201808201TA; заявл. 22.03.2017; опубл. 30.10.2018. – 20 с.

50. Zhyvytsya Y. Indirect determination of refrigerant mass flow to estimate the current value of energy efficiency in small scale systems / Y. Zhyvytsya, E. Vaynfeld, O. Glazeva, O. Onishchenko // Compressors: 7th International IIR Conference on Compressors and Coolants, Papiernicka, 30 September – 02 October 2009 : proceeding. – NY : Curran Associates, Inc, 2010. – P. 415–420.

51. Очеретяный Ю.А. Определение термодинамических показателей судовой холодильной установки в процессе эксплуатации / Ю.А. Очеретяный // Проблемы техники: наук.-вир. журнал. – 2013. – № 2. – С. 119 – 125.

52. Estupinan E. A. Dynamic Modeling of Hermetic Reciprocating Compressors, Combining Multibody Dynamics, Finite Elements Method and Fluid Film Lubrication / E. A. Estupinan, I. F. Santos // International journal of mechanics. – 2007. – V.1. – N. 4. – P. 36–43.

53. Василец Д. И. Анализ методов моделирования систем кондиционирования судовых помещений / Д. И. Василец, Н. А. Козьминых, О. А. Онищенко // Вестник НТУ "ХПИ", Серия: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2017. – № 7 (1229). – С. 24-29.

54. Вынгра А. В. Использование программно-аппаратного моделирования при проектировании системы управления судовой холодильной установкой / А. В. Вынгра, Б. А. Авдеев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. – 2017. – Т. 9. – № 4. – С. 806-813.

55. Blanchard B. Marine Auxiliary Machinery / B. Blanchard, W. Fabrycky. – 5th new international edition. – Pearson, 2010. – 800 p.

56. Онищенко О.А. Модель холодильной установки с автоматизированным

электроприводом компрессора / О.А. Онищенко // Холодильная техника и технология (прил. к журналу). – 2005. – №5(97). – С. 120-129.

57. Онищенко О. А. Электропривод систем температуры конденсации холодильных установок / О. А. Онищенко // Електромашинобудування та електрообладнання. – 2006. – № 66. – С. 190–192.

58. Онищенко О. А. Двухканальная система управления малыми холодильными установками / О. А. Онищенко // Электротехнические и компьютерные системы. – 2012. – № 5 (81). – С. 37–42.

59. Li H. A methodology for diagnosing multiple-simultaneous faults in rooftop air conditioners / H. Li, J.E. Braun // International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 12-15 July 2004: proceedings. – Purdue : Purdue University, 2004. – P. 1–10.

60. Mozina M. Nomograms for Visualization of Naive Bayesian Classifier / M. Mozina, J. Demsar, M. Kattan, B. Zupan // 8th European Conference on Principles and Practice of Knowledge Discovery in Databases, Pisa, Italy, September 20-24, 2004 : proceedings. – Berlin : Springer, Heidelberg, 2004. – P. 337–348.

61. Cluster analysis / B. Everitt, S. Landau, M. Leese, D. Stahl. – 5th ed. – Chichester : Wiley, 2011. – 330 p.

62. Сорока К. О. Основи теорії систем і системного аналізу : Навчальний посібник / К. О. Сорока. – ХНАМГ, 2004. – 291 с.

63. Важинський С. Е. Методика та організація наукових досліджень : Навчальний посібник / С. Е. Важинський, Т. І. Щербак. – Суми: СумДПУ імені А. С. Макаренка, 2016. – 260 с.

64. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины: Учебник. – 3 изд. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

65. Онищенко О.А. Расчет коэффициента теплопроводимости малых холодильных установок / О.А. Онищенко, Л.В. Мельникова // Электротехнические и компьютерные системы. – № 6(82), 2012. – С. 95-98.

66. Kairouani L. Energetic analysis of CO<sub>2</sub>/propane and CO<sub>2</sub>/propylene cascade refrigeration system / L. Kairouani, N. Jemni, E. Nehdi // 6th IIR Conference: Ammonia

and CO2 Refrigeration Technologies, Ohrid, North Macedonia, April 16-18, 2015 : proceedings. – Paris : Institut International du Froid, 2015.

