

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

КОВАЛЬЧУК ДМИТРО АНДРІЙОВИЧ

УДК 681.5: 621.5

ДИСЕРТАЦІЯ

**ЕНЕРГОЕФЕКТИВНЕ АВТОМАТИЧНЕ КЕРУВАННЯ
УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛА ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ
ГАЗОВИХ КОТЕЛЕНЬ В УМОВАХ ЗАСТОСУВАННЯ
ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ**

05.13.07 «Автоматизація процесів керування»
(технічні науки)

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата наук

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

_____ Д. А. Ковальчук

Науковий керівник

Мазур Олександр Васильович
кандидат технічних наук, доцент

Київ – 2021

АНОТАЦІЯ

Ковальчук Д. А. Енергоефективне автоматичне керування утилізацією тепла продуктів згоряння газових котелень в умовах застосування парокомпресійних теплових насосів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.13.07 «Автоматизація процесів керування», Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ, 2021.

Мета дисертаційної роботи - розробити систему автоматичного керування утилізацією тепла продуктів згоряння газових котелень, алгоритми якої забезпечують енергоефективне ведення процесу в умовах застосування парокомпресійних теплових насосів.

Завдання дослідження, вирішення яких є необхідним для досягнення поставленої мети:

- провести аналіз основних напрямків підвищення енергетичної ефективності процесу утилізації тепла продуктів згоряння, в тому числі за рахунок вдосконалення його систем автоматичного керування;

- розробити і реалізувати фізичну модель процесу утилізації тепла продуктів згоряння, що включає генератор пароповітряної суміші, який імітує продукти згоряння, контактний утилізатор тепла пароповітряної суміші і тепловий насос;

- забезпечити на базі фізичної моделі можливість проведення автоматизованих експериментів по вивченню властивостей процесів утилізації тепла продуктів згоряння як об'єкту керування, для чого оснастити її технічними засобами вимірювання, виконавчими пристроями, керуючим контролером та розробити автоматизоване робоче місце дослідника.

- провести в рамках автоматизованого робочого місця необхідні експериментальні дослідження статичних та динамічних властивостей і взаємозв'язків змінних процесу глибокої утилізації тепла продуктів згоряння із застосуванням теплових насосів як об'єкту керування;

- провести ідентифікацію моделей основних каналів процесу утилізації тепла продуктів згоряння як об'єкту керування, реалізувати ці моделі в середовищі імітаційного моделювання, провести їх перевірку на адекватність;

- провести синтез альтернативних варіантів алгоритмів керування підвищеної динамічної точності та порівняльне моделювання відповідних систем керування з оцінкою енергетичної ефективності процесу утилізації тепла продуктів згоряння і забезпеченню запобігання аварійних ситуацій у всьому діапазоні збурень.

- провести моніторинг функціонування автономної газової котельної багатоповерхового житлового будинку і на основі отриманих даних, розробити імітаційну модель зовнішніх збурень утилізації тепла продуктів згоряння, та провести порівняльне моделювання базової та найбільш ефективної системи автоматичного керування серед розглянутих альтернативних варіантів.

Для виконання роботи використано основні методи фізичного (натурного) моделювання об'єкта керування; методи теорії ідентифікації, включаючи планування та проведення натурних експериментів, при побудові математичних моделей, що отримуються на основі експериментальних даних в перехідних та сталих режимах; Моделювання матеріального та енергетичного балансів тепломасообмінних процесів утилізації тепла продуктів згоряння; реалізація математичних моделей об'єкта керування у формі імітаційних моделей, як основи для проведення комп'ютерних експериментів, та підтвердження їх адекватності і дослідження альтернативних варіантів систем автоматичного керування; методи теорії автоматичного керування, що розглядають синтез систем автоматичного регулювання підвищеної динамічної точності (інваріантні, автономні, каскадні) та порівняльний аналіз альтернативних систем автоматичного керування з різними алгоритмами керування в широких умовах їх функціонування;

Найбільше теплової енергії в Україні споживається для опалення житлових та виробничих будівель. Підвищення енергетичної і екологічної ефективності процесів генерації та розподілення теплової енергії для потреб опалення та гарячого водопостачання можливе шляхом впровадження процесів утилізації теплоти побічних енергетичних ресурсів та вдосконаленням режимів виробництва та споживання теплової енергії з метою підвищення ККД теплогенеруючого обладнання.

Для глибокого охолодження продуктів згоряння, поліпшення режиму конденсації і для більш повного використання теплотворної здатності палива можливе застосування парокомпресійного теплового насоса, який забезпечує додаткове охолодження теплоносія, що циркулює в контурі економайзера. Отриману на конденсаторі теплового насоса додаткову теплову енергію можливо використовувати на потреби системи опалення чи гарячого водопостачання.

Енергетична ефективність роботи теплового насоса в складі системи утилізації тепла продуктів згоряння залежить від здатності системи керування з високою точністю підтримувати енергоефективні режими ведення процесу, не допускаючи при цьому аварійних ситуацій. Застосування теплового насоса в таких системах передбачає його роботу в широкому діапазоні координатних та параметричних збурень. Класичні системи керування зазвичай не забезпечують стабільну роботу в таких умовах, оскільки збурення можуть істотно впливати на властивості теплового насосу як об'єкта керування.

Дисертація присвячена рішення актуальної науково-технічної задачі підвищення енергетичної ефективності процесу утилізації тепла продуктів згоряння газових котелень за рахунок удосконалення алгоритмів його системи автоматичного керування.

Розроблено та реалізовану фізичну модель процесу утилізації тепла продуктів згоряння, із використанням теплового насоса. Розширенні умови моделювання та автоматизації проведення експериментів, включаючи

створення автоматизованого робочого місця дослідника. На фізичній моделі проведено основний комплекс із 64 тривалих експериментів у автоматичному режимі, результати яких склали основу для розробки моделей статички та динаміки процесу як об'єкту керування.

В ході спеціальних цілеспрямованих експериментів на фізичній моделі обґрунтовано доцільність введення нової регульованої змінної – розрахункового (по математичній моделі) значення масової витрати холодоагенту у випарнику, що в подальшому дозволило підвищити ефективність керування витратою холодоагенту до випарника та спростити технічну реалізацію системи автоматичного керування.

Удосконалено структуру контуру регулювання температури перегріву пари холодоагенту на виході випарника для запобігання в ньому автоколивань за рахунок застосування мікрокрокового режиму електроприводу регулюючого вентиля, за рахунок чого спрощено конструкцію теплового насоса, відмовившись від застосування капілярних або інших балансувальних пристроїв для корекції витратної характеристики вентиля.

На основі рівнянь матеріального і енергетичного балансів процесу утилізації тепла продуктів згоряння і результатів експериментів на його фізичній моделі отримано комплекс математичних моделей, що описує нелінійні статичні і динамічні властивості каналів керування, перехресних каналів, та каналів збурень процесу утилізації тепла продуктів згоряння з тепловим насосом як об'єкту керування, та реалізовано імітаційну версію цієї моделі об'єкту керування. Підтверджено адекватність моделей, створено математичну основу для розробки алгоритмів керування підвищеної динамічної точності і переведено експерименти по порівняльному дослідженню ефективності варіантів систем автоматичного керування з фізичної моделі в середовище імітаційного моделювання, за рахунок чого знизити витрати часу на проведення цих експериментів до 50 раз та розширити можливості досліджень.

Одержала подальший розвиток концепція підвищення ефективності керованих процесів, зокрема енергетичної ефективності процесу утилізації тепла продуктів згоряння, на основі розгляду об'єкту керування як цілісного об'єкта, інтегруючого усі виявлені і математично описані канали взаємозв'язків між його змінними, за рахунок цілеспрямованого вдосконалення алгоритмів систем автоматичного керування в напрямку підвищення динамічної точності керованих змінних на основі застосування принципів каскадності, інваріантності та автономності, розроблено варіанти альтернативних конкурентоздатних алгоритмів систем автоматичного керування, для їх порівняльного дослідження по показнику енергетичної ефективності процесу утилізації тепла продуктів згоряння;

Проведено синтез та порівняльні дослідження варіантів систем керування процесом утилізації тепла продуктів згоряння з базовим алгоритмом керування та альтернативними варіантами алгоритмів, що підвищують динамічну точність керованих змінних, з оцінкою енергоефективності процесу, зроблено висновок про актуальність вдосконалення систем керування в напрямку підвищення динамічної точності керованих змінних як засобу підвищення енергоефективності процесу утилізації з тепловим насосом та обрано, з досліджених, найбільш конкурентоздатний алгоритм;

Отримана імітаційна модель зовнішніх збурень процесу утилізації тепла продуктів згоряння на інтервалі часу рівному одному року, на основі даних моніторингу функціонування автономної газової котельної багатоповерхового житлового будинку з застосуванням якої проведено порівняльне моделювання базової та системи керування з каскадним регулятором перегріву парів холодоагенту, інваріантна до зміни температури води на вході в випарник та підтверджено суттєві переваги роботи розробленої системи автоматичного керування в умовах реальних збурень.

Ключові слова: утилізація, продукти згоряння, тепловий насос, система автоматичного керування, енергоефективність.

ANNOTATION

Kovalchuk D. A. Energy-efficient automatic control of the heat utilization from gas boiler combustion products in the conditions of steam-compression heat pumps application. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for obtaining the scientific degree of the candidate of technical sciences on the specialty 05.13.07 «Automation of control processes». National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Kyiv, 2020.

The purpose of the dissertation is to develop an automatic control system of heat utilization of combustion products of gas boilers, the algorithms of which provide energy-efficient process in the conditions of application of steam-compression heat pumps.

The objectives of the study, the solution of which is necessary to achieve this goal:

- to analyze the main directions of increasing the energy efficiency of the heat recovery process of combustion products, including by improving its automatic control systems;

- to develop and implement a physical model of the process of heat utilization of combustion products, including a generator of steam-air mixture, which simulates the combustion products, contact heat utilizer of steam-air mixture and heat pump;

- to provide on the basis of a physical model the possibility of conducting automated experiments to study the properties of heat recovery processes of combustion products as a control object, and to equip it with technical measuring instruments, actuators, control controller and develop an automated researcher workplace.

- to carry out in the framework of the automated workplace the necessary experimental studies of static and dynamic properties and relationships of variables of the process of deep heat utilization of combustion products using heat pumps as a control object;

- to identify models of the main channels of the process of heat utilization of combustion products as OK, to implement these models in the environment of simulation, to check their adequacy;

- to carry out synthesis of alternative variants of control algorithms of the increased dynamic accuracy and comparative modeling of the corresponding control systems with an estimation of energy efficiency of process of utilization of heat of products of combustion and maintenance of prevention of emergency situations in all range of disturbances.

- to monitor the operation of an autonomous gas boiler house of a multi-storey residential building and on the basis of the obtained data, to develop a simulation model of external perturbations of heat utilization of combustion products, and to conduct comparative modeling of basic and most effective automatic control system among considered alternatives.

The main methods of physical (full-scale) modeling of the control object are used to perform the work; methods of identification theory, including planning and conducting field experiments, in the construction of mathematical models obtained on the basis of experimental data in transient and constant modes; Modeling of material and energy balances of heat and mass transfer processes of heat utilization of combustion products; implementation of mathematical models of the control object in the form of simulation models as a basis for computer experiments, and confirmation of their adequacy and research of alternative versions of automatic control systems; methods of automatic control theory, which consider the synthesis of automatic control systems of increased dynamic accuracy (invariant, autonomous, cascade) and comparative analysis of alternative automatic control systems with different control algorithms in a wide range of their operation;

Most thermal energy in Ukraine is consumed for heating residential and industrial buildings. Improving the energy and environmental efficiency of heat generation and distribution for heating and hot water supply is possible through the introduction of heat recovery processes of secondary energy resources and

improving the production and consumption of thermal energy to increase the efficiency of heat generating equipment.

For deep cooling of combustion products, improvement of the condensation mode and for fuller use of calorific value of fuel it is possible to use a steam-compression heat pump, which provides additional cooling of the heat carrier circulating in the economizer circuit. The additional heat energy obtained on the heat pump condenser can be used for the needs of the heating system or hot water supply.

The energy efficiency of the heat pump in the heat recovery system of combustion products depends on the ability of the control system with high accuracy to maintain energy-efficient modes of the process, while avoiding emergencies. The use of a heat pump in such systems involves its operation in a wide range of coordinate and parametric perturbations. Classical control systems usually do not provide stable operation in such conditions, as disturbances can significantly affect the properties of the heat pump as a control object.

The dissertation is devoted to the decision of an actual scientific and technical problem of increase of power efficiency of process of utilization of heat of products of combustion of gas boiler rooms at the expense of perfection of algorithms of its system of automatic control.

The physical model of process of utilization of heat of products of combustion, with use of the heat pump is developed and realized. Expanded conditions for modeling and automation of experiments, including the creation of an automated researcher's workplace. The main set of 64 long-term experiments in automatic mode was performed on the physical model, the results of which formed the basis for the development of models of statics and process dynamics as an object of control.

In the course of special purposeful experiments on the physical model, the expediency of introducing a new adjustable variable - the calculated (mathematical model) value of the mass flow rate of refrigerant in the evaporator, which further

increased the efficiency of refrigerant flow control to the evaporator and simplify the technical implementation of the system.

The structure of the refrigerant vapor superheat temperature control circuit at the evaporator outlet has been improved to prevent self-oscillations due to the use of a microstep mode of the electric valve of the control valve, thus simplifying the design of the heat pump by abandoning capillary or other balancing devices.

Based on the equations of material and energy balances of the utilization process and the results of experiments on its physical model, a set of mathematical models describing nonlinear static and dynamic properties of control channels, cross channels, and perturbation channels of heat utilization process of combustion products with heat pump as control object is obtained. , and implemented a simulation version of this model of the control object. The adequacy of models is confirmed, the mathematical basis for development of control algorithms of the increased dynamic accuracy is created and experiments on comparative research of efficiency of variants of automatic control systems from physical model in the environment of simulation are transferred, due to what to reduce time for these experiments to 50 times and expand research possibilities.

The concept of increasing the efficiency of controlled processes, in particular the energy efficiency of the process of heat utilization of combustion products, based on the consideration of the control object as an integral object, integrating all identified and mathematically described channels of relationships between its variables, through targeted improvement of algorithms automatic control systems in the direction of increasing the dynamic accuracy of controlled variables based on the principles of cascade, invariance and autonomy, developed alternative competitive algorithms for automatic control systems, for their comparative study of energy efficiency of combustion products;

Synthesis and comparative researches of variants of control systems of process of utilization of heat of combustion products with the basic control algorithm and alternative variants of the algorithms increasing dynamic accuracy of the controlled variables, with an estimation of energy efficiency of process are

carried out. increase of energy efficiency of the process of utilization with the heat pump and the most competitive algorithm is chosen from the researched ones;

A simulation model of external perturbations of the process of heat utilization of combustion products at a time interval equal to one year, based on monitoring the operation of an autonomous gas boiler house of a multi-storey residential building using comparative modeling of the base and control system with cascade regulator at the entrance to the evaporator and confirmed the significant benefits of the developed automatic control system in real disturbances.

Key words: utilization, combustion products, heat pump, automatic control system, energy efficiency.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографія

1. Бондаренко З.В., **Ковальчук Д.А.**, Мазур О.В. та ін. Інформаційні технології та автоматизація. Одеса, 2020. 247 с. *(Здобувачем представлено опис лабораторної установки щодо дослідження процесів утилізації тепла продуктів згоряння, наведено деякі результати експериментальних досліджень, проведено ідентифікацію статичних та динамічних властивостей процесу та синтезовано комплекс математичних моделей, що описують властивості процесу).*

Статті у наукових фахових виданнях України:

2. **Ковальчук Д. А.**, Мазур О. В., Гудзь С. С. Оценка энергетической эффективности газового конденсационного водогрейного котла, как объекта управления. Наукові праці ОНАХТ. 2017. №2, Т. 80. С. 95-98. *(Здобувачем розроблено та реалізовано у середовищі імітаційного моделювання математичну модель розрахунку ефективності економайзера газового котла).*

3. **Kovalchuk D.**, Mazur A. The model for power efficiency assessment of condensation heating installations. Автоматизація технологічних та бізнес процесів. 2017. №. 9, Т. 3. С. 13-19. *(Здобувачем розроблено імітаційну модель системи опалення житлового будинку та проведено дослідження зі зміни режимів її роботи упродовж опалювального сезону).*

4. **Ковальчук Д. А.**, Мазур О. В., Гудзь С. С. Дослідження процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей: лабораторна установка, вимірювані змінні, автоматизація експериментів. Автоматизація технологічних та бізнес процесів. 2018. №2, Т.10. С. 64-72. *(Здобувачем досліджено процеси утилізації тепла пароповітряних сумішей).*

5. **Ковальчук Д. А.**, Мазур О. В., Хобін В. А. Дослідження процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей: результати експериментів, структурна та параметрична ідентифікація основних каналів об'єкту.

Автоматизація технологічних та бізнес процесів. 2019. №. 11, Т. 1. С. 32-42. *(Здобувачем проведено аналіз результатів експериментальних досліджень, побудовано структурну схему процесу утилізації тепла продуктів згоряння як об'єкта керування, проведено ідентифікацію основних каналів керування, збурень та перехресних зв'язків, та отримано їхні математичні моделі).*

6. Ковальчук Д. А. Мазур О. В. Дослідження процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей: імітаційне моделювання. Автоматизація технологічних та бізнес процесів. 2020. №4, Т.11. С. 68-82. *(Здобувачем виконано реалізацію моделей усіх складових процесу утилізації тепла продуктів згоряння у середовищі імітаційного моделювання та проведено комп'ютерні експериментальні дослідження з перевірки отриманих моделей на адекватність).*

Стаття у науковому виданні іншої держави

7. Kovalchuk D., Mazur A. Synthesis and comparative analysis of alternative variants of automatic control systems for the process of heat recovery from combustion products using heat pumps. Polish journal of science. 2020. №34, Т. 1. С. 51-60. *(Здобувачем виконано синтез та порівняльне моделювання шести альтернативних варіантів систем автоматичного керування та обрано серед них найбільш ефективну).*

Матеріали та тези наукових доповідей:

8. Ковальчук Д. А., Мазур О. В. Лабораторна установка для дослідження систем утилізації тепла димових газів як об'єктів керування. Вимірювання, контроль та діагностика в технічних системах (ВКДТС-2017): IV Міжнародна конференція, м. Вінниця 31 жовтня – 02 листопада 2017 року: тези доповіді. Вінниця, 2017. С. 86-87. *(Здобувачем представлено опис розробленої автоматизованої лабораторної установки щодо дослідження процесів утилізації тепла продуктів згоряння, її технологічної схеми, технічних засобів автоматизації, контурів регулювання, програмного*

забезпечення, представлено деякі результати експериментальних досліджень).

9. **Kovalchuk D. A., Mazur A. V.** The workstation for the flue gas heat utilization process research. Інформаційні технології та автоматизація 2017: Міжнародна наукова конференція, м. Одеса, 2017 року: тези доповіді. Одеса, 2017, С. 31-35. *(Здобувачем представлено опис розробленої автоматизованої лабораторної установки щодо дослідження процесів утилізації тепла продуктів згоряння, її технологічної схеми, технічних засобів автоматизації, контурів регулювання, програмного забезпечення, представлено деякі результати експериментальних досліджень).*

10. **Ковальчук Д. А., Мазур О. В.** Експериментальні дослідження теплонасосного утилізатора тепла пароповітряних сумішей як об'єкта керування. Інформаційні технології та автоматизація 2018: Міжнародна наукова конференція, м. Одеса, 2018 року: тези доповіді. Одеса, 2018. С40-42. *(Здобувачем представлено результати та аналіз експериментальних досліджень процесу утилізації тепла продуктів згоряння на лабораторній установці, побудовано структурну схему процесу утилізації як об'єкта керування, проведено ідентифікацію статичних та динамічних властивостей основних каналів керування, збурень та перехресних зв'язків та отримано їх математичні моделі).*

11. **Ковальчук Д. А., Мазур О. В., Гуцан В. В.** Автоматизація досліджень процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей. Інформаційні технології та автоматизація 2019: Міжнародна наукова конференція, м. Одеса, 2019 року: тези доповіді. Одеса, 2019. С. 53-56. *(Здобувачем виконано реалізацію моделей усіх складових процесу утилізації тепла продуктів згоряння у середовищі імітаційного моделювання та проведено комп'ютерні експериментальні дослідження щодо перевірки отриманих моделей на адекватність).*

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	17
ВСТУП	18
РОЗДІЛ 1. УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛА ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ ЯК ШЛЯХ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЗОВИХ КОТЕЛЕНЬ	26
1.1. Особливості роботи газових теплогенеруючих агрегатів та аналіз факторів, що впливають на ефективність їх роботи	26
1.2. Аналіз існуючих технічних рішень, що дозволяють підвищити ефективність роботи теплогенеруючих агрегатів	30
1.3. Актуальність застосування теплових насосів для утилізації тепла продуктів згоряння	42
1.4. Автоматизація керування процесами утилізації тепла продуктів згоряння	43
1.5. Висновки з розділу 1	49
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ, ЇЇ АВТОМАТИЗАЦІЯ, ПЕРЕВІРКА МОДЕЛІ НА АДЕКВАТНІСТЬ	51
2.1. Загальна концепція проведення натурних досліджень процесу утилізації тепла продуктів згоряння	51
2.2. Розробка та виготовлення фізичної моделі процесу	52
2.3. Вибір конструкції випарника теплового насоса	56
2.4. Розробка системи автоматизації експериментів та автоматизованого робочого місця дослідника	59
2.5. Висновки з розділу 2	66
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ НА ФІЗИЧНІЙ МОДЕЛІ, РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА ЇЇ РЕАЛІЗАЦІЯ В СЕРЕДОВИЩІ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ, ПЕРЕВІРКА ЇЇ НА АДЕКВАТНІСТЬ	67

3.1. Планування натурних експериментів по дослідженню процесів утилізації тепла продуктів згоряння	67
3.2. Аналіз даних, отриманих в результаті проведення експериментів	69
3.3. Структурна та параметрична ідентифікація каналів процесу утилізації тепла продуктів згоряння як об'єкта керування	84
3.4. Розробка математичної моделі процесу УТПЗ та її реалізація у середовищі імітаційного моделювання	90
3.5. Перевірка імітаційної моделі процесу УТПЗ на адекватність	108
3.6. Висновки з розділу 3	112
РОЗДІЛ 4. СТРУКТУРНИЙ І ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ВАРІАНТІВ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ, ЇХ ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ	
4.1. Структурний і параметричний синтез базової САР	114
4.2. Структурний і параметричний синтез альтернативних САР	119
4.3. Порівняльна характеристика розглянутих САР	151
4.4. Випробування перспективної САР в умовах реальної експлуатації	154
4.5. Висновки з розділу 4	160
ВИСНОВКИ	162
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	164
ДОДАТКИ	
Додаток А. СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ	179
Додаток Б. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ	182

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- АРМ – автоматизоване робоче місце;
- ГВК – газовий водогрійний котел;
- КГВК – конденсаційний газовий водогрійний котел;
- ІМ – імітаційна модель;
- ККД – коефіцієнт корисної дії;
- МК – мікроконтролер;
- ОК – об’єкт керування;
- ОНАХТ – Одеська національна академія харчових технологій;
- ППС – пароповітряна суміш;
- ПК – персональний комп’ютер;
- ПЗ – продукти згоряння;
- САК – система автоматичного керування;
- САР – система автоматичного регулювання;
- ТАК – теорія автоматичного керування;
- ТН – тепловий насос;
- ТП – технологічний процес;
- УТПЗ – утилізація тепла продуктів згоряння;
- COP – coefficient of performance (коефіцієнт перетворення для ТН);
- T – температура
- G – витрата
- R – вологовміст
- P – тиск
- N – керуючий вплив
- Q – потужність (теплова)

ВСТУП

Актуальність теми. При проєктуванні житлових і промислових будівель спостерігається тенденція до застосування автономних теплогенерувальних установок для систем опалення та гарячого водопостачання. Основна частина таких систем будується на базі газових водогрійних котлів. У таких котлах зазвичай 15..20% теплової енергії від повної теплотворної здатності палива втрачається з продуктами згоряння. Цю проблему дозволяє частково вирішити застосування конденсаційних економайзерів для відбору тепла від продуктів згоряння. Це дозволяє підвищити ККД котла. Однак, повне використання вищої теплоти згоряння палива обмежується необхідністю наявності низькотемпературного теплоносія температурою 15..25 °С на вході економайзера для забезпечення режиму глибокої конденсації. Температура зворотної води на вході в економайзер у багатьох випадках може бути недостатньо низькою для конденсації значної кількості вологи з димових газів.