67. Paride G. Energetic, Exergetic and Exergoeconomic Analysis of CO2 Refrigeration Systems Operating in Hot Climates / G. Paride, E. Brian, C. Giovanni // 28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy System, Pau, France, 29 June - 3 July, 2015 : proceedings. – NY : Curran Associates, Inc, 2015. – P. 2993–3004.

68. Kumar K. P. Statistical analysis of entropy generation in longitudinally finned tube heat exchanger with shell side nanofluid by a single phase approach / K. P. Kumar, P. V. Vinay, B. Varaprasad // Archives of thermodynamics. – 2016. – V.37. – N. 2. – P. 3–22.

69. Becker M. Energetische Bewertung von Kälteanlagen und optimierte Betriebsführung von Kälteanlagen aus automatisierungstechnischer Sicht // Tagungsband Bd. II, DKV-Tagung Ulm, 19-21 November, 2008.

70. Кондиціонери повітряні, агрегатовані охолоджувачі рідини та теплові насоси з компресором з електроприводом [Текст]. - К. : Держспоживстандарт України, 2013 . - (Національний стандарт України). Ч. 1 : ДСТУ EN 14511-1:2007. Терміни та визначення понять (EN 14511-1:2004, IDT). - На заміну ДСТУ EN 255-1:2005 ; Чинний від 2009-10-01. - К., 2013. - IV, 12 с.

71. Performance Rating of Commercial and Industrial Unitary Air-conditioning and Heat Pump Equipment: AHRI Standard 340/360 [Електронний ресурс] // – 2019. – 74 р. – Режим доступу до ресурсу: [http://www.ahrinet.org/App\\_Content/ahri/files/STANDARDS/AHRI/AHRI\\_Standard\\_340-360\\_I-P\\_2019.pdf](http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/STANDARDS/AHRI/AHRI_Standard_340-360_I-P_2019.pdf).

72. Енергоефективність будівель. Метод розрахунку енергопотреби та енергоефективності системи [Текст]. - К. : Держспоживстандарт України, 2017 . - (Національний стандарт України). Ч. 4-2 : ДСТУ EN 15316-4-2:2017. Системи генерування тепла, системи теплових насосів, Модулі М3-8-2, М8-8-2 (EN 15316-4-2:2017, IDT). Чинний від 2017-15-12. - К., 2017.

73. Performance Rating of Water-chilling and Heat Pump Water-heating Packages Using the Vapor Compression Cycle: AHRI Standard 550/590 (I-P)



[Электронный ресурс] – 2015. – 106 р. – Режим доступа до ресурсу: [http://www.ahrinet.org/App\\_Content/ahri/files/STANDARDS/AHRI/AHRI\\_Standard\\_550-590\\_I-P\\_2015\\_with\\_Errata.pdf](http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/STANDARDS/AHRI/AHRI_Standard_550-590_I-P_2015_with_Errata.pdf).

74. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: «Негоциант», 2006. – 712 с.

75. Толщин В.И., Сизых В.А. Автоматизация судовых энергетических установок: Учебник. – 3-е изд., перер. и доп. – М.: Транслит, 2006. – 352 с.

76. Использование метода электротепловых аналогий при моделировании процессов в судовой холодильной установке / Д.И. Василец, Н.А. Козьминых, Г.В. Налева, О.А. Онищенко // Морские интеллектуальные технологии. – № 3(41), Т.1, 2018. – С. 214-221.

77. Ейдеюс А. И. Теплоотдача при кипении хладагента в змеевиковых воздухоохладителях / А. И. Ейдеюс, М. Ю. Никишин, В. Л. Кошелев // Известия КГТУ. – № 29, 2013. – С. 31-38.

78. Ейдеюс А. И. Сравнение интенсивности теплоотдачи и падения давления при кипении хладагентов R404A и R22 в горизонтальных трубах / А. И. Ейдеюс, М. Ю. Никишин, С. В. Кошелев // Вестник Международной академии холода. – 2015. – № 1. – С. 69-74.

79. Kritzinger W. Digital Twin in Manufacturing: A categorical literature review and classification / W. Kritzinger, M. Karner, G. Traar, J. Henjis, W. Sihn // IFAC-PapersOnLine. – 2018. – V. 51. – P. 1016–1022.

80. Лопухина, Е. М. Автоматизированное проектирование электрических машин малой мощности / Е. М. Лопухина, Г. А. Семенчуков. – М.: Высш. шк., 2002. – 512 с.

81. Онищенко, Г. Б. Автоматизированный электропривод промышленных установок. Учебное пособие / Г. Б. Онищенко, М. И. Аксенов, В. П. Грехов, М. Н. Зарицкий, А. В. Куприков, А. И. Нитиевская. Под общей редакцией Г. Б. Онищенко. – М.: РАСХН, 2001. – 520 с.

82. Kurka, R. G. Dynamic Modeling of Reciprocating Compressors with Vertical Axis / R. G. Kurka, L. G. P. Karen, H. I. Jaime // ISMA2010-USD2010 Conference,

Leuven, Belgium, 2010.

83. Krause, P. C. Analysis of Electric Machinery and Drive Systems / P. C. Krause, O. Wasynczuk, S. D. Sudhoff. – New York: Wiley-IEEE, 2002. – 680 p.

84. Kubota, H. DSP-based speed adaptive flux observer of induction motor / H. Kubota, K. Matsuse, T. Nakano // IEEE Transactions on Industry Applications. – 1993. – V. 29(2). – P. 344-348.

85. Сазонов А. Е. Модальный метод синтеза наблюдателя для системы управления курсом судна / А. Е. Сазонов, В. В. Сахаров, А. А. Чертков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. – 2016. – №4(38). – С. 211-223.

86. Панкратов В.В. Избранные разделы теории автоматического управления: учебное пособие / В.В. Панкратов, О.В. Нос, Е.А. Зима – Новосибирск: Издательство НГТУ, 2011. – 223 с.

87. Желіба, Ю. О. Енергозбереження при виробництві та споживанні холоду / Ю. О. Желіба // Холод. Монтаж + Технологія. – 2004. – № 2. – С. 39-43.

88. Head Pressure Controllers [Електронний ресурс] / EDC International Ltd. – Режим доступу: \WWW/ URL: <http://www.edcpumps.com/upload/Operating-manual-Head-Pressure-Controller.pdf> – 27.08.2009 р.

89. Патент України, UA 100304, МПК H02P 23/00. Тиристорний регулятор напруги для електропривода герметичного компресора / В. М. Букарос, А. Ю. Букарос, Н.О. Ромчук. № u201413129; заявл. 08.12.2014; опубл. 27.07.2015. Бюл. №14.

90. Герман-Галкин С. Г. Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в MATLAB 6.0 / С. Г. Герман-Галкин. – СПб. : КОРОНА принт. - 2001. – 320 с.

91. Пат. US20150042260 A1 США, H02P 21/0035. Electrical solution for saving power and expenses / Harry N. Sturm (США); заявник и патентовласник Harry N. Sturm. – № US 14/382,655; заявл. 04.03.2013; опубл. 12.02.2015.

92. Emadi, A. Advanced Electric Drive Vehicle / A. Emadi. – Boca Raton, FL: CRC Press, 2015. – 586 p.

93. Онищенко О. А. Современный электропривод для систем холодильной техники / В. И. Живица, О. А. Онищенко, И. Н. Радимов, и др. // Холодильная техника и технология. – 1999. – № 64. – С. 112-116.

94. Онищенко О. А. Повышение энергетического фактора вентильно-индукторных электроприводов / О. Я. Карпович, О. А. Онищенко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2005. – № 45. – С. 400-404.

95. Букарос А. Ю. Коректор коефіцієнта потужності для частотно-регульованого електроприводу / А. Ю. Букарос // Східно-європейський журнал передових технологій. – 2012. – Т. 57 № 3/8. – С. 4-8.

96. Dossat, R. J. Principles of Refrigeration / R. J. Dossat, T. J. Horan. – Noida: Pearson, 2010. – 454 p.

97. Maurer, T. Kältetechnik für Ingenieure / T. Maurer. – GmbH: VDE Verlag, 2016. – 575 p.

98. Li, S. X. Dynamic Modeling of Steam Condenser and Design of PI Controller Based on Grey Wolf Optimizer / S. X. Li, J. S. Wang // Mathematical Problems in Engineering. – 2015. – № 2015. – P. 1-9.