Для глибокого охолодження продуктів згоряння, поліпшення режиму конденсації і для більш повного використання теплотворної здатності палива можливе застосування парокомпресійного теплового насоса, який забезпечує додаткове охолодження теплоносія, що циркулює в контурі економайзера. Отриману на конденсаторі теплового насоса додаткову теплову енергію можна використовувати на потреби системи опалення чи гарячого водопостачання.

Енергетична ефективність роботи теплового насоса в складі системи утилізації тепла продуктів згоряння залежить від здатності системи керування з високою точністю підтримувати енергоефективні режими ведення процесу, не допускаючи при цьому аварійних ситуацій. Застосування теплового насоса в таких системах передбачає його роботу в широкому діапазоні координатних та параметричних збурень. Класичні системи керування зазвичай не забезпечують стабільної роботи в таких умовах, оскільки збурення можуть істотно впливати на властивості теплового насоса

(ТН) як об'єкта керування. Таким чином, розробка системи керування підвищеної динамічної точності процесами глибокої утилізації тепла продуктів згоряння із застосуванням теплових насосів є актуальним завданням, вирішення якого дозволить підвищити енергетичну ефективність та забезпечити безаварійне ведення процесу.

Зв'язок робіт з науковими планами, програмами, темами

Роботу виконано в рамках держбюджетної науково-дослідної роботи «Автоматичне керування технологічними процесами: розробка алгоритмів з високим рівнем інтелекту, моделювання та оптимізація систем» кафедри автоматизації технологічних процесів і робототехнічних систем Одеської національної академії харчових технологій (ОНАХТ) відповідно до основного наукового напрямку № 3 ОНАХТ «Створення та розробка нового високоефективного обладнання, теорії, методів його розрахунків і проектування; автоматизація виробничих процесів харчових і зернопереробних виробництв» та її наукової школи «Моделювання та оптимальне керування технологічними процесами зберігання та переробки сільськогосподарської сировини».

Мета та завдання дослідження

Мета дисертаційного дослідження - розробити систему автоматичного керування утилізацією тепла продуктів згоряння газових котелень, алгоритми якої забезпечують енергоефективне ведення процесу в умовах застосування пароконденсатних теплових насосів.

Для досягнення поставленої мети вирішувались такі завдання:

- провести аналіз основних напрямів підвищення енергетичної ефективності процесу утилізації тепла продуктів згоряння (УТПЗ), в тому числі за рахунок вдосконалення його систем автоматичного керування (САК);

- розробити і реалізувати фізичну модель процесу УТПЗ, що включає генератор пароповітряної суміші (ППС), який імітує продукти згоряння, контактний утилізатор тепла ППС і тепловий насос;

- забезпечити на базі фізичної моделі можливість проведення автоматизованих експериментів по вивченню властивостей процесів УТПЗ як об'єкта керування (ОК), для чого оснастити її технічними засобами вимірювання, виконавчими пристроями, керівним контролером та розробити автоматизоване робоче місце (АРМ) дослідника.

- провести в рамках АРМ необхідні експериментальні дослідження статичних та динамічних властивостей і взаємозв'язків змінних процесу глибокої УТПЗ із застосуванням теплових насосів як ОК;

- провести ідентифікацію моделей основних каналів процесу УТПЗ як ОК, реалізувати ці моделі в середовищі імітаційного моделювання, провести їхню перевірку на адекватність;

- провести синтез альтернативних варіантів алгоритмів керування підвищеної динамічної точності та порівняльне моделювання відповідних САК із оцінкою енергетичної ефективності процесу УТПЗ і забезпечення запобігання аварійних ситуацій у всьому діапазоні збурень.

- провести моніторинг функціонування автономної газової котельної багатоповерхового житлового будинку і на основі отриманих даних, розробити імітаційну модель зовнішніх збурень УТПЗ, та провести порівняльне моделювання базової та найбільш ефективної САК серед розглянутих альтернативних варіантів.

Об'єкт дослідження - керований технологічний процес глибокої утилізації тепла продуктів згоряння із застосуванням парокомпресійного теплового насоса.

Предмет дослідження - система автоматичного керування процесом глибокої утилізації тепла продуктів згоряння із застосуванням парокомпресійного теплового насоса.

Методи дослідження, використані для вирішення завдань:

Фізичне (натурне) моделювання об'єкта керування (завдання 2, 3); методи теорії ідентифікації, включаючи планування та проведення натурних експериментів, при побудові математичних моделей, що отримуються на

основі експериментальних даних в перехідних та сталих режимах (завдання 3, 4, 5); Моделювання матеріального та енергетичного балансів тепломасообмінних процесів УТПЗ (завдання 5); реалізація математичних моделей об'єкта керування у формі імітаційних моделей, як основи для проведення комп'ютерних експериментів, та підтвердження їх адекватності і дослідження альтернативних варіантів САК (завдання 5); методи теорії автоматичного керування, що розглядають синтез САР підвищеної динамічної точності (інваріантні, автономні, каскадні) та порівняльний аналіз альтернативних САК з різними алгоритмами керування в широких умовах їх функціонування (завдання 6, 7);

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше обґрунтовано, в ході спеціальних цілеспрямованих експериментів на фізичній моделі процесу УТПЗ, доцільність введення нової регульованої змінної – розрахункового (за математичною моделлю) значення масової витрати холодоагенту у випарнику, що дозволило підвищити ефективність керування витратою холодоагенту до випарника та спростити технічну реалізацію САК;

- вперше отримано, на основі рівнянь матеріального і енергетичного балансів процесу УТПЗ і результатів експериментів на його фізичній моделі, комплекс математичних моделей, що описує нелінійні статичні і динамічні властивості каналів керування, перехресних каналів та каналів збурень процесу УТПЗ із тепловим насосом як ОК, та реалізацію імітаційної версії цієї моделі ОК, що дозволило підтвердити адекватність моделей, створити математичну основу для розробки алгоритмів керування підвищеної динамічної точності САК і перевести експерименти з порівняльного дослідження ефективності варіантів САК з фізичної моделі в середовище імітаційного моделювання, за рахунок чого знизити витрати часу на проведення цих експериментів приблизно в 50 разів та розширити можливості досліджень;

- вперше проведено порівняльні дослідження варіантів САК процесом УТПЗ з базовим алгоритмом керування та альтернативними варіантами алгоритмів, які підвищують динамічну точність керованих змінних, із оцінкою енергоефективності процесу, що дозволило зробити висновок про актуальність вдосконалення САК в напрямі підвищення динамічної точності керованих змінних як засобу підвищення енергоефективності процесу УТПЗ із тепловим насосом та вибрати, з досліджених, найбільш конкурентоздатний алгоритм;

- вперше на основі даних моніторингу функціонування автономної газової котельні багатоповерхового житлового будинку отримана імітаційна модель зовнішніх збурень процесу УТПЗ, із застосуванням якої проведено порівняльне моделювання базової та найбільш конкурентоздатної САК серед розглянутих альтернативних варіантів, що дозволило підтвердити суттєві переваги розробленої САК при всіх змінах погодних умов упродовж року, принаймні, для кліматичних умов південно-східних регіонів Європи.

- удосконалено в ході спеціальних цілеспрямованих експериментів на фізичній моделі процесу УТПЗ, структура контуру регулювання температури перегріву пари холодоагенту на виході випарника для запобігання в ньому автоколивань за рахунок застосування мікрокрокового режиму в регулювальному вентилі, що дозволило спростити конструкцію теплового насоса, відмовившись від застосування капілярних або інших балансувальних пристроїв для корекції витратної характеристики вентиля.

- отримало подальший розвиток фізичне моделювання процесу УТПЗ в напрямі застосування теплового насоса, розширення умов моделювання та автоматизації проведення експериментів, включаючи створення АРМ дослідника, що дозволило провести на моделі основний комплекс із 64 тривалих (по 8 годин і більше) експериментів, результати яких склали основу для розробки моделей статичної та динамічної характеристики процесу як ОК;

- отримала подальший розвиток концепція підвищення ефективності керованих процесів, зокрема енергоефективності процесу УТПЗ за рахунок

цілеспрямованого вдосконалення алгоритмів керування САК в напрямі підвищення динамічної точності керованих змінних на основі застосування принципів каскадності, інваріантності та автономності, що дозволило розробити варіанти альтернативних конкурентоздатних алгоритмів керування САК для їхнього порівняльного дослідження за показником енергоефективності процесу УТПЗ;

Практичне значення отриманих результатів

Продемонстровано актуальність підвищення динамічної точності САК для підвищення енергетичної ефективності, що орієнтує розробників САК вести роботи в цьому напрямі.

Отримана математична модель ОК дозволяє звести завдання побудови моделей конкретних процесів УТПЗ до завдання їхньої параметричної ідентифікації, до мінімуму зменшуючи необхідну кількість натурних експериментів.

Створена фізична модель дозволяє проводити натурні експериментальні дослідження процесів УТПЗ, а також проводити тестування САК цими процесами з новими алгоритмами керування в широкому діапазоні координатних та параметричних збурень.

Розроблена імітаційна модель процесу глибокої УТПЗ із використанням ТН досить точно відтворює властивості фізичної моделі, що свідчить про її адекватність. Вона дозволяє проводити випробування різноманітних алгоритмів керування та проводити їхнє порівняння як за динамічною точністю, так і за енергетичною ефективністю.

Створена в результаті теоретичних і експериментальних досліджень САК процесом глибокої УТПЗ має високу динамічну точність і робастність та забезпечує підвищену енергетичну ефективність і безаварійне ведення процесу в широкому діапазоні координатних та параметричних збурень. До складу САК входить каскадна САР температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора з використанням у якості проміжної змінної температури води на виході випарника, яка забезпечує запобігання аварійних

ситуацій пов'язаних із можливістю охолодження води нижче точки замерзання, що може призвести до виходу випарника з ладу та каскадна САР рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника, яка за рахунок лінеаризації витратної характеристики розширювального клапану є інваріантною та автономною, має підвищену динамічну точність та стійкість, що дозволяє вести процес УТПЗ в енергоефективних режимах, запобігаючи виникненню аварійних ситуацій, пов'язаних із потраплянням рідкої фази холодоагенту до компресора.

Результати роботи використовуються в навчальному процесі на кафедрі автоматизації технологічних процесів і робототехнічних систем Одеської національної академії харчових технологій. Розроблені алгоритми керування та імітаційна модель використовуються ПП «Теплоенергоналадка» при проєктуванні автономних систем теплопостачання багатоповерхових житлових будинків, зокрема системи гарячого водопостачання багатоповерхового будинку ОСББ «Ломоносовець» у м. Одеса.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертації отримані здобувачем самостійно. Стаття [3] написана особисто за матеріалами власних досліджень У публікаціях по темі дисертації у співавторстві особистий внесок здобувача полягає у наступному: в [1] розроблена та реалізована у середовищі імітаційного моделювання математична модель розрахунку ефективності економайзера газового котла; в [2] розроблена імітаційна модель системи опалення житлового будинку, та проведені дослідження по зміні режимів її роботи упродовж опалювального сезону; в [4] проведено аналіз результатів експериментальних досліджень, побудована структурна схема процесу УТПЗ як ОК, проведена ідентифікація основних каналів керування, збурень та перехресних зв'язків, та отримані їх математичні моделі; в [5] виконана реалізація моделей усіх складових процесу УТПЗ у середовищі імітаційного моделювання, та проведені комп'ютерні експериментальні дослідження по перевірці отриманих моделей на адекватність;

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення і результати роботи доповідалися та обговорювалися на Міжнародних науково-технічних конференціях: «Вимірювання, контроль та діагностика в технічних системах» (м. Вінниця, 2017 р.), «Інформаційні технології та автоматизація» (м. Одеса, 2017, 2018, 2019 рр.).

Публікації. Матеріали дисертації опубліковані в 11 друкованих працях. Статей – 6, з яких 5 у наукових фахових виданнях України з Переліку, затвердженого МОН України; тез доповідей – 4; монографій – 1.

Структура та обсяг роботи

Дисертація складається із вступу, основної частини, яка включає 4 розділи, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг складає ... сторінок. Основна частина – ... сторінок, ... рисунків і ... таблиць, список використаних джерел з ... найменувань на ... сторінках, .. додатків на ... сторінках.

РОЗДІЛ 1

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛА ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ

ЯК ШЛЯХ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

ГАЗОВИХ КОТЕЛЕНЬ

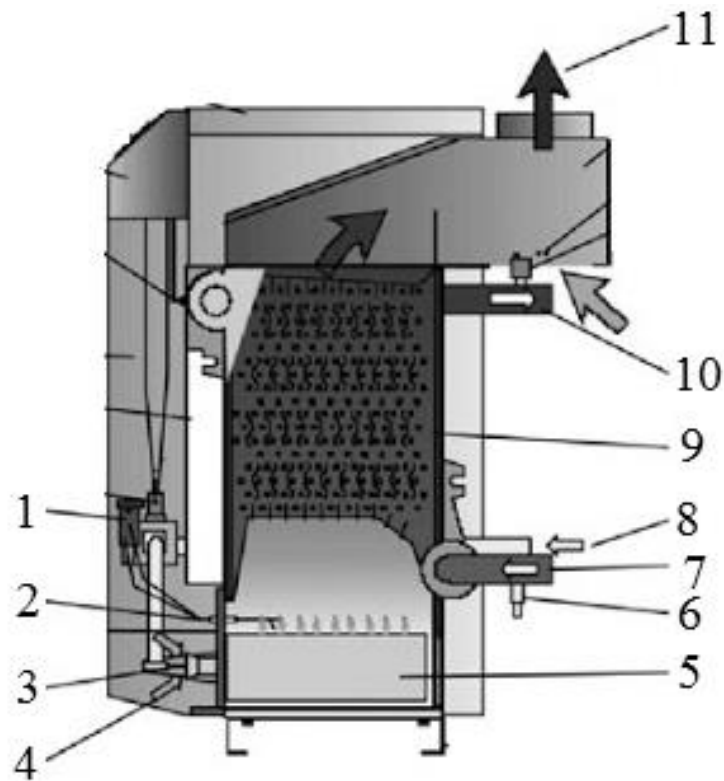
1.1. Особливості роботи газових котелень та аналіз факторів, що впливають на ефективність їх роботи

1.1.1. Загальні відомості

Основним елементом газової котельні є газовий котел, який являє собою технологічний агрегат, що перетворює хімічну енергію палива у теплову енергію теплоносія, в результаті згорання палива та теплообміну між продуктами згорання палива та теплоносієм. Отримана теплова енергія може використовуватись на потреби опалення приміщень, гарячого водопостачання або для ведення технологічних процесів. За агрегатним станом та параметрами теплоносія на виході котла їх розділяють на водогрійні та парові. Перші застосовуються здебільшого у системах опалення приміщень та гарячого водопостачання, другі – для ведення технологічних процесів, де є потреба у перегрітому парі [1-3]. В подальшому обмежимо область дослідження газовими водогрійними котлами (ГВК), оскільки вони найчастіше застосовуються як у промисловому, так і в побутовому секторі.

Схема типового водогрійного котла показана на рисунку 1.1.

За способом організації процесу горіння ГВК поділяють на атмосферні (або з відкритою камерою згорання) та з примусовою тягою (або з закритою камерою згорання) [3]. В атмосферних подача повітря для горіння відбувається за рахунок природної тяги, а в ГВК з примусовою тягою – за допомогою спеціального вентилятора, що нагнітає повітря у камеру згорання та має регульовану продуктивність. Переваги другого типу ГВК в тому, що можливо регулювати співвідношення повітря та газу, та організувати більш оптимальний процес горіння [3, 4].

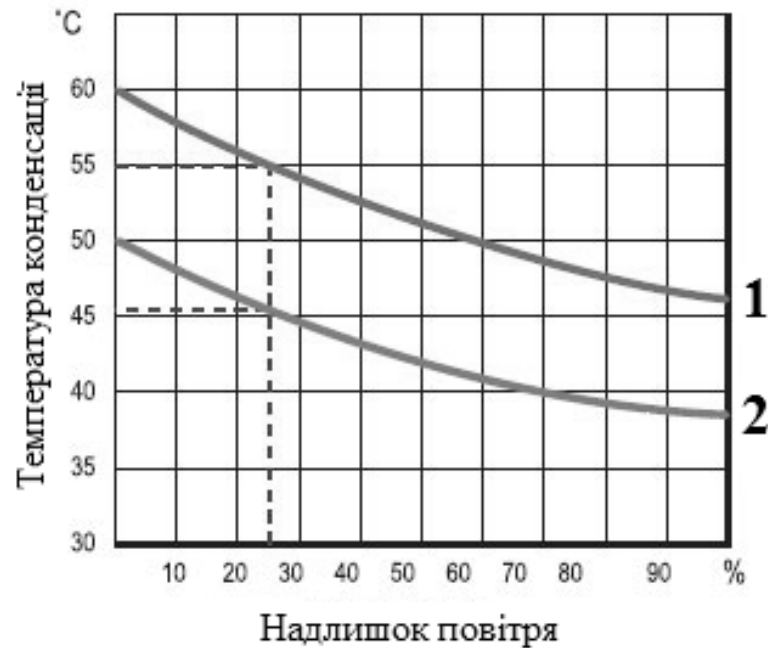


1- газовий клапан, 2 – електрод для розпалення, 3 – пальник, 4 – подача повітря для горіння, 5 – камера згоряння, 6 – водяний клапан, 7 – вхід зворотного теплоносія, 8 – подача газу, 9 – чавунний теплообмінник, 10 – вихід нагрітого теплоносія, 11 – вихід продуктів згоряння.

Рис. 1.1. Схема будови газового водогрійного котла

У процесі згоряння природного газу відбувається хімічна реакція окислення горючих компонентів палива (вуглецю і водню) киснем повітря, яке супроводжується виділенням теплової енергії та продуктів згоряння [3-5]. Для повного згоряння 1 м^3 газу необхідно 2 м^3 кисню або приблизно 10 м^3 повітря. Неповне згоряння газу через нестачу повітря призводить до утворення чадного газу, тому процес горіння в ГВК зазвичай відбувається з надлишком повітря, який визначається коефіцієнтом надлишку повітря α . Для атмосферних котлів $\alpha = 1,8 - 2$, а для котлів з примусовою тягою $\alpha = 1,1 - 1,3$ [5]. Продуктами повного згоряння палива є водяна пара і вуглекислий газ. На випаровування водяної пари витрачається частина теплової енергії згоряння палива, яку називають також прихованою теплотою пароутворення,

її утилізація можлива при конденсації цієї водяної пари. Кількість водяної пари в продуктах згорання (вміст вологи) і відповідно температура їх конденсації (точка роси) залежать від коефіцієнта надлишку повітря. Це ілюструє Рис. 1.2 [6, 7].



1 – метан, 2 – дизельне паливо

Рис. 1.2. Залежність температури конденсації водяних парів від надлишку повітря

1.1.2. Фактори, що впливають на енергетичну ефективність ГВК

Розрахунок ККД котла може здійснюватися від вищої або нижчої теплоти згорання. Під вищою теплотою згорання розуміється повна питома теплова енергія, що виділяється при спалюванні (окисленні) газу. Під нижчою розуміється теплова енергія, без урахування теплоти конденсації водяної пари, яку також називають прихованою теплотою паротворення. Виробниками газових котлів зазвичай наводиться ККД розрахований від нижчої теплоти згорання, і він становить 90-92% для атмосферних котлів і 95-97% для котлів з примусовою тягою. Реальний же максимальний ККД атмосферних ГВК, розрахований від вищої (повної) теплоти згорання палива,

коливається в діапазоні 78 - 80%, а для котлів з примусовою тягою - 82-86% [8, 9].