99. Вайнфельд Э.И. Моделирование термодинамических свойств хладагентов при оценке энергетической эффективности холодильных установок с целью оптимизации управления / Э.И. Вайнфельд, П.Н. Монтик // Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. – № 7 (2). – 2015. – С. 61-67.

100. Шишов В.В. Энтропийно-статистический анализ холодильных циклов для систем кондиционирования / В.В. Шишов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. – сер. Машиностроение. – 2012. – С. 143-156.

101. Reindl D. Defrosting Industrial Refrigeration Evaporators / D. Reindl, T. Jekel // ASHRAE Journal. – 2009. – V. 51. – P. 30-40.

## **ДОДАТОК А**

Акти та довідки впровадження наукових розробок



**Bourbon Offshore Supply**  
148, Rue Sainte 13007 Marseille, France

TO WHOM IT MAY CONCERN

Act

About implementation of scientific research results the thesis of V. Bukaros on the m/v "Bourbon Libeccio" of the company Bourbon Offshore.

This certificate was compiled based on the results of testing the ship refrigeration unit developed by V. Bukaros.

During the operation of the following was established:

1. algorithms for energy efficiency assessment of the ship's refrigeration plants and diagnosing evaporator icing and algorithms justified themselves in the experiment and the obtained graphs corresponded to the previous mathematic models;
2. The validity of the used methods for the refrigeration cycle calculating parameters and the identification of faults in ship refrigeration units;
3. Practical application of recommendations for improving the quality and efficiency of the condensing pressure stabilization system of the ship's refrigeration unit.

Use of the specified results will allow to increase energy efficiency and reliability, and also to improve diagnostics means and control of applied ship refrigeration units' technical conditions aboard.

**MASTER**  
**M/V "BOURBON LIBECCIO"**  
**Port of Registry: Port Vila (Vanuatu)**  
**IMO 9456305**  
**Official Number: 1793**

m/v "Bourbon Libeccio"

**IMO: 9456305**  
**Ship type Offshore Tug/Supply Ship**  
**Call Sign: 5NXA2**  
**Flag: Nigeria**  
**Gross Tonnage: 454**  
**Home Port: LAGOS**  
**Owner: Bourbon Offshore Supply**

**M/V BOURBON LIBECCIO**  
**CAPTAIN**  
**PORT VILA**  
**IMO 9456305**  
**OFFICIAL NUMBER: 1793**

*22 JAN 2020*

Ch. Engineer *Fedorov* V. Fedorov  
Master *O. Ovechkin* O. Ovechkin  
Superintendent *H. Nyan Jo* H. Nyan Jo



## CARISBROOKE SHIPPING

38 Medina Road, Cowes, Isle of Wight, PO31 7DA, UNITED KINGDOM, 968909  
VAT no. GB 785 4079 90, Tel: +44 (0) 1983 284 100, Fax: +44 (0) 1983 284 199

TO WHOM IT MAY CONCERN

ACT

about implementation of thesis research results of V. Bukaros on the topic  
"Improvement of ship refrigeration units technical condition control and  
diagnostics systems"

This is to certify that the main results of the thesis research of V. Bukaros on the topic "Improvement of ship refrigeration units technical condition control and diagnostics systems", in particular, the method of detecting faults of ship refrigeration units based on certain fault symptoms are implemented and used on the m/v "Johanna C" from 2020 in the form of recommendations on changes and additions to the rules of technical maintenance of ship refrigeration equipment.

IMO: 9430131

Name: JOHANNA C

Vessel Type: General Cargo

Call Sign: 2BZI8

Flag: United Kingdom [GB]

Summer DWT: 12914 t

Length Overall x Breadth Extreme: 138 x 21 m

Year Built: 2009

m.v. JOHANNA C

Cowes

GT: 9530 / 5400 kW

IMO No: 9430131

Official No: 915667

25.06.2020

Ch. Engineer \_ POLUKHIN ANDREY

Master \_ ANDRIYASH ANDREY

Superintendent \_ SIMON MERRITT

m.v. JOHANNA C

Cowes

GT: 9530 / 5400 kW

IMO No: 9430131

Official No: 915667



## M/V ROBERT RICKMERS

### To Whom It May Concern:

### ACT

about implementation of scientific research results of the thesis of V. Bukaros on the m/v "Robert Rickmers" of the company Zeaborn Ship Management.