Основні види питомих втрат тепла автономних ГВК, розраховані від вищої (повної) теплоти згорання палива, складають [8]:

- теплові втрати з димовими продуктами згорання (що включають також приховану теплоту пароутворення) - до 18%
- втрати, пов'язані з неповним згоранням палива - 1-2%
- втрати в навколишнє середовище випромінюванням і конвекцією, пов'язані з недосконалістю теплоізоляції ГВК - 2-3%

Зменшення втрат теплової енергії з продуктами згорання є найбільш перспективним способом підвищення енергетичної ефективності ГВК. Найбільша кількість теплової енергії продуктів згорання знаходиться в прихованій теплоті пароутворення, оскільки при спалюванні 1 м³ газу утворюється до 1,6 кг води, яка випаровуючись поглинає близько 3600 кДж енергії згорання. Для повного згорання 1 м³ газу необхідно не менше 9 м³ повітря. Для гарантованого забезпечення повного згорання в усіх режимах роботи, процес горіння газу в атмосферних ГВК відбувається з коефіцієнтом надлишку повітря 1,8 - 2, а в ГВК з примусовою тягою - 1.1-1.3. При цьому вміст вологи продуктів згорання атмосферних котлів може становити 75-85 г/м³, а для ГВК з примусовою тягою - 115-133 г/м³. Утилізація прихованої теплоти пароутворення можлива при охолодженні продуктів згорання нижче за температуру точки роси. При цьому глибина утилізації буде визначатися кінцевою температурою продуктів згорання [10, 11]. На рисунку 1.3 представлено графік залежності ККД ГВК від температури продуктів згорання на його виході [14].

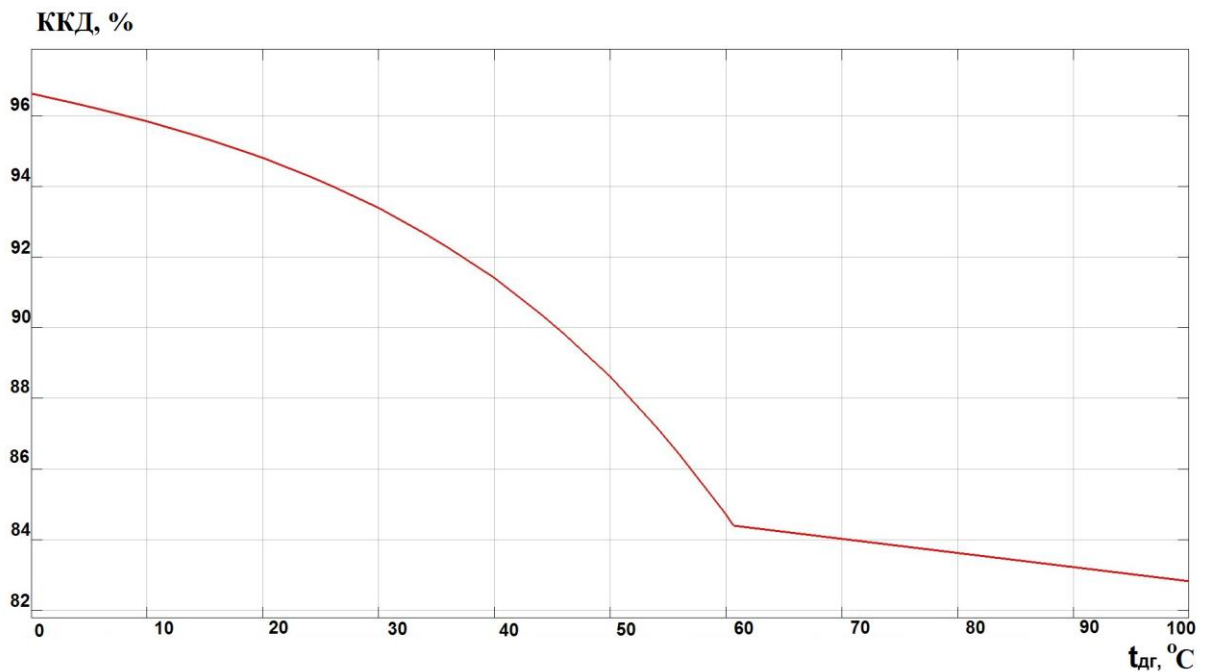


Рис. 1.3. Залежність ККД ГВК від температури продуктів згоряння на його виході

Зазвичай в ГВК температура продуктів згоряння підтримується на рівні не нижче $130\text{ }^\circ\text{C}$, щоб уникнути конденсації водяної пари на стінках газоходів і димових труб, що призводить до їх корозії. Тому для утилізації прихованої теплоти пароутворення застосовують спеціальні види теплообмінників - утилізаторів, виготовлених з нержавіючих матеріалів.

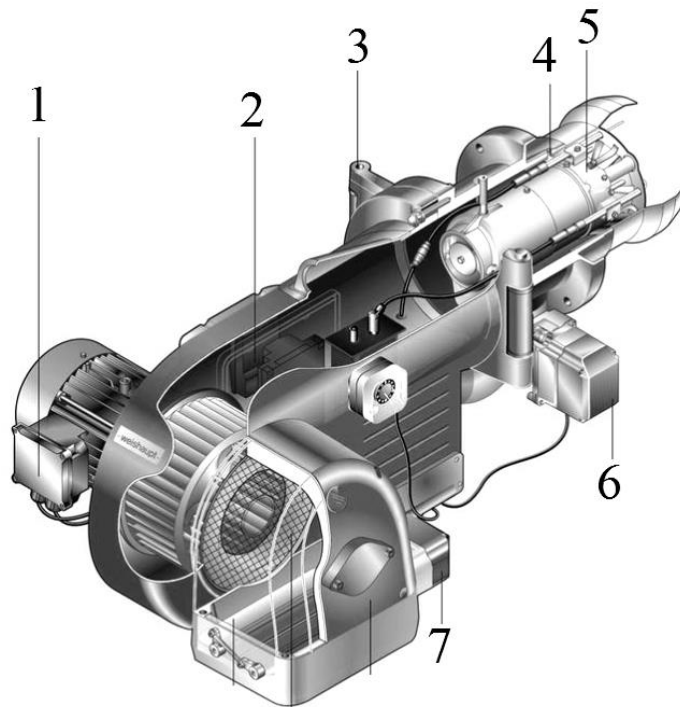
1.2. Аналіз існуючих технічних рішень, що дозволяють підвищити ефективність роботи газових водогрійних котлів

1.2.1. Підвищення ефективності за рахунок оптимізації процесу горіння

Один із шляхів підвищення ефективності ГВК - організація процесу горіння в оптимальних умовах, забезпечуючи тим самим повне згорання і мінімальний надлишок повітря. Для таких цілей розробляються нові типи пальників а також системи управління ними [4, 12].

Атмосферні пальники вимагають для своєї роботи наявності хорошої тяги, і будь-яке її зміна приводить до зміни співвідношення газ/повітря, що призводить до неефективного згорання. Сучасні пальники з примусовою

тягою дозволяють вирішити проблему неповного згорання. Конструкція пальника з примусовою тягою показана на рисунку 1.4.



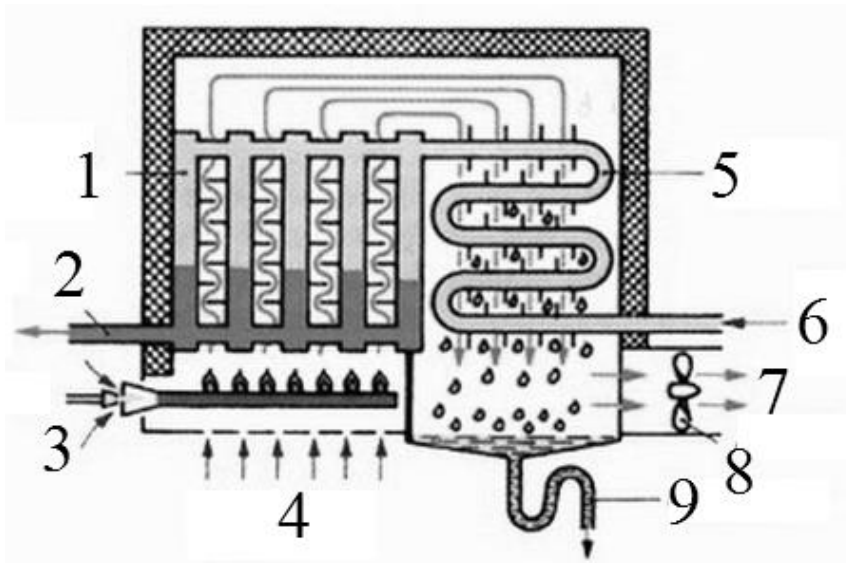
1 – електродвигун вентилятор, 2 – блок контролю горіння, 3 – корпус, 4 – контроль полум'я, 5 – змішуючий пристрій, 6 – сервопривод газового дроселя, 7 – сервопривод повітряної заслінки.

Рис. 1.4. Конструкція пальника з примусовою тягою

Дані пальники призначені для роботи в котлах із закритою камерою згорання. Для подачі повітря в камеру згорання в них є вентилятор з електроприводом. Для регулювання подачі повітря може застосовуватися або частотний привід, або сервопривід на повітряної заслінки. Для регулювання подачі газу також використовується клапан з сервоприводом. Такі пальники також обладнуються різними датчиками контролю процесу горіння і мікропроцесорної системою управління, для забезпечення ведення процесу горіння в ефективних режимах. Окрім реалізації більш ефективного процесу горіння, застосування таких пальників також запобігає утворенню чадного газу внаслідок неповного згорання газу.

1.2.2. Підвищення ефективності ГВК за рахунок конденсації водяних парів продуктів згоряння

Найбільш перспективним шляхом підвищення ефективності ГВК є утилізація теплової енергії продуктів згоряння, в тому числі прихованої теплоти пароутворення водяної пари [10, 11, 13, 32]. Для підвищення ефективності опалювальних систем розроблені і випускаються промисловістю конденсаційні газові водогрійні котли (КГВК), які оснащуються спеціальним конденсаційним економайзером, що відбирає додаткове тепло від продуктів згоряння, охолоджуючи їх і частково конденсуючи частину з 1.6 кг водяної пари, що утворюється при спалюванні 1 м³ природного газу. Конструкція КГВК показана на рисунку 1.5.



1 – теплообмінник, 2 – вихід нагрітого теплоносія, 3 – подача газу, 4 – подача повітря, 5 – конденсаційний теплообмінник, 6 – вхід зворотнього теплоносія, 7 – вихід продуктів згоряння, 8 – димосос, 9 – злив конденсату

Рис. 1.5. Конструкція КГВК

Вартість КГВК зазвичай в 1.5-2 рази вище, ніж ГВК тієї ж потужності. Максимальний ККД КГВК розрахований від «вищої» теплоти згоряння досягає 97%. При цьому, зазвичай в рекламних цілях, наводяться значення «так званого ККД», розрахованого від «нижчої» теплоти згорання, тобто без урахування втрат на випаровування і нагрівання продуктів згоряння, що

може «досягати» 108%. Однак ці показники можуть бути досягнуті не в усіх режимах. Оскільки в КГВК охолодження продуктів згоряння здійснюється зворотним теплоносієм, то кількість тепла, що утилізується, а також і ефективність всієї установки буде залежати від температури зворотного теплоносія. Чим нижче температура теплоносія, що надходить із зворотного трубопроводу, - тим вище, при інших рівних умовах, ККД КГВК. Температура зворотного теплоносія в залежності від типу системи опалення, заданого режиму роботи і температури навколишнього середовища може змінюється в діапазоні від 22 до 60 °С.

1.2.3. Оцінка ефективності роботи конденсаційних газових котлів

Для оцінки енергетичної ефективності конденсаційного котла у складі системи опалення багатоповерхового житлового будинку створена і реалізована імітаційна модель яка складається з моделі системи опалення житлового будинку як ОК та моделі конденсаційного котла [14]. Реалізація моделі у середовищі імітаційного моделювання Matlab Simulink представлена на рисунку 1.6.

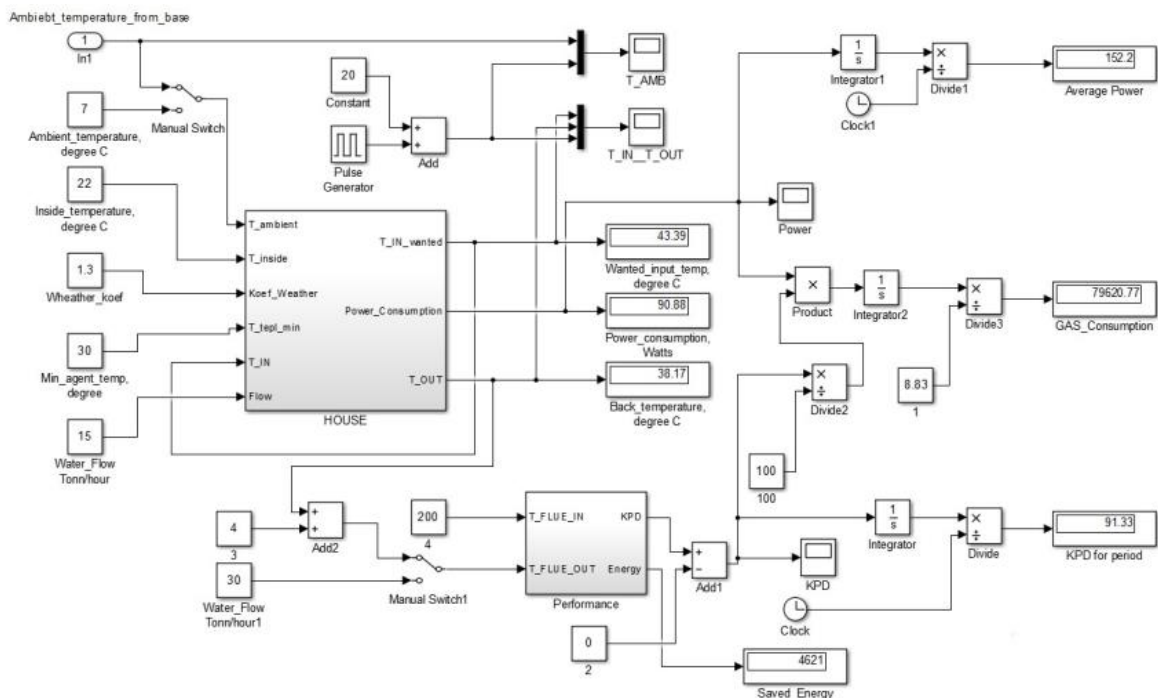


Рис. 1.6. Реалізація моделі системи опалення житлового будинку у середовищі Matlab Simulink

Основною вхідною змінної моделі є температура навколишнього середовища. Вихідними змінними, що розраховуються є: температура теплоносія в прямому та зворотному трубопроводі системи опалення житлового будинку, споживана теплова потужність, ККД теплогенеруючої установки, споживання палива.

З метою оцінки реальної енергетичної ефективності роботи КВГК в системі опалення багатоповерхового житлового будинку в умовах клімату південно-східного регіону Європи на базі архівних даних по температурі повітря в м. Одеса упродовж опалювальних сезонів були отримані та реалізовані в середовищі імітаційного моделювання моделі зміни умов роботи системи опалення та газового котла (модель зовнішніх збурень). З використанням отриманих імітаційних моделей системи опалення багатоповерхового житлового будинку з КГВК та моделей зовнішніх збурень було проведено ряд комп'ютерних експериментів по оцінці енергетичної ефективності роботи конденсаційного газового котла в умовах м. Одеси [14].

На рисунку 1.7 показано графік зміни температури навколишнього середовища в опалювальному сезоні 2014-2015 рр.

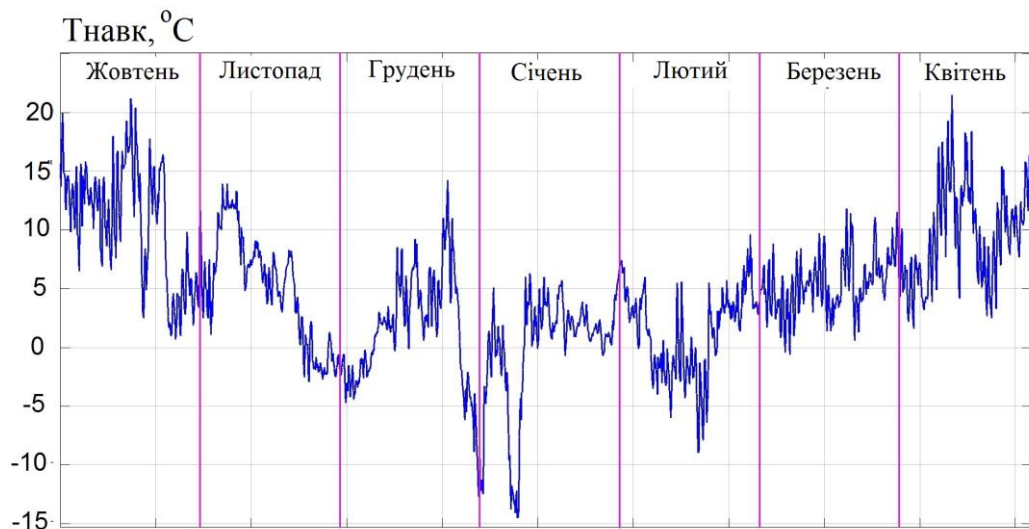


Рис. 1.7. Графік зміни температури навколишнього середовища в опалювальному сезоні 2014-2015 рр.

На рисунку 1.8 показано отримані в результаті імітаційного моделювання графіки зміни температури теплоносія у прямому (1) та зворотному (2) трубопроводах системи опалення в опалювальному сезоні 2014-2015 рр.

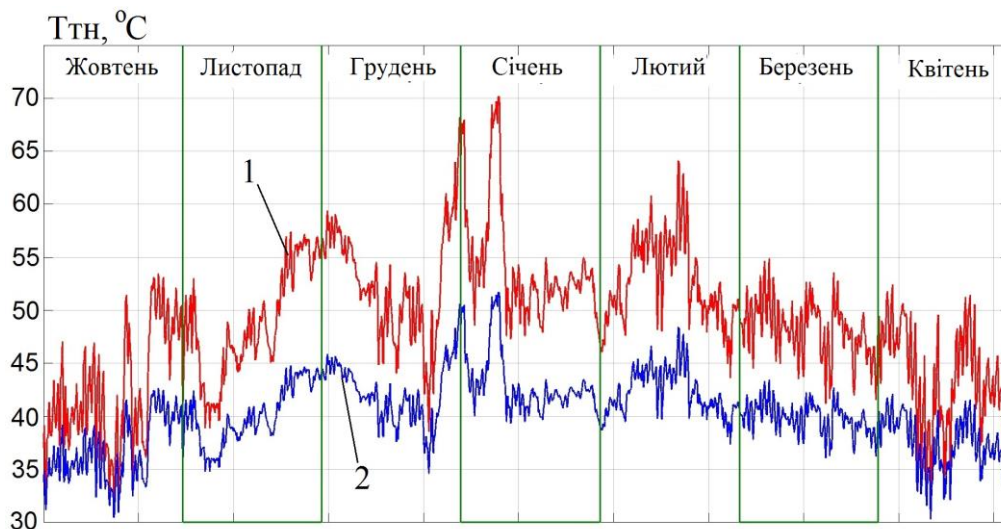


Рис. 1.8. Графіки зміни температури теплоносія у прямому (1) та зворотному (2) трубопроводах системи опалення в опалювальному сезоні 2014-2015 рр.

На рисунку 1.9 показано отриманий в результаті імітаційного моделювання графік зміни необхідної теплової потужності КГВК в опалювальному сезоні 2014-2015 рр.

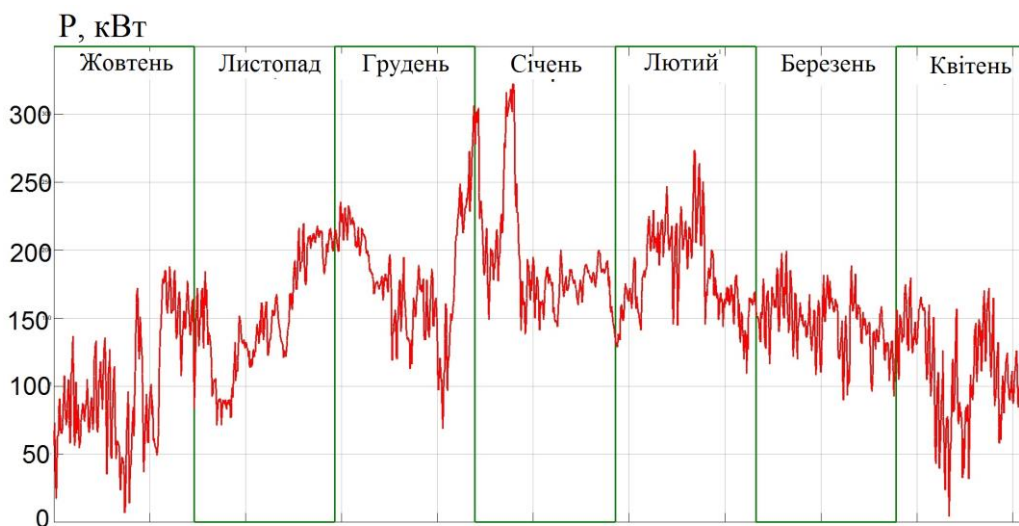


Рис. 1.9. Графік зміни теплової потужності КГВК в опалювальному сезоні 2014-2015 рр.

На рисунку 1.10 показано отриманий в результаті імітаційного моделювання графік зміни ККД КГВК в опалювальному сезоні 2014-2015 рр. Прямими лініями на графіку показано яким міг би бути ККД, у випадку якщо на вхід секції конденсації поступав теплоносій з температурами 25, 20 та 15 °С.

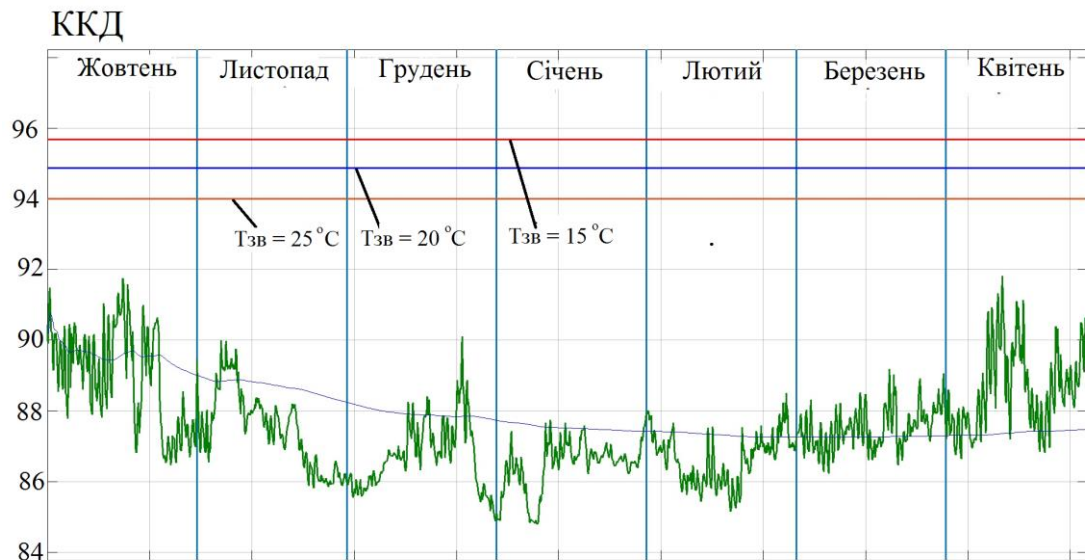


Рис. 1.10. Графік зміни ККД КГВК в опалювальному сезоні 2014-2015 рр.

З результатів комп'ютерних експериментів випливає, що КГВК хоч і більш ефективний ніж ГВК, але він також не використовує всю теплоту згоряння палива, тому що температура зворотного теплоносія варіюється протягом опалювального сезону і має недостатньо низький рівень для глибокої утилізації тепла димових газів. Ефективність теплогенеруючої установки з конденсаційним котлом може бути підвищена шляхом подачі в секцію конденсації теплоносія з більш низькою температурою. На рисунку 1.10 прямими лініями показано, яким був би ККД системи при температурі теплоносія на вході котла на рівні 25, 20 і 15 градусів. Таким чином, можна зробити висновок, що навіть найбільш ефективний КГВК при роботі в реальних умовах не добирає 7-8 відсотків до максимальних значень ККД, заявлених виробниками.

Результати моделювання були підтверджені експериментально. За

підсумками спостережень в опалювальному сезоні 2014 -2015г.г. автономна газова котельня житлового будинку в м. Одеса, оснащена вискоефективними КГВК С230 Есо французької фірми "De Dietrich" "сконденсувала" в середньому всього 326 г води на 1 м³ спаленого газу з можливих 1500 г [14].

Конструктивно КГВК за звичай виконуються таким чином, що секція основного нагріву та секція конденсації є нероз'ємними (див. рис. 1.5) і відсутня можливість використовувати інший теплоносій для охолодження продуктів згоряння. Тому для реалізації процесу глибокої утилізації тепла продуктів згоряння необхідно обладнати ГВК додатковим зовнішнім утилізатором тепла [10, 11, 15-17].

1.2.4. Огляд конструкцій утилізаторів тепла продуктів згоряння

Зниження температури відхідних газів - головний шлях підвищення енергетичної ефективності ГВК. З цією метою все більшого поширення набувають конденсаційні теплоутилізатори (КТУ) контактного і поверхневого типів. Вони дозволяють охолодити продукти згоряння нижче точки роси і додатково корисно використовувати приховану теплоту конденсації водяної пари, що містяться в продуктах згоряння [13, 16, 18, 19, 20]. В залежності від коефіцієнту надлишку повітря точка роси продуктів згоряння ГВК знаходиться в діапазоні 45-60 ° С.

Ефективність застосування КТУ для утилізації теплоти продуктів згоряння природного газу пояснюється значним вмістом в них водяної пари. КТУ можна розділити на контактні і поверхневі. Контактні в свою чергу можна поділити на КТУ з активною і пасивною насадкою.

Поверхневі КТУ [21, 22] являють собою теплообмінники з розвинутою поверхнею теплообміну, наприклад виконаний у вигляді змійовика з оребрених труб, що виготовлені зі стійких до корозії матеріалів. Він встановлюється в корпус, де контактує з продуктами згоряння. Через теплообмінник циркулює теплоносій, з температурою нижче точки роси ПЗ.

Такими утилізаторами зазвичай обладнуються конденсаційні газові водогрійні котли потужністю до 150 кВт, які виконані за технологічною схемою, представленою на рисунку 1.5.

В утилізаторах поверхневого типу не відбувається безпосереднього контакту теплоносія з продуктами згоряння і водяними парами, що конденсуються. Однак вони мають високий питомий тепловий опір і досить велику різницю між температурою теплоносія на вході і продуктів згоряння на виході, а також створюють значний аеродинамічний опір на шляху продуктів згоряння.

Контактні КТУ з пасивною насадкою [13, 23] являють собою ємність, в якій встановлена касета з укладеною в шаховому порядку насадкою. В якості насадки можуть бути використані керамічні кільця (кільця Рашига), кулі, тарілки. У верхній частині ємності знаходиться розпилювальний пристрій, який зрошує касету з насадкою. У нижній частині знаходиться збірник рідини. Продукти згоряння рухаються знизу вгору, на зустріч руху рідини. Приклад конструкції контактної КТУ з пасивної насадкою показаний на рисунку 1.11 [13].

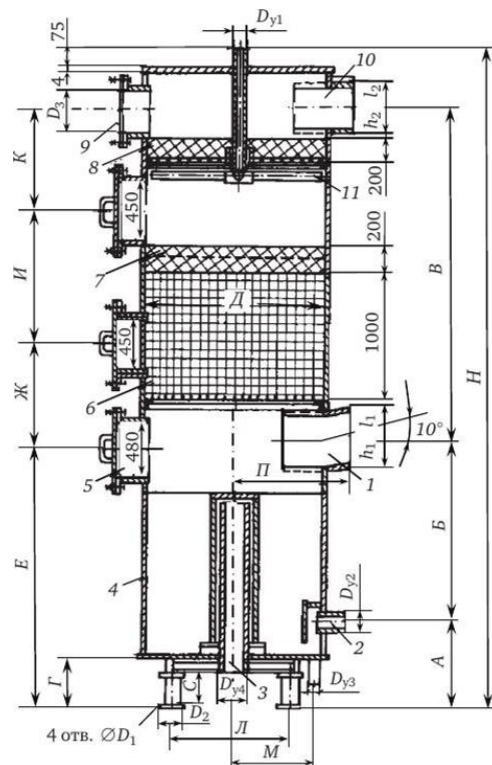


Рис. 1.11. Конструкція КТУ з пасивною насадкою

Вода в контактному теплоутилізаторі стікає по насадці у вигляді тонкої плівки, на поверхні якої і відбувається теплообмін між газами і водою. При повному змочуванні насадки водою поверхня теплообміну приблизно дорівнює поверхні елементів насадки. Охолоджені димові гази відводяться з верхньої частини економайзера, а нагріта вода збирається в нижній частині апарату.

В утилізаторах контактного типу відбувається безпосередній контакт продуктів згоряння з охолоджувальною водою, і змішування з конденсатом водяної пари, що буде призводити до поступового збільшення кількості води в контурі і необхідності її відведення.

Такі КТУ мають високий коефіцієнт теплообміну і навелику різницю між температурами води на вході і продуктів згоряння на виході. Зустрічні потоки води і продуктів згоряння в насадочній камері дозволяють працювати при швидкостях димових газів не більше 2 - 3 м/с. При великих швидкостях спостерігається підвищене винесення води та порушення гідростатичного режиму контактної камери.

За рахунок прямого контакту продуктів згоряння з водою відбувається розчинення у воді шкідливих домішок, таких як оксиди азоту, сірки та вуглекислоти. Таким чином до 10 разів зменшується кількість шкідливих викидів в атмосферу з продуктами згоряння.

Контактно-поверхневі, або контактні утилізатори з активною насадкою (КТАН) [13, 24] складаються з системи зрошення та активної насадки. Активна насадка виконана у вигляді пучка труб, що охолоджуються водою, закріплених в трубних дошках і сепарації пристрою. Приклад конструкції КТАН показаний на рисунку 1.12 [13].

У КТАН протікають два незалежних один від одного потоки води: чиста, що підігрівається, через поверхню теплообміну і вода зрошення, яка нагрівається в результаті безпосереднього контакту з продуктами згоряння. Потік чистої води протікає всередині трубок і відділений стінками від забрудненого потоку води, що зрошує.

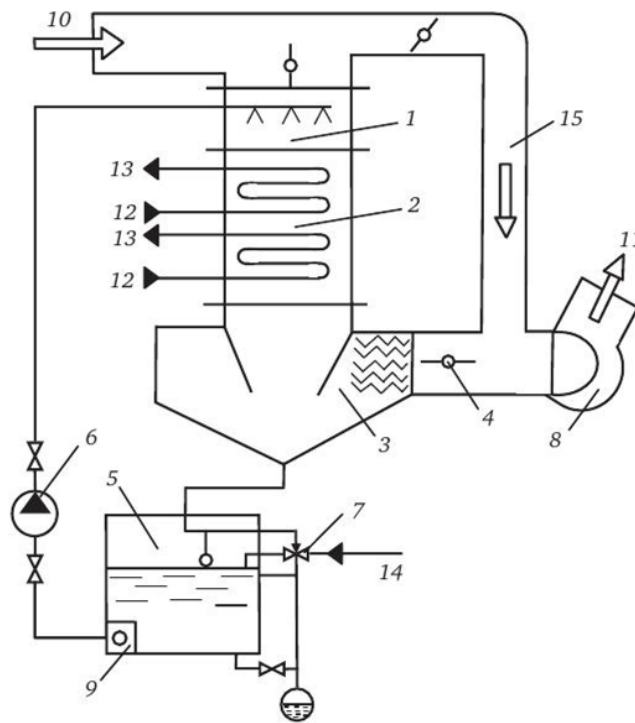


Рис. 1.12. Конструкція КТАН

Теплота продуктів згоряння в КТАН передається воді, що протікає всередині трубок активної насадки, двома шляхами: за рахунок безпосередньої передачі теплоти газів і води зрошення, та за рахунок конденсації на поверхні насадки частини водяної пари, що містяться в газах. Температура зрошувальної рідини на вході в апарат і виході з нього залишається постійною. Кінцева температура води, що нагрівається на виході з насадки обмежена точкою роси продуктів згоряння.

У КТАН застосований прямий потік газів і води зрошення, що дозволяє здійснювати рух газів зі швидкістю до 10 м / с, при цьому КТАН має досить низький аеродинамічний опір. Одночасно з процесами теплообміну в КТАН відбувається очищення утилізованих газів від механічних домішок неповного згоряння палива, які уловлюються рідиною зрошення, збираються в баку-відстійнику. До недоліків КТАН можна віднести високу матеріалоемність та необхідність виконання пучка труб теплообмінника з стійкого до корозії матеріалу.

1.2.5. Альтернативні варіанти підвищення енергетичної ефективності

Один з альтернативних варіантів використання тепла продуктів згоряння полягає в перетворенні теплових втрат в електроенергію. Таке перетворення може бути здійснено за допомогою термоелектричних перетворювачів (елементів Пельтьє), шляхом вбудовування їх на поверхні конвективного теплового контакту з продуктами згоряння. Застосування такого способу було описано в роботах [25-28]. Принцип роботи універсального термоелектричного перетворювача заснований на термоелектричному ефекті, що полягає у виникненні термоелектрорушійної сили при нагріванні контакту двох різнорідних металів або напівпровідників. Даний спосіб вимагає забезпечення відводу тепла з холодного боку термоелемента, для підтримки різниці температур на елементі і подальшу утилізацію цього тепла. Таким чином застосування термоелектричних перетворювачів дозволяє додатково, крім теплової енергії від утилізації продуктів згоряння отримати і електричну енергію. Однак до недоліків даного способу варто віднести високу вартість термоелементів, досить низький ККД, а також необхідність подальшого перетворення отриманої електричної енергії, в разі віддачі її в електричну мережу.

В [29, 30] розглянуто варіант підвищення ефективності використання природного газу заснований на конверсії метану за рахунок фізичної теплоти продуктів згоряння. Такий спосіб називають термохімічної регенерацією (ТХР). В результаті виходить паливо з більш високою теплотворною здатністю. У роботі [29] наведено аналіз можливості застосування ТХР для різних теплоенергетичних установок, зокрема, для двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), промислових печей (ПП) і газових турбін (ГТ), а також деякі результати розрахунку ефективності цього методу. Найчастіше даний метод використовують спільно з тепловою повітряною регенерацією. В якості реагенту для конверсії метану автори використовують самі продукти згоряння, які містять CO_2 і H_2O . Дослідження авторів показали, що застосування даного методу дозволяє підвищити ККД ДВС до 5,6%, а для ГТ - до 12%.

Однак реалізація даного методу вимагає наявності досить складного по конструкції термохімічного реактора а також продуктів згоряння з досить високою температурою (вище 600 °C), що робить його непридатним для газових водогрійних котлів.

1.3. Актуальність застосування теплових насосів для утилізації тепла продуктів згоряння

Найбільш перспективним рішенням, що дозволяє істотно (до 15%) підвищити енергетичну ефективність роботи КГВК є зниження температури теплоносія, що використовується для охолодження продуктів згоряння. В [33-43] розглядається можливість застосування для цих цілей парокомпресійного теплового насоса з двома рідинними теплообмінниками («Вода-вода»). Контур випарника теплового насосу підключається до спеціального конденсаційного теплообмінника, в якому здійснюється охолодження продуктів згоряння нижче точки роси і конденсація водяної пари з виділенням теплової енергії. Контур конденсатора - підключається до зворотного трубопроводу системи опалення, і підігріває зворотний теплоносій системи опалення перед ГВК або воду в контурі гарячого водопостачання (ГВП). Таким чином, з'являється можливість підвищити ефективність всієї теплогенеруючої установки, за рахунок більш глибокої утилізації тепла продуктів згоряння і передачі цієї енергії в контур опалення або ГВП. Для підвищення енергетичної ефективності ТН він може бути додатково обладнаний теплообмінником для переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатора [59]. На рисунку 1.13 показана схема підключення теплового насоса до газової котельні, обладнаної конденсаційним котлом та системою УТПЗ.

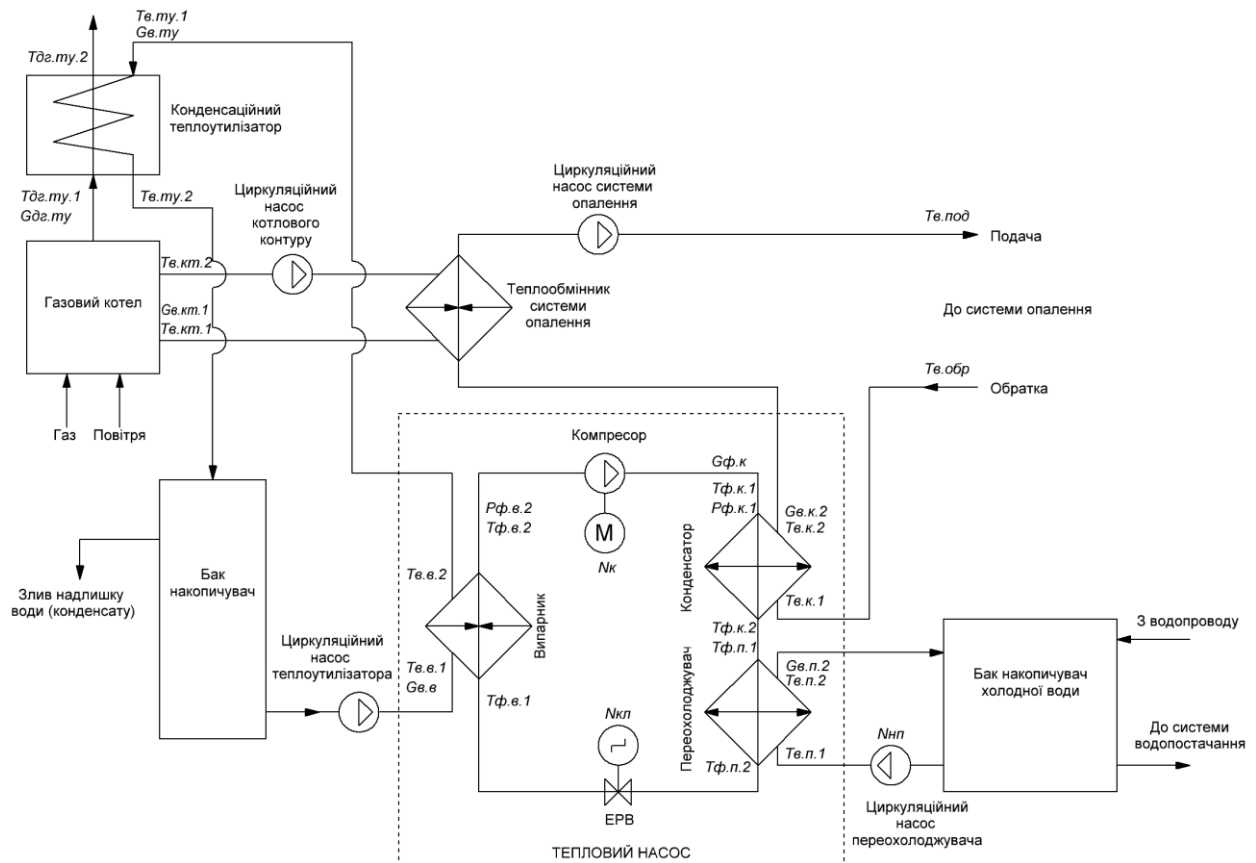


Рис. 1.13. технологічна схема системи глибокої утилізації тепла продуктів згоряння з застосуванням теплового насосу

1.4. Автоматизація керування процесами утилізації тепла продуктів згоряння, у тому числі конденсацією водяних парів

Енергетична ефективність роботи теплового насоса в складі системи утилізації тепла пароповітряних сумішей багато в чому залежить від якості побудови системи керування ним.

Аналіз літературних джерел [44, 45, 48] свідчить про те, що для забезпечення нормальної роботи ТН в системі управління ним повинні бути присутні мінімум 2 контури керування:

1. Контур керування температурою перегріву парів холодоагенту на виході випарника ($T_{пф}$) Він забезпечує, з одного боку, відсутність в складі холодоагенту на вході в компресор крапельної фази, а з іншого боку - максимально можливе завантаження випарника. При цьому величина перегріву вираховується як різниця між температурою парів холодоагенту на

виході випарника ($T_{\phi.B.2}$) та кінцевою температурою кипіння холодоагенту ($T_{K.\phi.B.}$), вирахованою по рівню тиску парів холодоагенту на виході випарника ($P_{\phi.B.}$). Керуючим впливом за звичай є ступінь відкриття електронного розширювального вентиля (ЕРВ). В випадку застосування ЕРВ з кроковим електроприводом керуючою дією буде кількість кроків повороту крокового двигуна (N_{KL}) відносно закритого стану ЕРВ.

2. Контур керування продуктивністю ТН. Регульованою координатою контуру є температура охолоджуючої води на виході випарника ($T_{в.в.2}$). Керуючим впливом контуру є частота обертання компресора (N_k). При роботі ТН у складі системи утилізації тепла продуктів згоряння, для підтримки енергоефективного режиму необхідно керувати температурою продуктів згоряння на виході теплоутилізатора. В цьому випадку контур керування продуктивністю ТН перетворюється на контур керування температурою продуктів згоряння на виході ТУ. Структурна схема найпростішої класичної (базової) системи керування з двома контурами представлена на рисунку 1.14.

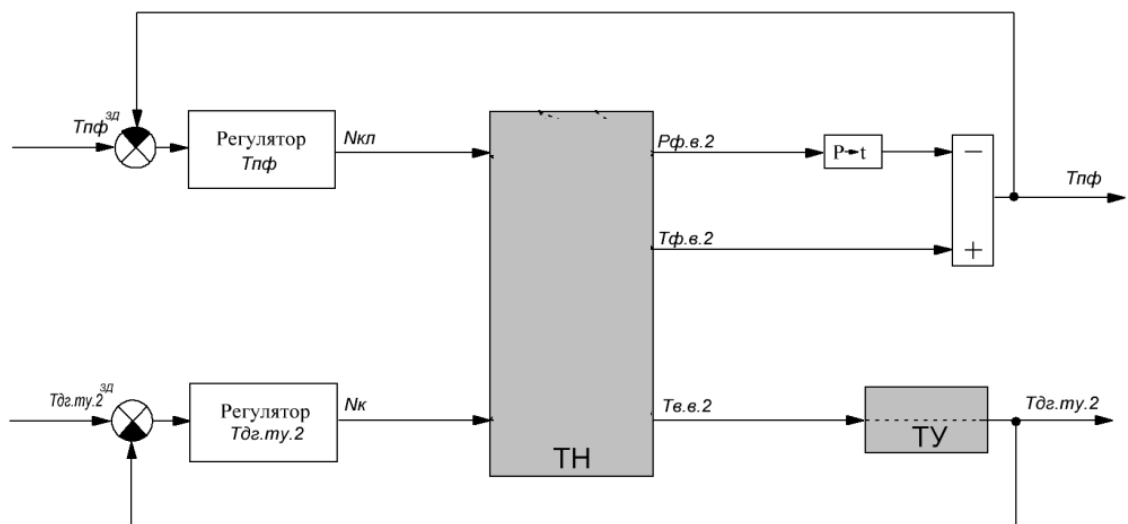


Рис. 1.14. Структурна схема найпростішої САК ТН

Застосування ТН в системах утилізації тепла продуктів згоряння передбачає його роботу в широкому діапазоні координатних збурень, таких як температури і витрати теплоносіїв що подаються на вхід випарника і

конденсатора ТН. Окрім широкого діапазону коливань цих параметрів, можлива також досить швидка зміна декількох з них одночасно. Час перехідних процесів при цьому може становити десятки і навіть одиниці секунд. Такі ситуації можливі, наприклад, при використанні теплової енергії конденсатора ТН для підігріву води в системі гарячого водопостачання житлових будинків. Класичні системи керування зазвичай не забезпечують стабільну роботу ТН в таких умовах, оскільки температурний режим теплоносіїв на вході у випарник і конденсатор ТН також істотно змінює властивості ТН як ОК. Тому застосування систем керування базової структури знижує енергетичну ефективність та обмежує сферу застосування ТН.