This act was compiled based on the results of testing the ship refrigeration unit for the provision chamber, in which V. Bukaros' developments were used. During testing, the following was revealed

1. Algorithms for diagnostics of evaporator icing allowed reducing the downtime of the ship refrigeration unit when defrosting the evaporator by 18%.
2. The application of the recommendations on the settings of the condensing pressure controller allowed increasing the quality and efficiency of the condensing pressure stabilization system of the ship refrigeration unit and reducing electricity consumption by 2.5%.

Chief Engineer

Oleg Starcheus

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'O. Starcheus', is written over the printed name.

14th December, 2020



Ship Stamp.



### ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційного дослідження Букарос Валерії Миколаївни на тему «Удосконалення систем діагностики та контролю технічного стану суднових холодильних установок» у роботі наукового семінару «Оптимальне управління і експлуатація електроприводів спеціальних установок» Наукової Ради Національної академії наук України з проблеми «Наукові основи електроенергетики»

Цим засвідчуємо, що результати дисертаційного дослідження Букарос Валерії Миколаївни на тему «Удосконалення систем діагностики та контролю технічного стану суднових холодильних установок» заслухано та обговорено на засіданнях наукового семінару «Оптимальне управління і експлуатація електроприводів спеціальних установок» Наукової Ради Національної академії наук України з проблеми «Наукові основи електроенергетики» (Військова академія, м. Одеса) у 2015-2020 роках. У ході апробації на засіданнях наукового семінару встановлено, що результати дисертаційного дослідження Букарос Валерії Миколаївни на тему «Удосконалення систем діагностики та контролю технічного стану суднових холодильних установок» мають актуальність, наукову новизну та практичну значущість при проектуванні та експлуатації холодильних систем різного призначення, зокрема, суднових холодильних установок.

Учений секретар семінару,  
зав. лабораторією, працівник ЗС

Т. ОБНЯВКО

ТВО голови семінару,  
д.т.н., проф., працівник ЗС

О. ГЕРЕГА



... 30.06.2020



**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Заступник начальника Військової академії з  
навчальної роботи – начальник навчального  
відділу, кандидат педагогічних наук,  
старший науковий співробітник,

полковник  О. МАСЛІЙ  
« 19 » 06 2020 р.

**ДОВІДКА**

про використання результатів дисертаційного дослідження Букарос Валерії  
Миколаївни на тему «Удосконалення систем діагностики та контролю технічного  
стану суднових холодильних установок» у освітньому процесі Військової академії  
(м. Одеса)

Цим засвідчуємо, що результати дисертаційного дослідження Букарос  
Валерії Миколаївни на тему «Удосконалення систем діагностики та контролю  
технічного стану суднових холодильних установок» використовуються в  
навчальному процесі Військовій академії (м. Одеса) на кафедрі електротехніки та  
систем ракетно-артилерійського озброєння, зокрема:

1. За спеціалізацією «Управління діями підрозділів морської піхоти» при  
проведенні лекційних та групових занять з дисципліни «Основи  
електротехніки, стандартизації та метрології», що забезпечує технічну  
підготовку при вивченні кораблів, які є засобами доставки морського  
десанту.
2. За спеціалізацією «Експлуатація та ремонт ракетно-артилерійського  
озброєння» при проведенні лекційних та групових занять з дисципліни  
«Моделювання та оптимізація процесів в електромеханічних системах  
озброєння та військової техніки», при виконанні курсових робіт з  
дисципліни «Теорія електроприводу» та кваліфікаційних робіт магістрів,  
що забезпечує технічну підготовку при вивченні засобів моделювання  
електромеханічних систем, які використовуються в ракетно-  
артилерійському озброєнні.

ТВО завідувача кафедри  
електротехніки та систем РАО,  
к.т.н., працівник ЗСУ




Г. ТРУШКОВ