Розробка удосконалених систем керування тепловими насосами розглядалася в багатьох роботах. Дослідження авторів [47] показали, що зміна температури води, що надходить у випарник ТН викликає зміну коефіцієнта передачі ТН як ОК по каналу «Положення ЕРВ - Величина перегріву парів холодоагенту на виході випарника» (тобто є мультиплікативним збуренням). Крім того зміна температури теплоносія, що надходить на вхід конденсатора ТН викликає зміну тиску конденсації, що в свою чергу призводить до зміщення статичної характеристики по каналу «положення ЕРВ - величина перегріву парів холодоагенту на виході випарника» (тобто є адитивним збуренням) [46, 47]. В системах із змінною продуктивністю компресора, частота його обертання також має дуже суттєвий адитивний вплив на рівень перегріву парів холодоагенту на виході випарника.

При керуванні ТН досить поширеним є застосування систем з нечіткою логікою (fuzzy logic). У роботах [49-51] розглядаються системи керування продуктивністю ТН і рівнем перегріву парів холодоагенту на виході випарника засновані на нечіткій логіці (fuzzy logic). У розглянутих регуляторах керуючі впливу можуть набувати значень, розрахованих за функціями приналежності, які описуються деякими «правилами»,

сформульованими на основі «досвіду» управління даним об'єктом. Такі регулятори застосовуються у випадках коли об'єкт слабо вивчений і для побудови його математичної моделі інформації недостатньо. Однак необхідно відзначити, що в деяких роботах [50] є посилання про можливість застосування в складі регуляторів на основі нечіткої логіки лінійних ланок з формуванням керуючих впливів відповідних П-, ІІ- і ІІІ-законами регулювання. В такому випадку такий регулятор фактично являє собою різновид адаптивного регулятора, налаштування якого можуть мати декілька фіксованих значень, зміна яких описується «правилами нечіткої логіки», сформульованими на основі «досвіду» управління об'єктом. Однак, зазвичай, практичні дослідження систем управління із застосуванням нечіткої логіки зводилися до дослідження простих fuzzy-logic регуляторів. Застосування лінійних ланок в їх складі не розглядалося. Швидше за все це пов'язано з необхідністю в такому випадку більш ретельного дослідження процесів в ТН як ОК.

У роботах [44, 45] проводився порівняльний аналіз різних варіантів систем керування, таких як ІІІ-регулятор, регулятор з нечіткою логікою і нейронний регулятор (ANN). За твердженням авторів в стаціонарних режимах роботи найкращі результати показав ІІІ-регулятор, а в перехідних режимах, при зміні заданого значення регулятора перегріву або різкій зміні теплового навантаження на випарник нейронний регулятор забезпечив найкращий час перехідних процесів і зі слів авторів - «мінімальне енергоспоживання». Однак представлені графіки перехідних процесів в системі говорять про те, що у випадку з ІІІ-регулятором значення його коефіцієнта передачі швидше за все було занадто низьким, і тому перехідні процеси вийшли затягнутими. Швидше за все «занижений» коефіцієнт передачі регулятора був необхідний для забезпечення стійкості системи керування в усіх режимах роботи при змінній коефіцієнті передачі об'єкта. Необхідно також відзначити присутність автоколивань в системах управління з Fuzzy logic і ANN регуляторами, що ілюструє Рис. 1.15 на

прикладі порівняння роботи регуляторів рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника отриманих із застосуванням різних регуляторів при різкій зміні теплового навантаження випарника в момент часу 600 с [45].

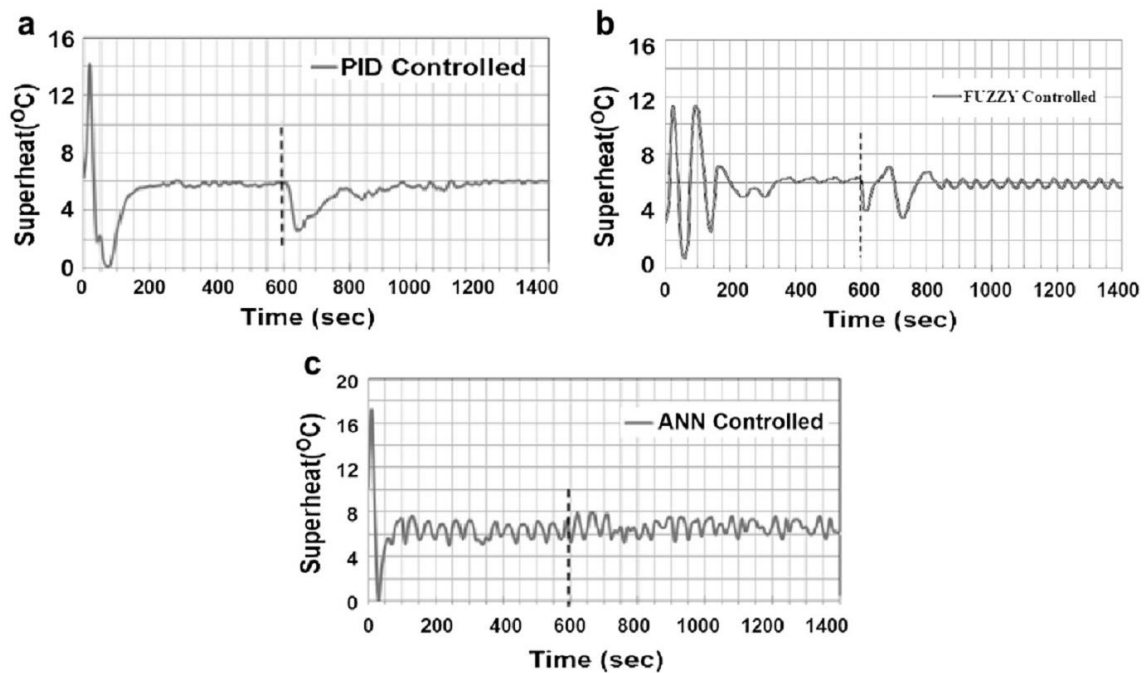


Рис. 1.15. Порівняння перехідних процесів в САР рівня перегріву парів холодоагенту у САР з ПІД-регулятором (а), регулятором з нечіткою логікою (б), та нейронним регулятором (в)

У роботах [52-54] були розглянуті системи керування з прогнозуючим регулятором. З публікації видно, що даний тип регулятора має досить високу динамічну точність, в порівнянні зі звичайним ПІД-регулятором. Однак це справедливо лише у випадку, коли параметри застосованої моделі відповідають параметрам об'єкта. Але при зміні його параметрів динамічна точність буде істотно погіршуватися. Оскільки параметри реального об'єкта досить сильно змінюються при зміні тиску конденсації і теплового навантаження випарника, то швидше за все застосування такого регулятора не матиме переваг в порівнянні зі звичайним ПІД-регулятором у всьому діапазоні змін режимів роботи. Зазвичай застосування таких регуляторів погіршує вимушений рух системи, однак покращує власний.

В [46] розглянуто адаптивний ПІД-регулятор величини перегріву. Авторами були досліджені залежності коефіцієнта передачі і постійної часу по каналу «положення ЕРВ - величина перегріву парів холодоагенту на виході випарника» від температури кипіння у випарнику. На рисунку 1.16 представлені отримані експериментальні дані.

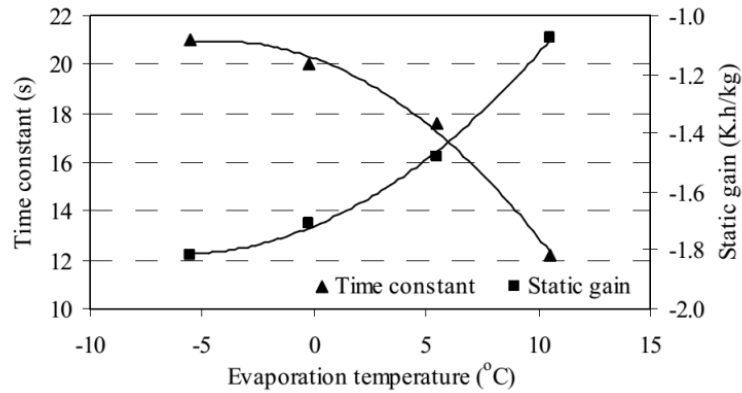


Рис. 1.16 – Залежність параметрів ТН як ОК від зміни температури кипіння у випарнику

Ці залежності апроксимовані поліномами другого порядку описуються наступними виразами:

$$K = 0.0027T_1^2 + 0.0321T_1 - 1.7163 \quad (1.1)$$

$$\tau = -0.0399T_1^2 - 0.3338T_1 + 20.254 \quad (1.2)$$

Наведені вирази (1.1, 1.2) були використані в блоці адаптації, для розрахунку поточних налаштувань ПІД-регулятора відповідно до режиму роботи випарника. Структурна схема адаптивного ПІД-регулятора представлена на рисунку 1.17.

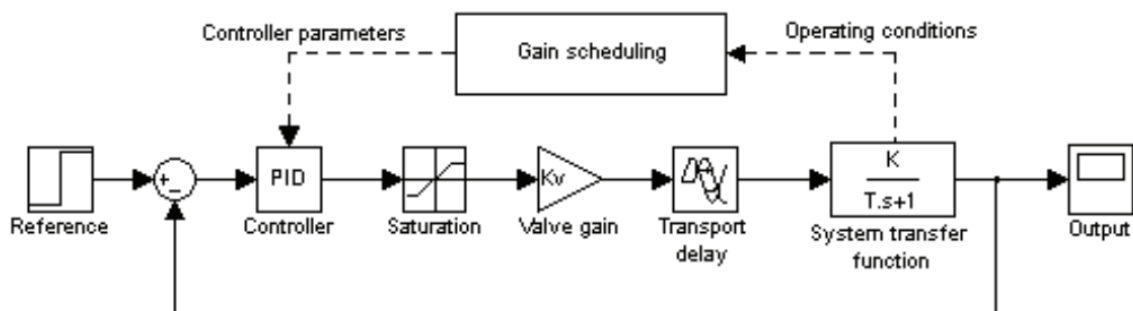


Рис. 1.17. Структурна схема адаптивного ПІД-регулятора каналу рівня перегріву парів холодоагенту

В роботі обумовлено, що представлені залежності параметрів об'єкта від температури кипіння були отримані при фіксованих температурі теплоносія на вході в конденсатор і постійній частоті обертання компресора. З урахуванням того, що в реальних умовах ці параметри можуть змінюватися в широкому діапазоні ця система управління швидше за все не зможе забезпечити високу динамічну точність у всіх режимах роботи. Це пов'язано з тим, що зміна частоти обертання компресора а також температури теплоносія, що надходить на вхід конденсатора призводять до зміни тиску конденсації і температурного напору в випарнику, розраховані за виразами (1, 2) параметри об'єкта будуть відрізнятися від реальних і сформовані блоком адаптації настройки регулятора швидше за все не зможуть забезпечити достатню динамічну точність роботи системи керування рівнем перегріву парів холодоагенту на виході випарника у всіх режимах роботи.

1.5. Висновки по розділу 1

Ефективність газової теплогенеруючої установки може бути підвищена шляхом подачі в секцію конденсації теплоносія з більш низькою температурою, тобто для підвищення ефективності роботи системи утилізації має сенс вжити заходів для зниження температури теплоносія, що використовується для охолодження продуктів згорання. Застосування парокомпресійних теплових насосів - один з перспективних шляхів вирішення цієї задачі.

Аналіз літературних джерел показує, що скоріш за все САР традиційної структури не зможе забезпечити стабільну і безаварійну роботу ТН в широкому діапазоні робочих температур і з максимальною ефективністю. Для забезпечення роботи в таких режимах необхідно розробити САР підвищеної динамічної точності, яка повинна відповідати таким вимогам:

Бути інваріантною до збурень у вигляді зміни температури охолоджуючої води на вході випарника і конденсатора і продуктивності

компресора. Це завдання може бути реалізоване за рахунок введення до складу САР коригувальних зв'язків, що виконують зсув керуючого впливу;

Мати можливість адаптації до зміни коефіцієнта передачі по каналу керуючого впливу, при зміні температури води на вході випарника.

Для реалізації такої САР необхідно вирішити наступні задачі:

1) розробити і реалізувати фізичну модель процесу УТПЗ, що включає генератор пароповітряної суміші (ППС), який імітує продукти згоряння, контактний утилізатор тепла ППС і тепловий насос;

2) забезпечити на базі фізичної моделі можливість проведення автоматизованих експериментів по вивченню властивостей процесів УТПЗ як ОК, для чого оснастити її технічними засобами вимірювання, виконавчими пристроями, керуючим контролером та розробити автоматизоване робоче місце (АРМ) дослідника.

3) провести в рамках АРМ необхідні експериментальні дослідження статичних та динамічних властивостей і взаємозв'язків змінних процесу глибокої УТДГ із застосуванням теплових насосів як ОК;

4) провести ідентифікацію моделей основних каналів процесу УТПЗ як ОК, реалізувати ці моделі в середовищі імітаційного моделювання, провести їх перевірку на адекватність;

5) провести синтез альтернативних варіантів алгоритмів керування підвищеної динамічної точності та порівняльне моделювання відповідних САК з оцінкою енергетичної ефективності процесу УТПЗ і забезпеченню запобігання аварійних ситуацій у всьому діапазоні збурень.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ, ЇЇ АВТОМАТИЗАЦІЯ, ПЕРЕВІРКА МОДЕЛІ НА АДЕКВАТНІСТЬ

2.1. Загальна концепція проведення натурних досліджень процесу утилізації тепла продуктів згоряння

Розробка теплонасосної систем глибокої утилізації енергії продуктів згоряння вимагає проведення попередніх досліджень, для оцінки можливості ефективного використання вторинних енергоресурсів, пошуку оптимальних режимів роботи, дослідження процесів утилізації тепла, як об'єкта управління, синтезу і налагодження енергоефективних алгоритмів управління. Для таких необхідно розробити та виготовити лабораторну установку, та організувати АРМ дослідника процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей, що дозволить проводити експерименти, як в ручному, так і в автоматичному режимі, та налагоджувати алгоритми керування.

Основна мета проведення натурних експериментів – дослідження процесу утилізації продуктів згоряння як ОК, для подальшої розробки енергоефективної САК цим процесом. В ході проведення експериментів необхідно отримати статичні та динамічні характеристики основних каналів перетворення. Виходячи з цього фізична модель повинна бути обладнана:

1. Виконавчими пристроями, які дозволяють з відносно високою точністю керувати енергетичними та матеріальними потоками у процесі, призводячи цим до цілеспрямованої зміни його параметрів. Вони також повинні мати добрі динамічні властивості, для забезпечення ступінчатих впливів.
2. Вимірювальними пристроями (сенсорами) з достатньою розподільною здатністю та швидкодією, для реєстрації зміни усіх параметрів процесу, не вносячи при цьому суттєвих запізнь.

3. Електронною системою керування та АРМ, що дозволять керувати ходом експерименту як в ручному так в і в автоматичному режимі, відображати отримані дані в зручному вигляді та зберігати їх на носії інформації.

Оскільки реалізувати процес горіння для отримання продуктів згоряння в лабораторних умовах та керувати їм технічно проблематично, то для його імітації буде використовуватись пароповітряна суміш (ППС), близька за температурою та вологовмістом до продуктів згоряння природного газу у водогрійному котлі. Для цих цілей необхідно розробити пристрій, що буде генерувати ППС із заданими параметрами.

2.2. Розробка та виготовлення фізичної моделі процесу УТПЗ

Схема лабораторної установки, за допомогою якої виконується фізичне моделювання процесів УТПЗ показана на рисунку 2.1.

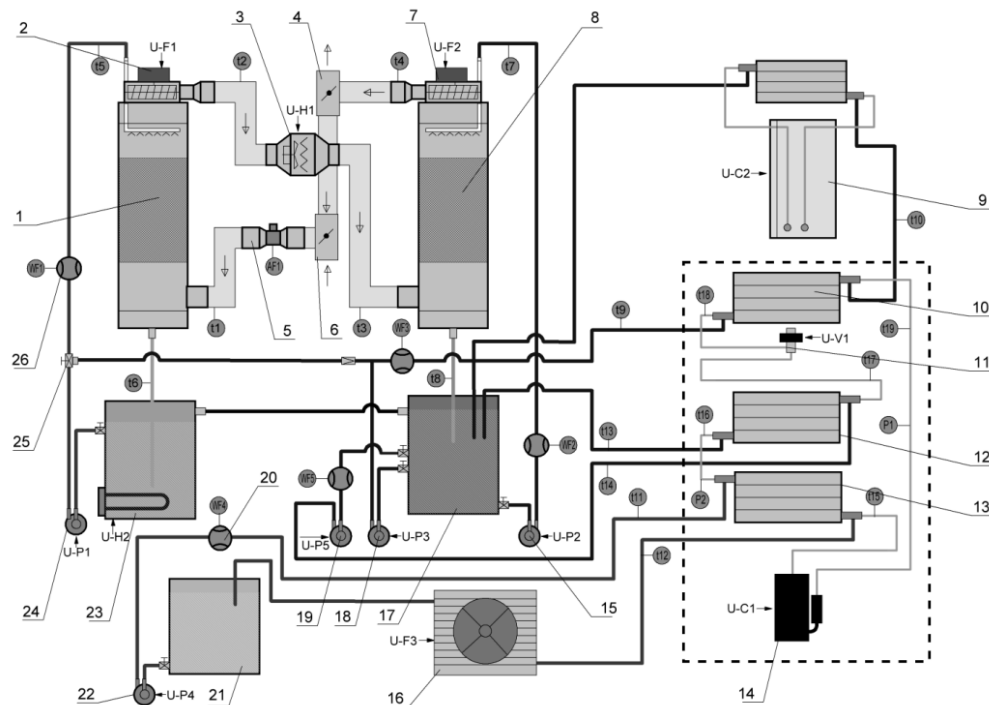


Рис. 2.1. Схема лабораторної установки.

На схемі показані елементи, з яких складається установка, їх розміщення, та взаємозв'язок між ними. Перелік елементів установки:

- 1 – теплообмінник-зволожувач контактного типу;
- 2, 7 – вентилятори циркуляції ППС;
- 3 – електричний перегрівач повітря;
- 4, 6 – розподільник повітряних потоків;
- 5 – масовий витратомір ППС;
- 8 – конденсаційний теплоутилізатор;
- 9 – додатковий тепловий насос;
- 10 – випарник основного ТН коаксіального типу;
- 11 – електронний розширювальний вентиль (ЕРВ)
- 12 – переохолоджувач рідкого холодоагенту основного ТН,
- 13 – конденсатор основного ТН коаксіального типу,
- 14 – роторний компресор ТН, з регульованою продуктивністю;
- 15, 18, 19, 22, 24 – циркуляційні насоси з регульованою продуктивністю;
- 16 – радіатор охолодження конденсатора;
- 17 – ємність з охолоджуючою водою;
- 20, 26 – імпульсні витратоміри води;
- 21 – ємність води контуру конденсатора,
- 23 – ємність електричного підігріву води;
- 25 – трьохходовий вентиль.

Лабораторна установка складається з наступних основних вузлів: генератора пароповітряної суміші (ГППС), конденсаційного утилізатора тепла (КУТ), теплового насосу (ТН) класу «вода-вода» та допоміжного обладнання. На схемі показано взаємозв'язок між технологічними вузлами установки, розташування всіх датчиків і виконавчих механізмів.

ГППС імітує пароповітряну суміш, з витратою до 150 кг/год, з заданою температурою від 30 до 130 °С та вологовмістом від 30 до 130 г/м³. До складу ГППС входить теплообмінник-зволожувач контактного типу (1), що підігріває повітря та зволожує його до 100% відносної вологості насичуючи його необхідною кількістю водяних парів, ємність з гарячою водою (23), що

підігрівається електричним нагрівачем, циркуляційний насос (24) зі змінною продуктивністю, електричний перегрівач ППС (3). Повітря на виході з ГППС за своєю температурою, та вологовмістом емітує димові гази. Вологовміст задається зміною температури ППС на виході теплообмінника-зволожувача. Необхідна температура пароповітряної суміші досягається за допомогою електричного перегрівача ППС.

У КУТ відбувається відбір тепла від пароповітряної суміші. До складу КУТ входить конденсаційний теплообмінник (8), до якого надходять пароповітряна суміш від ГППС та охолоджена вода з ємності (17), що охолоджується тепловим насосом. Циркуляційний насос (15) зі змінною продуктивністю забезпечує циркуляцію води між ємністю (15), конденсаційним теплообмінником (8) та випарником ТН (10).

Тепловий насос «Вода-Вода» забезпечує відбір тепла від КУТ. До його складу входять компресор з регульованою продуктивністю (14), конденсатор (13), переохолоджувач холодоагенту (12), випарник (10), електронний розширювальний вентиль (ЕРВ) з електроприводом (11). Циркуляційні насоси зі змінною продуктивністю забезпечують циркуляцію теплоносія через теплообмінники. Двигун компресора живиться від перетворювача частоти (ПЧ), який дозволяє змінювати частоту його обертання від 2000 до 4000 об/хв, змінюючи тим самим продуктивність компресора.

Електронний розширювальний вентиль (ЕРВ) керується за допомогою електроприводу, працюючого в мікрокроковому режимі. Застосування мікрокрокового режиму роботи ЕРВ (до 9600 кроків на діапазон) дає можливість з високою точністю змінювати режим роботи випарника в широкому діапазоні робочих температур. Чисельно величина перегріву визначається як різниця між температурою пари на виході випарника, і температурою кипіння холодоагенту, яка визначається тиском в випарнику. Рівень перегріву парів холодоагенту на виході випарника свідчить про ступінь заповнення випарника киплячим холодоагентом. У разі, якщо в випарник надходить недостатньо холодоагенту, кипіння буде відбуватися не

по всій його довжині, в частині випарника відбуватиметься перегрів парів холодоагенту. Оскільки максимальний відбір тепла відбувається при кипінні холодоагенту, та частина випарника, де буде рухатися газоподібний холодоагент, по суті, не буде працювати. Наявність перегріву парів холодоагенту на виході випарника означає, що весь холодоагент, що надійшов до випарника, перейшов в газоподібну фазу.

Допоміжне обладнання установки включає: додатковий тепловий насос «вода-повітря» (9), який охолоджує воду в ємності (17), у випадку якщо продуктивності основного ТН недостатньо, радіатор з вентилятором (16), для охолодження води в контурі конденсатора та стабілізації її температури або тиску конденсації основного ТН.

Комплект обладнання дозволяє формувати та досліджувати процеси утилізації пароповітряних сумішей з заданими вологовмістом в діапазоні від 5 до 300 г/м³ та температурою в діапазоні від 5 до 150 °С. Можливий діапазон зміни витрат ППС - від 20 до 200 м³/год.

На рисунку 2.2 показана фотографія зовнішнього вигляду фізичної моделі процесів УТПЗ в процесі проведення одного з досліджень.

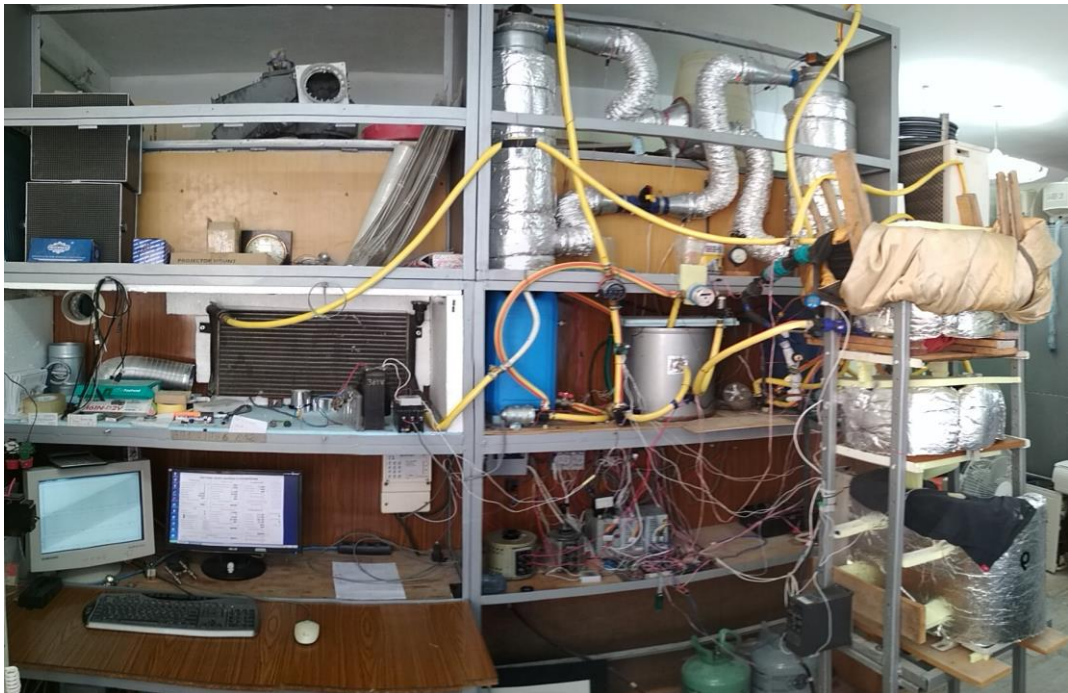


Рис. 2.2. Зовнішній вигляд фізичної моделі процесу УТПЗ

На фотографії видно лабораторну установку, електронну систему автоматизації, персональний комп'ютер, на якому реалізовано автоматизоване робоче місце дослідника. Комп'ютер обладнаний двома моніторами, для полегшення сприйняття інформації – на одному з них відображається головне вікно керування, з елементами контролю та відображенням усіх параметрів, на другому – вікно графічного реєстратора, який відображає усі змінні у вигляді графіків.

2.3. Вибір конструкції випарника теплового насоса

У роботі розглядається процес кипіння у випарник коаксіального типу, В [62] були розглянуті питання вибору оптимальних розмірів випарника, тобто співвідношення довжини і діаметру трубчастого випарника. Показано, що оптимальне співвідношення довжини до діаметру становить 1500. На рис. 2.3 наведено залежності усередненого значення коефіцієнта тепловіддачі (КТО) для різних співвідношень довжини до діаметру випарника.

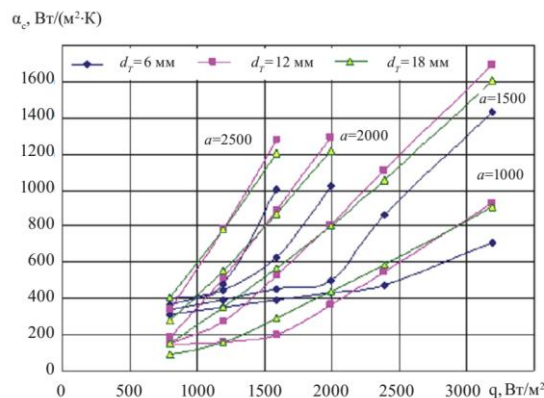


Рис. 2.3. Зміна середнього КТО в змійовиках

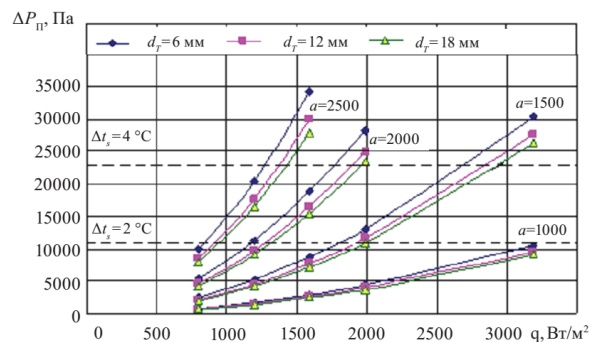
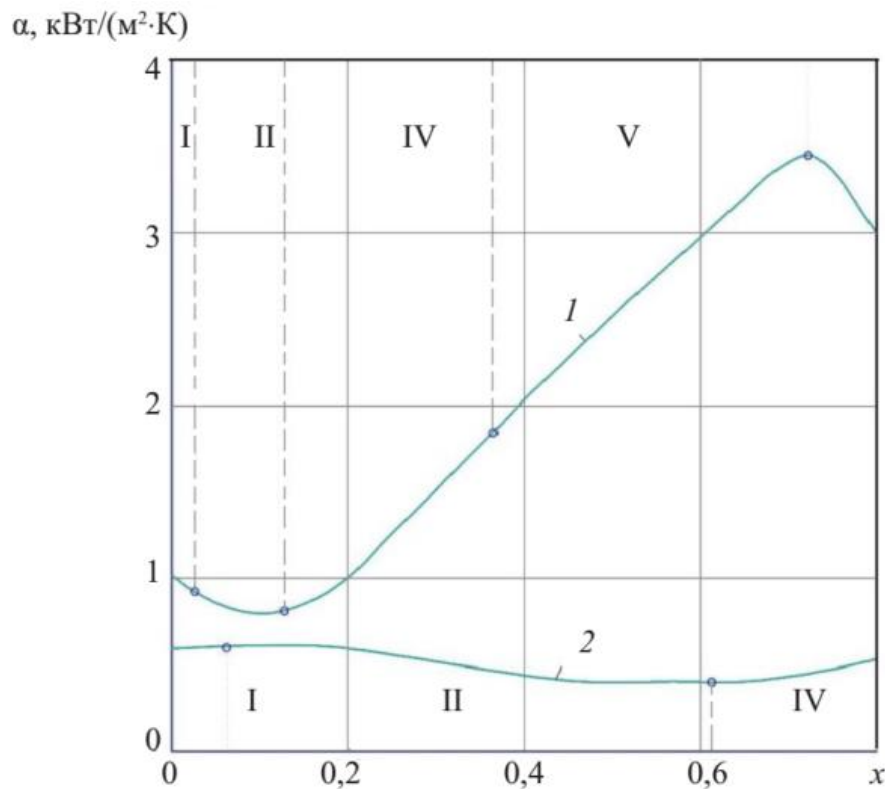


Рис. 2.4. Зміна повного падіння тиску в змійовиках

У разі його збільшення або зменшення ефективність випарника погіршується. Це пов'язано швидше за все з тим, що по довжині випарника змінюються істотно умови кипіння і відповідно теплопередачі. В [61, 63] показано, що при кипінні рідини в горизонтальному трубчатому каналі можна виділити 5 ділянок, межі яких визначаються співвідношенням пар/рідина, з істотно різним рівнями теплопередачі. На рисунку 2.5 представлені дані з [61], які ілюструють істотну залежність локальних коефіцієнтів теплопередачі випарника від паровмісту.



I – снарядний, II – хвильовий, IV – хвильовий кільцевий,

V – кільцевий режим руху рідкого холодоагенту в випарнику

Рис. 2.5. Залежність локального коефіцієнта тепловіддачі від масового паровмісту для фреону R22 при температурі $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, $d_{\text{вн}} = 10\text{ мм}$, $q = 5\text{ кВт}/\text{м}^2$,
1 - $w_p = 244\text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; 2 - $w_p = 50\text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;

Рисунки 2.6 і 2.7 ілюструють зміну температури води і холодоагенту по довжині в протиточному і прямоточному коаксіальних випарниках.

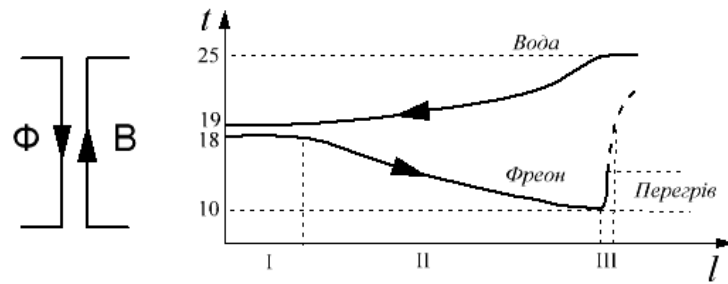


Рис. 2.6. Зміна температури води і холодоагенту по довжині випарника в зустрічно-поточному коаксіальному випарнику

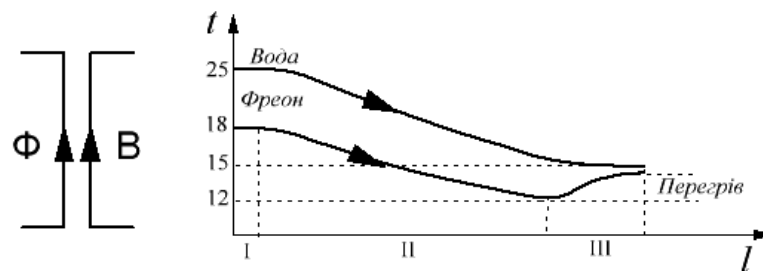


Рис. 2.7. Зміна температури води і холодоагенту по довжині випарника в прямо-поточному коаксіальному випарнику

На ділянці 1 паровміст зростає від 0 до 30%, на ділянці 2 відносний паровміст змінюється від 30 до 100%, тобто відбувається повне випаровування, на ділянці 3 відбувається перегрів пари до температури теплоносія у вторинному контурі теплообмінника. Відповідно при зустрічному потоку, за рахунок малої різниці температур води і фреону, довжина ділянки 1 з кипінням малої інтенсивності збільшується, знижуючи ефективність роботи випарника. Тому на нашу думку схема з прямоточним коаксіальним випарником дозволяє досягати великих теплових навантажень. Крім цього в разі прямоточного випарника кінцева різниця між температурою кипіння холодоагенту і температурою води значно нижче. І оскільки температура парів перегрітого фреону практично завжди близька до температури охолоджуючої рідини на виході теплообмінника, це покращує умови регулювання, оскільки коефіцієнт передачі об'єкта управління по

каналу регулювання перегріву парів холодоагенту в цьому випадку зменшується в кілька разів. Експериментально було підтверджено, що за інших рівних умов застосування прямоточний випарник дозволяє підтримувати більш низький рівень перегріву парів холодоагенту на виході випарника з мінімальною ймовірністю попадання рідкого холодоагенту на вихід випарника.

2.4. Розробка системи автоматизації експериментів та автоматизованого робочого місця дослідника

Електронна система збору даних та керування (СЗДК) складається з керуючого мікроконтролера, сенсорів для вимірювання технологічних параметрів та виконавчих пристроїв. Структурна схема СЗДК показана на рисунку 2. Мікроконтролер виконує опитування усіх сенсорів, зберігає їх показання у внутрішній пам'яті, виконує усі необхідні обчислення, керує роботою виконавчих пристроїв. СЗДК має пульт місцевого керування, за допомогою якого можна оперативно отримати інформацію з будь-якого сенсора, а також змінити будь який керуючий вплив, або завдання на рівень підтримки стабілізованих параметрів процесу.

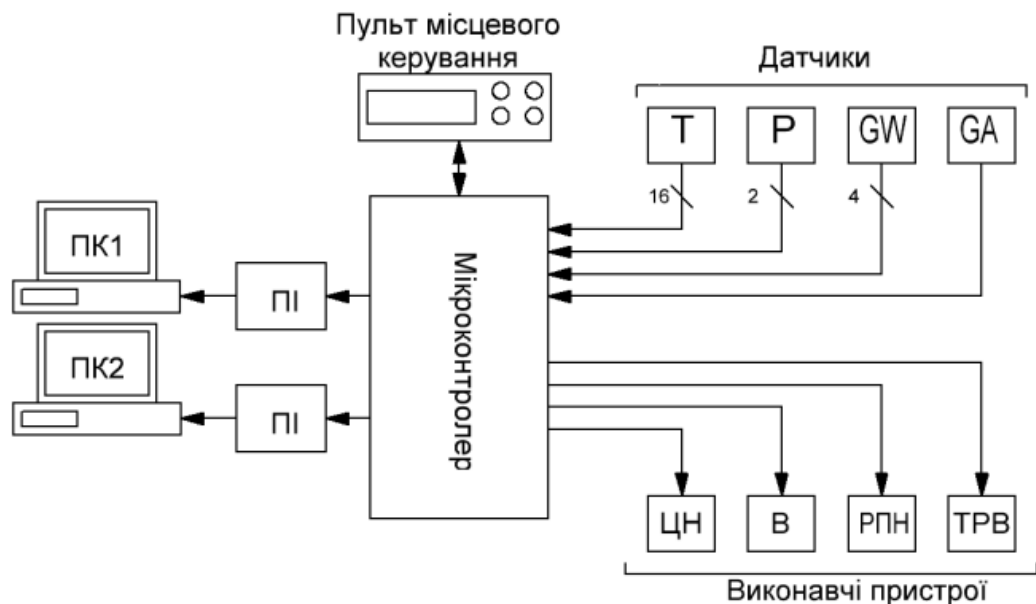


Рис. 2.8. Структурна схема СЗДК

СЗДК з'єднана з двома персональними комп'ютерами (ПК1 та ПК2) через перетворювачі інтерфейсів UART-USB (ПІ). На першому комп'ютері працює розроблене програмне забезпечення збору даних та управління, яке реєструє усі виміряні сигнали, відображує їх у вигляді графіків та таблиць, зберігає отримані дані у файлі на електронному носії, та дозволяє керувати усіма виконавчими механізмами як в ручному так і в автоматичному режимі керуючи ходом експерименту. Обмін даними між ПК та СЗДУ відбувається по протоколу з перевіркою контрольної суми кожного переданого параметру. Це значно зменшує ризик передачі хибних даних, при дії електромагнітних та інших перешкод.

2.4.1. Сенсори, що входять до складу установки.

Місця встановлення сенсорів показані на схемі лабораторної установки (рис. 2.1).

T1-T19 - цифрові сенсори температури DS18B20, з діапазоном виміру - 50 - +150 °C . Серед них:

- t1 - температура повітря на вході ГПВС;
- t2 - температура ПВС на виході зволожувача ГПВС;
- t3 - температура ПВС на вході КУТ;
- t4 - температура ПВС на виході КУТ;
- t5 - температура води на вході в ГПВС;
- t6 - температура води на виході з ГПВС;
- t7 - температура води на вході в КУТ;
- t8 - температура води на виході з КУТ;
- t9 - температура води на вході у випарник ТН;
- t10 - температура води на виході з випарника ТН;
- t11 - температура води на вході в конденсатор ТН;
- t12 - температура води на виході з конденсатора ТН;
- t13 - температура води на вході переохолоджувача холодоагенту ТН;

- t14 - температура води на виході з переохолоджувача холодоагенту ТН;
- t15 - температура холодоагенту на вході в конденсатор ТН;
- t16 - температура холодоагенту на виході з конденсатора ТН;
- t17 - температура холодоагенту на виході з переохолоджувача ТН;
- t18 - температура холодоагенту після ТРВ, що надходить у випарник ТН;
- t19 - температура холодоагенту на виході з випарника ТН.

P1-P2 - цифрові сенсори тиску, з діапазоном вимірювання 0-30 атм.

- P1 - тиск на випарнику;
- P2 - тиск на конденсаторі.

WF1-WF5 - крильчасті сенсори витрати води з імпульсним виходом.

Встановлені у всіх циркуляційних контурах.

AF1 - аналоговий калориметричний витратомір повітря з діапазоном виміру 0-300 м³/год.

2.4.2. Керуючі впливи в установці.

Для здійснення цілеспрямованих змін параметрів процесу утилізації тепла продуктів згоряння в лабораторній установці доступні наступні керуючі впливи (на рис. 2.1 показані стрілками)

- U-P1 - Управління продуктивністю водяного насоса ГПВС;
- U-P2 - Управління продуктивністю насоса КУТ;
- U-P3 - Управління продуктивністю насоса випарника;
- U-P4 - Управління продуктивністю насоса конденсатора;
- U-P5 - Управління продуктивністю насоса переохолоджувача;
- U-F1, U-F2 - Управління продуктивністю вентиляторів циркуляції повітря;
- U-F3 - Управління частотою обертання вентилятора скидання тепла конденсатора;

- U-H1 - Управління потужністю перегрівача повітря на виході ГПВС (ШИМ);
- U-H2 - Управління потужністю електронагрівача води ГПВС (ШИМ);
- U-C1 - Управління продуктивністю компресора ТН (частотне управління);
- U-C2 - Управління компресором додаткового охолоджувача води (позиційне керування);
- U-V1 - Контроль стану ТРВ (кроковий привід).

2.4.3. Контури регулювання.

Для забезпечення чистоти експерименту необхідно виключити вплив усіх збурень на досліджувані параметри. В ході експерименту тільки один параметр цілеспрямовано змінюється і реєструється відгук всієї системи на його зміну. Інші параметри при цьому повинні бути стабілізовані на необхідному рівні. АРМ включає кілька контурів регулювання, завдання яким можливо стабілізувати умови проведення експерименту. До них відносяться:

1. Контур стабілізації вмісту вологи ППС на виході секції зволоження ГППС (сенсор t_2). Регулювання абсолютного вмісту вологи ППС здійснюється зміною температури ППС на виході секції зволоження шляхом зміни потужності електронагрівача в ємності 23 (див. рис. 1, керуючий вплив U-H2). Оскільки повітря в секції зволоження досягає 100% відносної вологості, абсолютний вологовміст можна визначити по температурі, до якої було нагріто повітря. Управління потужністю електронагрівача здійснюється плавно, за допомогою твердотільного реле.

2. Контур стабілізації температури ППС на виході ГППС (сенсор t_3). Регулювання здійснюється шляхом зміни потужності перегрівача ППС 3 (див. рис. 1, керуючий вплив U-H1).

3. Контур стабілізації температури охолоджуючої води, що подається в КУТ. Регулювання температури здійснюється шляхом зміни частоти

обертання компресора теплового насоса 14, за допомогою перетворювача частоти (керуючий вплив U-C1).

4. Контур стабілізації температури води, що надходить у випарник ТН. Контур працює при дослідженні режимів роботи теплового насоса без системи теплоутилізації. В цьому випадку потрібно переключити вентиль 25, і регулювання температури буде здійснюватися зміною потужності електронагрівача 23 (керуючий вплив U-H2).

5. Контур стабілізації температури води, що надходить в конденсатор ТН. Регулювання здійснюється шляхом зміни частоти обертання вентилятора на радіаторі, через який циркулює вода контуру конденсатора (керуючий вплив U-F3).

6. Контур стабілізації перегріву парів холодоагенту у випарнику ТН, для забезпечення максимального завантаження випарника і запобігання попаданню рідкого холодоагенту в компресор. Регулювання здійснюється шляхом зміни положення електронного розширювального вентиля (ЕРВ).

7. Контури стабілізації витрати у всіх трубопроводах. Регулювання здійснюється шляхом зміни частоти обертання двигунів всіх циркуляційних насосів.

2.4.4. Програмне забезпечення автоматизованого робочого місця

Для проведення експериментальних досліджень було розроблене спеціальне програмне забезпечення (ПЗ). ПЗ працює на персональному комп'ютері з операційною системою MS Windows. Для розробки ПЗ буда використана середовище візуального програмування HIASM. Алгоритми ПЗ наведені у додатку

На рисунку 2.9 показано головне вікно ПЗ. У ньому в реальному часі відображаються показники всіх сенсорів, присутні кнопки для керування виконавчими механізмами, контурами регулювання та іншими функціями. На рисунку 2.10 показане вікно графічного реєстратора даних. На рисунку 2.11 показано вікно табличного реєстратора даних, в якому є функція

збереження даних в форматі MS Excel, з можливістю автоматичного збереження.

СИСТЕМА СБОРА ДАННЫХ И УПРАВЛЕНИЯ

Испаритель

Давление в испарителе: **8.6** МПа

Температура кипения: **21.7** °C

Вход хладагента: **20.6** °C

Выход хладагента: **21.1** °C

Вход воды: **20.8** °C

Выход воды: **19.5** °C

Расход воды: **0** л/ч

Насос испарителя: **178**

Тепловая мощность: **0** Вт

Конденсатор

Давление в конденсаторе: **8.5** МПа

Температура конденсации: **21.4** °C

Вход хладагента: **29.3** °C

Выход хладагента: **24** °C

Вход воды: **29.7** °C

Выход воды: **31.2** °C

Расход воды: **0** л/ч

Насос конденсатора: **152**

Тепловая мощность: **0** Вт

Генератор ПВС

Вход воды: **0** °C

Выход воздуха: **35.8** °C

Расход воздуха: **32** кг/ч

Выход воздуха ГПВС: **35**

Управление насосом: **136**

Управление вентилями: **0 1 2 1+2**

Перегрев воздуха: **56**

ТРВ

Перегрев: **-0.6** °C

Положение ТРВ: **400**

Автоматический режим: ☒ Ручной режим: ☐ Считать все:

Коэффициент передачи: **0.1** Обновить

Время предварения: **1** Обновить

Время изодома: **30** Обновить

Уставка перегрева: **5** Обновить

Положение клапана: **400** Обновить

Переохладитель

Вход хладагента: **24** °C

Выход хладагента: **21.3** °C

Вход воды: **20.8** °C

Выход воды: **27.8** °C

Расход воды: **0** л/ч

Насос переохладителя: **52**

Тепловая мощность: **0** Вт

Теплоутилизатор

Вход воды: **19.3** °C

Выход воды: **38.1** °C

Расход воды: **0** л/ч

Вход воздуха: **38.8** °C

Выход воздуха: **39.5** °C

Расход воздуха: **32** кг/ч

Управление насосом: **94**

Мощность: **0** Вт

Вентилятор сброса тепла: **30**

Дополнительный охладитель: **20**

Компрессор

Пуск: Частота: **189** Установить:

Электрическая мощность: **7** Вт

Стоп:

Настройки

Регистратор

Графики ТН

Графики ТУ

Легенда графиков

Очистить все

Авт. эксперимент

0 программ

Прошло времени: **18**

Счетчик времени: **18**

Сброс:

(с) Ковальчук, Д. А., 2018

Рис. 2.9. Головные вікно програми

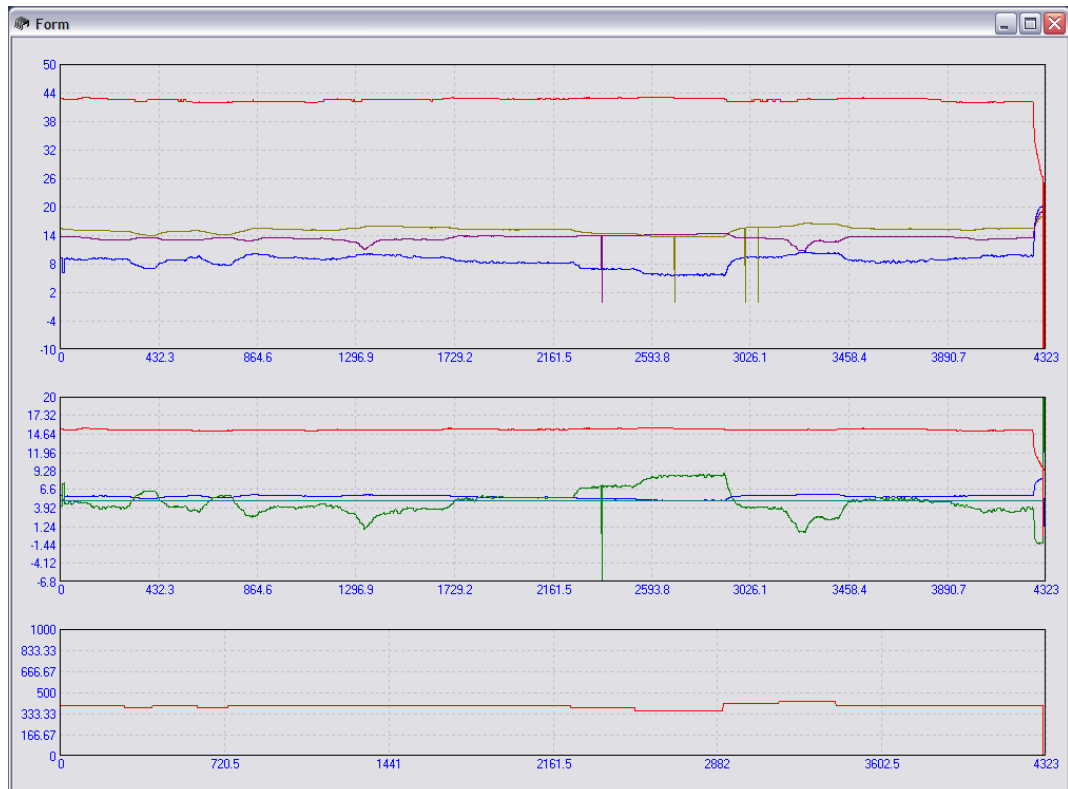


Рис. 2.10. Вікно графічного реєстратора даних

Табличный регистратор данных

Время	Давление ...	Температура	Вход клапана	Выход клапана	Перегрев	Положение ...	Вход воды И	Выход воды	Расход воды	Мощность И	Давление ...	Температура	Вход клапана	Выход клапана	Вход воды К	Выход воды
1	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.3	0	0	8.5	21.4	29.6	24.1	29.8	31.3
2	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.3	0	0	8.5	21.4	29.6	24.1	29.8	31.3
3	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.3	0	0	8.5	21.4	29.5	24.1	29.8	31.3
4	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.3	0	0	8.5	21.4	29.5	24.1	29.8	31.3
5	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.5	24.1	29.8	31.3
6	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.5	24.1	29.8	31.3
7	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.5	24.1	29.8	31.2
8	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.5	24	29.8	31.2
9	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.4	24	29.8	31.2
10	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	0	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.4	24	29.8	31.2
11	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	400	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.4	24	29.8	31.2
12	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	400	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.4	24	29.7	31.2
13	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	400	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.3	24	29.7	31.2
14	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	400	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.3	24	29.7	31.2
15	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	400	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.3	24	29.7	31.2
16	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	400	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.3	24	29.7	31.2
17	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	400	20.8	19.4	0	0	8.5	21.4	29.3	24	29.7	31.2
18	8.6	21.7	20.6	21.1	-0.6	400	20.8	19.5	0	0	8.5	21.4	29.3	24	29.7	31.2
19	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.3	22.4	28.5	29.7
20	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.3	22.4	28.5	29.7
21	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.6	20.3	0	0	8.4	21	25.3	22.4	28.5	29.7
22	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.3	22.4	28.5	29.7
23	8.6	21.7	21.3	21.1	-0.6	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.3	22.4	28.5	29.7
24	8.6	21.7	21.3	21.1	-0.6	400	20.6	20.3	0	0	8.4	21	25.3	22.4	28.5	29.7
25	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.3	22.4	28.5	29.6
26	8.6	21.7	21.3	21.1	-0.6	400	20.6	20.3	0	0	8.4	21	25.2	22.4	28.5	29.6
27	8.6	21.7	21.3	21.1	-0.6	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.2	22.4	28.5	29.6
28	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.2	22.4	28.5	29.6
29	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.2	22.4	28.5	29.6
30	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.2	22.4	28.5	29.6
31	8.6	21.7	21.3	21.1	-0.6	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.2	22.4	28.5	29.6
32	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.2	22.4	28.5	29.6
33	8.6	21.7	21.3	21.1	-0.6	400	20.6	20.3	0	0	8.4	21	25.2	22.4	28.5	29.6
34	8.6	21.7	21.3	21.1	-0.6	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.1	22.4	28.5	29.6
35	8.6	21.7	21.3	21.1	-0.6	400	20.7	20.3	0	0	8.4	21	25.1	22.4	28.5	29.6
36	8.6	21.7	21.3	21	-0.7	400	20.6	20.3	0	0	8.4	21	25.1	22.4	28.5	29.6

Очистить таблицу Сохранить в файле Выбор папки D:\experiments exp1234 .CSV Автосохранение Включить Отключить

Рис. 2.11. Вікно табличного реєстратора даних

На рисунку 2.12 показано вікно керування автоматизованим експериментом. В режимі автоматизованого експерименту один із керуючих впливів цілеспрямовано змінюється з заданою швидкістю. Вказується також напрям зміни (збільшення чи зменшення) та кінцеве значення, при якому експеримент буде завершено. За допомогою функції автоматизованого експерименту можливо отримувати квазістатичні характеристики об'єкта за будь яким каналом, із мінімальними витратами людського часу.

Авт. експеримент

Автоматизированный эксперимент

Изменяемая величина

Положение клапана

Текущее значение **360**

Новое значение **360**

Время эксперимента **65**

Направление счета

☒ Увеличение

☐ Уменьшение

Время шага 10

Шаг изменения 5

Конечное значение 400

Пуск Стоп Сброс

Рис. 2.12. Вікно керування автоматизованим експериментом.

2.5. Висновки з розділу 2

Розроблена фізична модель та АРМ дослідника дозволяють оперативно проводити дослідження процесів утилізації тепла продуктів згоряння з широким діапазоном параметрів, таких як вміст вологи, температура та витрата. Є можливість дослідження як системи в цілому, так і окремих апаратів, що входять до її складу, таких як тепловий насос або теплоутилізатор. АРМ дозволяє проводити дослідження в автоматичному режимі, що вимагає від дослідника тільки налаштування коректних умов експерименту і його запуск. Результати експерименту будуть автоматично збережені на жорсткому диску комп'ютера. Наступним етапом є планування та проведення експериментальних досліджень по отриманню статичних та динамічних характеристик усіх каналів процесу УТПЗ, як ОК.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ НА ФІЗИЧНІЙ МОДЕЛІ, РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА ЇЇ РЕАЛІЗАЦІЯ В СЕРЕДОВИЩІ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ, ПЕРЕВІРКА ЇЇ НА АДЕКВАТНІСТЬ

3.1. Планування натурних експериментів

Підвищення енергетичної ефективності та надійності системи глибокої УПТЗ з використанням теплового насосу можливе за рахунок розробки та впровадження вдосконалених алгоритмів керування. Цей етап потребує великої кількості попередніх досліджень. Із застосуванням фізичної моделі було проведено ряд експериментів з дослідження процесу утилізації тепла ППС як об'єкту керування (ОК). Фізична модель, розглянута у розділі 2 дозволяє провести необхідні експерименти у автоматичному режимі, що суттєво скорочує час на проведення досліджень.

В ході проведення експериментальних досліджень необхідно виявити вплив параметрів системи, доступних до цілеспрямованої зміни, виділити з них керуючі впливи та збурення. Необхідно буде отримати статичні та динамічні властивості основних каналів керування та збурень, які слід віднести до контрольованих.

При дослідженні впливу положення ЕРВ на параметри процесу УТПЗ необхідно виконати 64 експерименти по отриманню квазістатичних залежностей процесу УТПЗ при фіксованих умовах, тобто при постійних (стабілізованих на певному рівні) температурах теплоносія на вході у випарник ($T_{В.В.1}$) та конденсатор ($T_{В.В.1}$), та частотах обертання компресора (N_K). Для отримання квазістатичних залежностей необхідно виконувати зміну у часі положення ЕРВ або частоти обертання компресора. Швидкість зміни була обрана такою, щоб перехідні процеси практично себе не проявляли. Умови проведення цих експериментів представлені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Умови проведення експериментальних досліджень

	$T_{B.B.1} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{B.B.1} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{B.B.1} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{B.B.1} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{B.K.1} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$	1. $N_K = 45\text{ Гц}$ 2. $N_K = 50\text{ Гц}$ 3. $N_K = 55\text{ Гц}$ 4. $N_K = 60\text{ Гц}$	17. $N_K = 45\text{ Гц}$ 18. $N_K = 50\text{ Гц}$ 19. $N_K = 55\text{ Гц}$ 20. $N_K = 60\text{ Гц}$	33. $N_K = 45\text{ Гц}$ 34. $N_K = 50\text{ Гц}$ 35. $N_K = 55\text{ Гц}$ 36. $N_K = 60\text{ Гц}$	49. $N_K = 45\text{ Гц}$ 50. $N_K = 50\text{ Гц}$ 51. $N_K = 55\text{ Гц}$ 52. $N_K = 60\text{ Гц}$
$T_{B.K.1} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	5. $N_K = 45\text{ Гц}$ 6. $N_K = 50\text{ Гц}$ 7. $N_K = 55\text{ Гц}$ 8. $N_K = 60\text{ Гц}$	21. $N_K = 45\text{ Гц}$ 22. $N_K = 50\text{ Гц}$ 23. $N_K = 55\text{ Гц}$ 24. $N_K = 60\text{ Гц}$	37. $N_K = 45\text{ Гц}$ 38. $N_K = 50\text{ Гц}$ 39. $N_K = 55\text{ Гц}$ 40. $N_K = 60\text{ Гц}$	53. $N_K = 45\text{ Гц}$ 54. $N_K = 50\text{ Гц}$ 55. $N_K = 55\text{ Гц}$ 56. $N_K = 60\text{ Гц}$
$T_{B.K.1} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$	9. $N_K = 45\text{ Гц}$ 10. $N_K = 50\text{ Гц}$ 11. $N_K = 55\text{ Гц}$ 12. $N_K = 60\text{ Гц}$	25. $N_K = 45\text{ Гц}$ 26. $N_K = 50\text{ Гц}$ 27. $N_K = 55\text{ Гц}$ 28. $N_K = 60\text{ Гц}$	41. $N_K = 45\text{ Гц}$ 42. $N_K = 50\text{ Гц}$ 43. $N_K = 55\text{ Гц}$ 44. $N_K = 60\text{ Гц}$	57. $N_K = 45\text{ Гц}$ 58. $N_K = 50\text{ Гц}$ 59. $N_K = 55\text{ Гц}$ 60. $N_K = 60\text{ Гц}$
$T_{B.K.1} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$	13. $N_K = 45\text{ Гц}$ 14. $N_K = 50\text{ Гц}$ 15. $N_K = 55\text{ Гц}$ 16. $N_K = 60\text{ Гц}$	29. $N_K = 45\text{ Гц}$ 30. $N_K = 50\text{ Гц}$ 31. $N_K = 55\text{ Гц}$ 32. $N_K = 60\text{ Гц}$	45. $N_K = 45\text{ Гц}$ 46. $N_K = 50\text{ Гц}$ 47. $N_K = 55\text{ Гц}$ 48. $N_K = 60\text{ Гц}$	61. $N_K = 45\text{ Гц}$ 62. $N_K = 50\text{ Гц}$ 63. $N_K = 55\text{ Гц}$ 64. $N_K = 60\text{ Гц}$

Отримання динамічних властивостей процесу буде виконуватись шляхом реєстрації реакції основних змінних на ступінчасту зміну параметрів, що доступні до цілеспрямованої ступінчастої зміни.

Експериментальні дослідження процесу глибокої утилізації тепла продуктів згоряння (УТПЗ) з використанням теплового насосу на базі розробленої фізичної моделі проводились у три етапи:

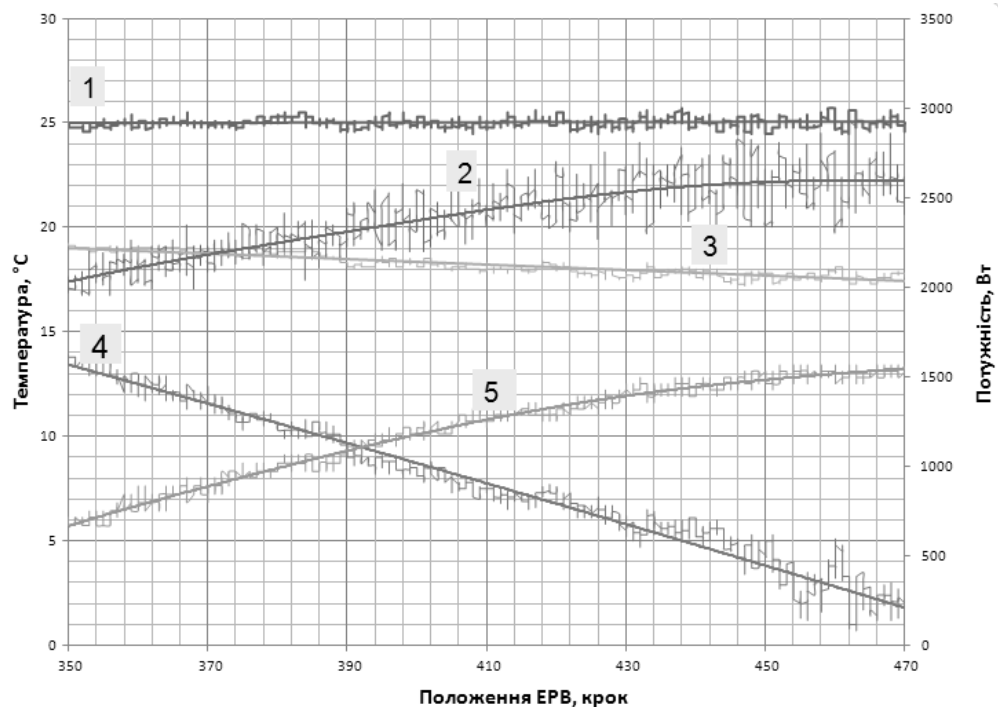
1. дослідження контактного теплоутилізатора як ОК;
2. дослідження теплового насосу як ОК;
3. дослідження системи глибокої УТДГ в цілому як ОК.

3.2. Аналіз даних, отриманих в результаті проведення експериментів

Із застосуванням АРМ виконано комплекс з 64 довготривалих автоматизованих експериментів з дослідження режимів роботи ТН у складі системи УТПЗ. Всі експерименти проводилися в автоматичному режимі. Отримані сімейства квазістатичних залежностей параметрів теплового насосу як ОК від положення ЕРВ та частоти обертання компресора. При цьому інші параметри, такі як температури і витрати води на вході у випарник і конденсатор ТН, температура і витрата ПЗ, були стабілізовані.

3.2.1. Аналіз даних, отриманих при дослідженні теплового насосу як ОК

Нижче наведені деякі результати експерименту у вигляді графічних залежностей.



1 - Температура води на вході випарника ТН, 2 – Теплова потужність випарника ТН, 3 - Температура води на виході випарника ТН, 4 - Температура перегріву холодоагенту у випарнику ТН, 5 - Температура кипіння холодоагенту у випарнику ТН.

Рис. 3.1. Квазістатичні залежності параметрів ТН по каналу керуючого впливу завантаження випарника

На рисунку 7 показані квазістатичні залежності деяких параметрів ТН від положення ЕРВ в діапазоні від 350 до 470 кроків (з 2400 можливих), при цьому були стабілізовані на рівні 25 °С і 35 °С температури води на вході у випарник і конденсатор відповідно, частота обертання компресора на рівні 3000 об/хв, а витрати води через випарник і конденсатор - 300 л/год.

З представлених на рисунку 3.1 залежностей видно, що при відкритті ЕРВ спостерігається підвищення тиску у випарнику, а також збільшення його теплової потужності. При цьому, очевидно, зростає й енергетична ефективність ТН. Але при цьому також знижується рівень перегріву парів холодоагенту на виході випарника. При зниженні рівня перегріву нижче 2 °С збільшується амплітуда його коливань, що може бути пов'язаним з попаданням в зону вимірювання температури холодоагенту на виході випарника крапельної фази у зв'язку з приближенням фронту кипіння до зони вимірювання температури холодоагенту на виході випарника (місця установки сенсора температури). Попадання рідкого холодоагенту в компресор може привести до гідроударів і виходу з ладу компресора, іншими словами до аварійної ситуації. Очевидно, що найбільш ефективний режим роботи випарника відповідає мінімально можливому перегріву, який забезпечує відсутність рідкої фази холодоагенту на вході компресора, проте в цьому режимі існує висока ймовірність виникнення аварійної ситуації (попадання рідкого холодоагенту в компресор). Залежності рівня перегріву від положення ЕРВ – майже лінійні, практично у всіх режимах роботи випарника.

На рисунку 3.2 представлено сімейство квазістатичних залежностей по каналу «Положення ЕРВ ($N_{кл}$) – рівень перегріву холодоагенту на виході випарника ТН ($T_{пф}$)» при постійній температурі води на вході у випарник 20 °С і при різних температурах води на вході в конденсатор ($T_{в.к.1}$) (30 °С, 35 °С, 40 °С).

На рисунку 3.3 представлено сімейство квазістатичних залежностей по каналу «Положення ЕРВ - Перегрів холодоагенту у випарнику ТН» при

постійній температурі води на вході в конденсатор 35°C і при трьох різних температурах води на вході в випарник (20°C , 25°C , 30°C). Обидва експерименти проводилися при частоті обертання компресора 3000 об / хв і витратах води через випарник і конденсатор - 300 л / год.

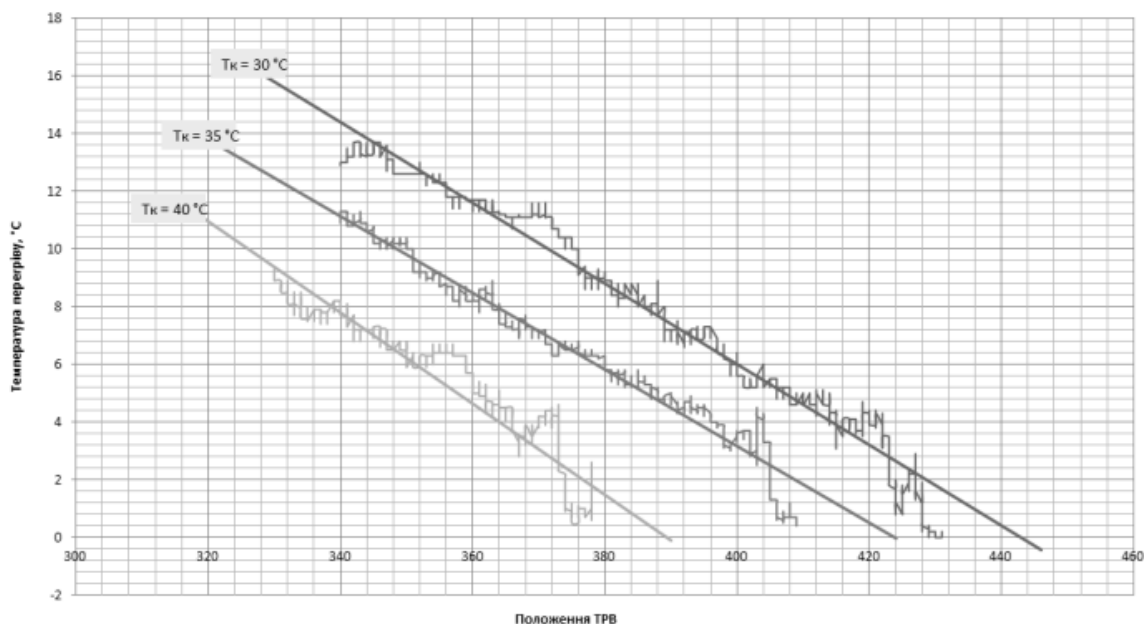


Рис. 3.2. Сімейство квазістатичних залежностей по каналу «Положення ЕРВ— рівень перегріву холодоагенту на виході випарника ТН»

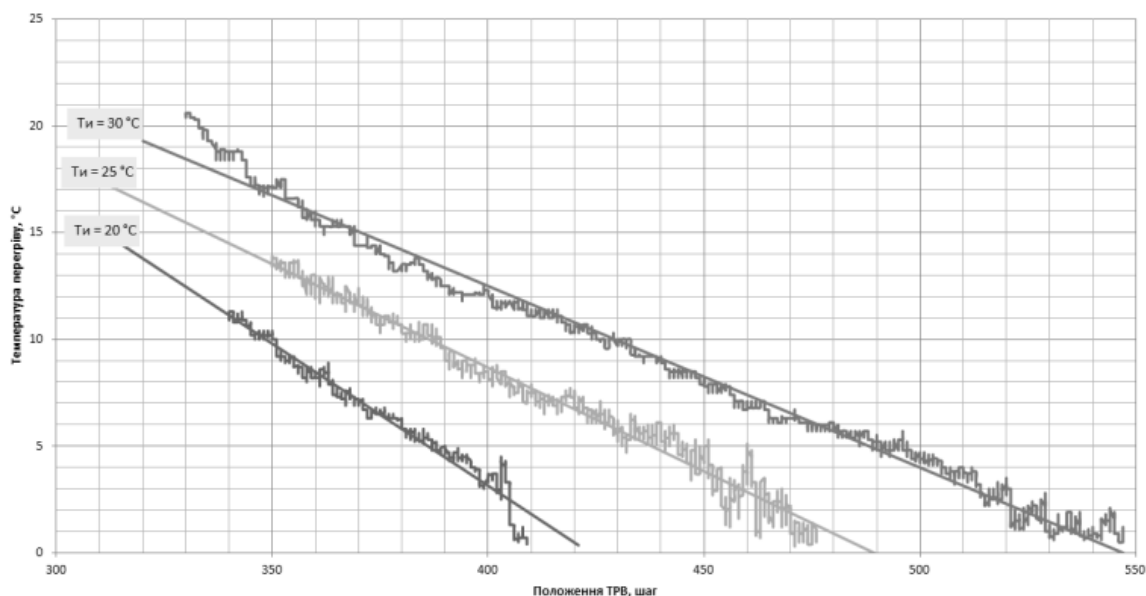


Рис. 3.3. Сімейство квазістатичних залежностей по каналу «Положення ЕРВ - Перегрів холодоагенту у випарнику ТН»

При наближенні фронту кипіння до місця установки сенсора температури при зменшенні величини перегріву можливий закид крапельної фази холодоагенту в зону вимірювання температури перегрітої пари холодоагенту (в зону установки сенсора температури), що призводить до "засліплення" системи, в зв'язку з тим, що до повного випаровування рідини з вимірювальної поверхні сенсора, отримані з нього дані будуть відповідати не температурі перегрітої пари, а температурі кипіння і розраховане значення перегріву дорівнюватиме нулю. Цей процес "засліплення" системи вимірювання перегріву може бути досить тривалим і тривати десятки секунд. Тому, при використанні прямооточного коаксіального випарника за рахунок довшої ділянки кипіння і меншого коефіцієнта передачі об'єкта по каналу регулювання перегріву можливе досягнення менших рівнів перегріву з низьким рівнем імовірності "засліплення" сенсора температури.

На рисунку 10 представлено сімейство квазістатичних залежностей по каналу «Положення TRV - Перегрів холодоагенту у випарнику ТН» при постійній температурі води на вході в конденсатор (в даному випадку 35 °С) і випарник (в даному випадку 20 °С), при різних частотах обертання компресора (50 Гц і 55 Гц).

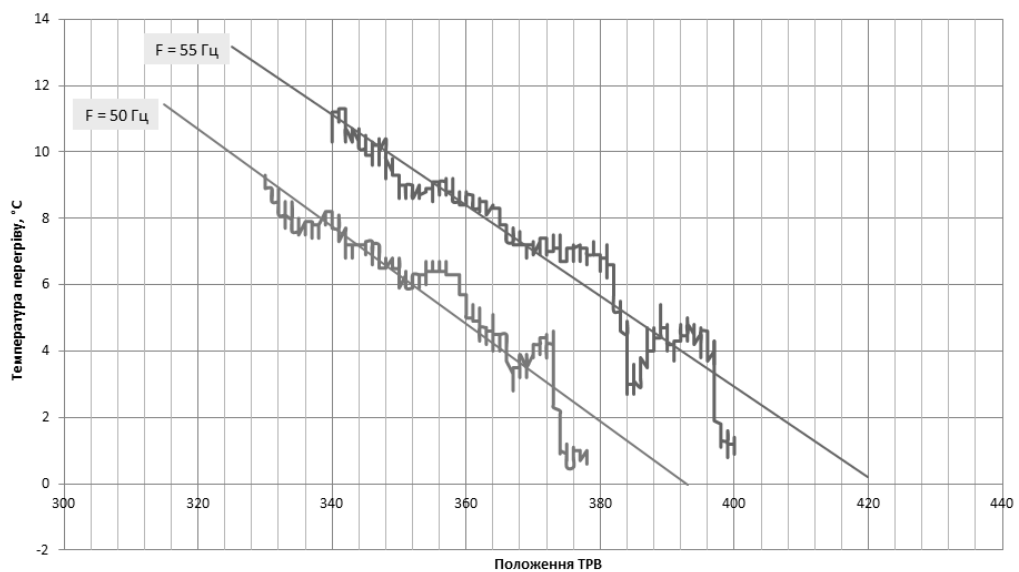


Рис. 3.4. Сімейство квазістатичних залежностей по каналу «Положення TRV - Перегрів холодоагенту у випарнику ТН»

На всіх графіках виведені як дані, отримані безпосередньо в ході експерименту, так і дані отримані в ході лінійної апроксимації результатів експерименту для більш наочного усвідомлення результатів. Аналіз отриманих квазістатичних характеристик показує, що на значення перегріву холодоагенту на виході випарника істотний вплив має положення клапана ЕРВ, а також зміна температур води, що надходить у випарник і конденсатор при постійній витраті через них та продуктивність (частота обертання) компресора.

Вплив положення ЕРВ є найбільш істотним і найлегше піддається зміні, тому при реалізації САК ця величина вибрана в якості керуючого впливу. Вплив інших параметрів можна віднести до збурень. З результатів експериментів видно, що всі ці впливи викликають зсув статичних характеристик по каналу керування завантаженням випарника. Крім того, зміна температури води, що надходить у випарник призводить до зміни нахилу статичної характеристики по каналу керування завантаженням випарника, тобто коефіцієнта передачі об'єкта по каналу «Положення ЕРВ ($N_{кл}$) – рівень перегріву парів холодоагенту на виході випарника ($T_{пф}$)». При зміні температури води на вході випарника від 20 до 30 °С коефіцієнт передачі змінився майже в 2 рази. У той же час коефіцієнт передачі майже не змінюється при варіаціях температури води, що надходить в конденсатор.

На рис 3.5 представлені сімейства статичних залежностей по каналу «Положення ЕРВ ($N_{кл}$) – тиск на виході випарника ($P_{ф.в}$)» при різних частотах обертання компресора N_K (1 – $N_K=40$ об/сек, 2 – $N_K=45$ об/сек, 3 – $N_K=50$ об/сек, 4 – $N_K=55$ об/сек, 5 – $N_K=60$ об/сек), а на рис 3.6 – при різних температурах води на вході в конденсатор $T_{в.к.1}$ (1 – $T_{в.к.1}=40$ °С, 2 – $T_{в.к.1}=35$ °С, 3 – $T_{в.к.1}=30$ °С).

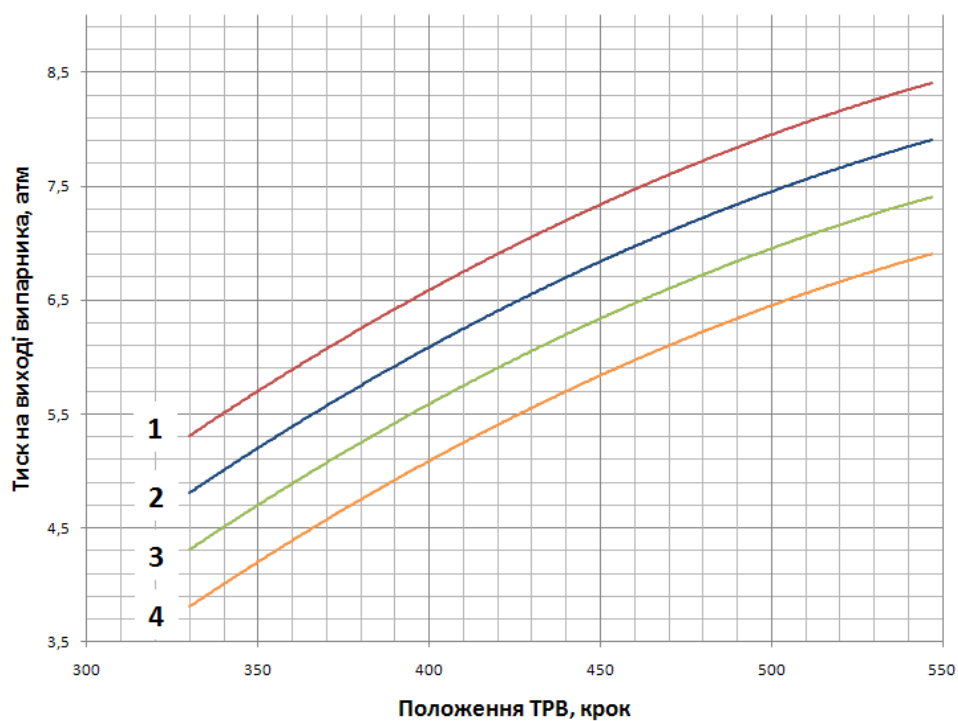


Рис. 3.5. Сімейства статичних залежностей по каналу «Положення ЕРВ— тиск на виході випарника» при різних частотах обертання компресора

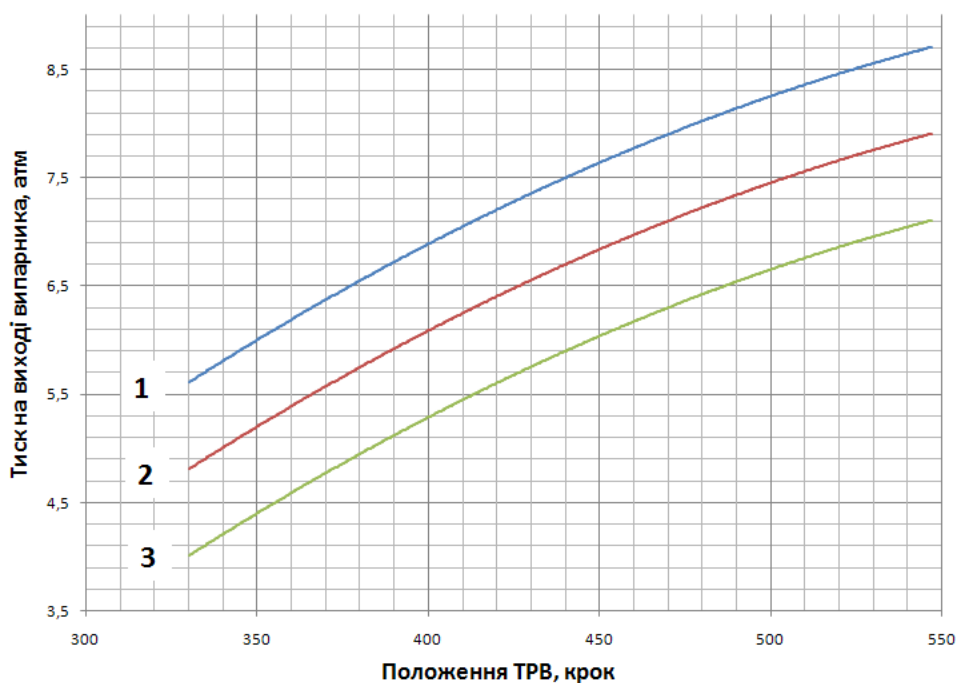


Рис. 3.6. Сімейства статичних залежностей по каналу «Положення ЕРВ— тиск на виході випарника» при різних температурах води на вході в конденсатор

На рис. 3.7 представлені статичні залежності по каналу «Температура води на вході конденсатора $T_{В.К.1}$ – Тиск на виході випарника $P_{Ф.В}$ » при різних положеннях ЕРВ $N_{КЛ}$ (1 – $N_{КЛ} = 500$ кроків, 2 – $N_{КЛ} = 450$ кроків, 3 – $N_{КЛ} = 400$ кроків, 4 – $N_{КЛ} = 350$ кроків).

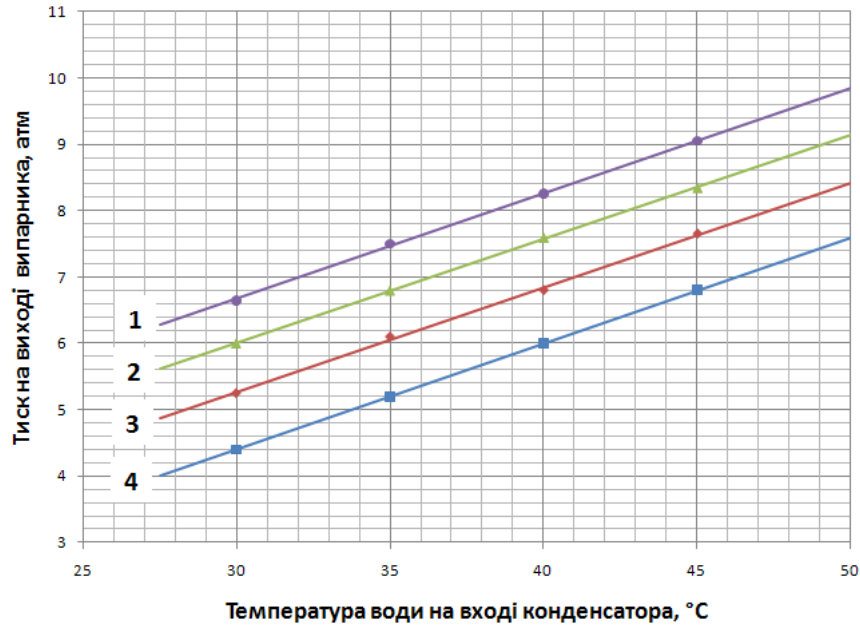


Рис. 3.7. Статичні залежності по каналу «Температура води на вході конденсатора – Тиск на виході випарника» при різних положеннях ЕРВ

Отримані залежності демонструють суттєвий вплив режиму роботи конденсатора (температури води на його вході $T_{В.К.1}$) та режиму роботи компресора (частота обертання N_K) на тиск холодоагенту на виході випарника $P_{Ф.В}$. Це свідчить про наявність значного перехресного зв'язку по каналу $N_{КЛ} - P_{Ф.В}$ і сильного збурення по каналу $T_{В.К.1} - P_{Ф.В}$, та існуючу потребу компенсувати ці впливи за рахунок вдосконалення алгоритмів керування.

На рис 3.8 представлено сімейство статичних залежностей по каналу «Положення ЕРВ $N_{КЛ}$ – температура води на виході випарника $T_{В.В.2}$ » при різних частотах обертання компресора N_K (1 – $N_K = 45$ об/с, 2 – $N_K = 50$ об/с, 3 – $N_K = 55$ об/с, 4 – $N_K = 60$ об/с) при $T_{В.К.1} = 35$ °C та $T_{В.К.1} = 20$ °C. Залежності мають лінійний характер, а вплив частоти обертання компресора – нелінійний.

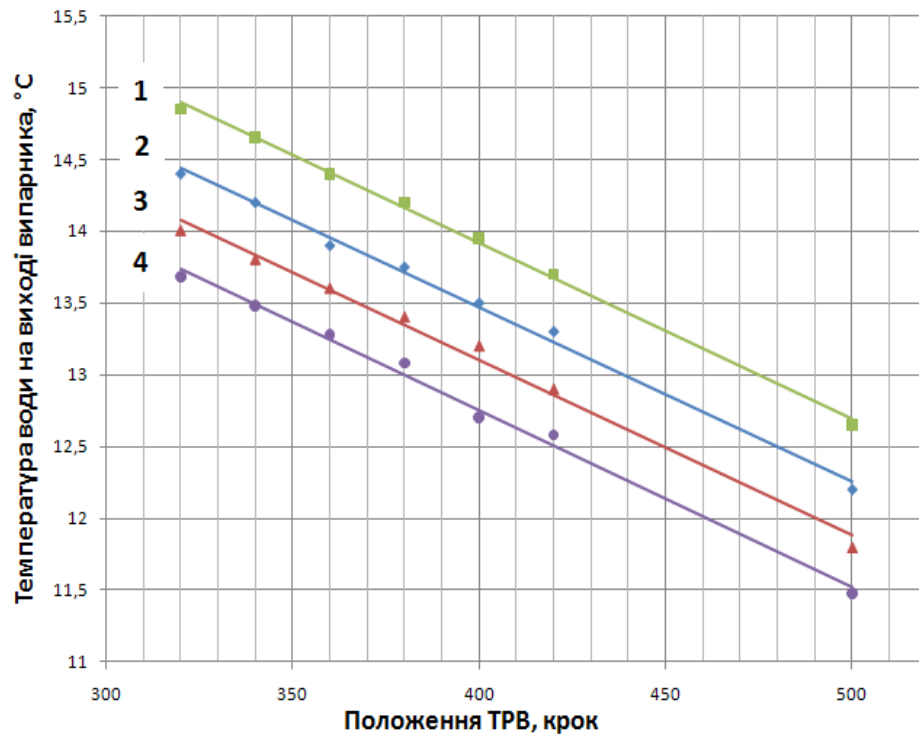
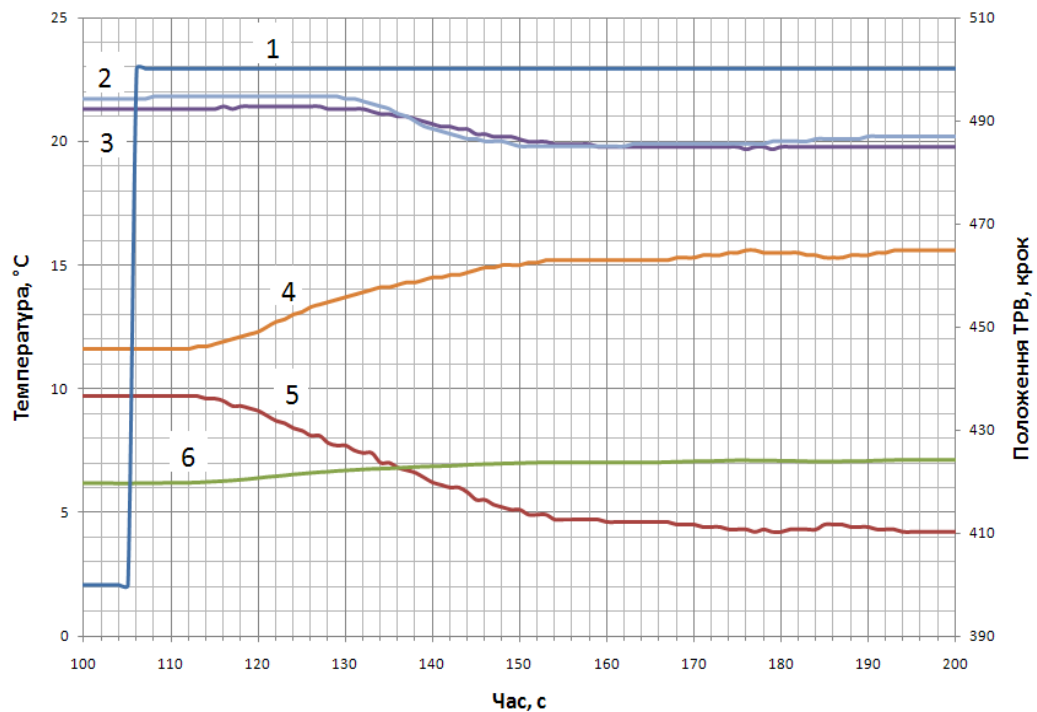


Рис. 3.8. Сімейство статичних залежностей по каналу «Положення ЕРВ – температура води на виході випарника» при різних частотах обертання компресора

На рисунку 3.9 представлені динамічні властивості ОК при ступінчастій зміні положення ЕРВ ($N_{\text{кл}}$) з 400 до 500 кроків.

На рис. 3.10 представлено отримане сімейство статичних характеристик ТН як ОК по каналу «Частота обертання компресора (N_k) – температура води на виході випарника ($T_{\text{в.в.2}}$)» при різних температурах води на вході випарника $T_{\text{в.в.1}}$ (1 – $T_{\text{в.в.1}} = 35^\circ\text{C}$, 2 – $T_{\text{в.в.1}} = 30^\circ\text{C}$, 3 – $T_{\text{в.в.1}} = 25^\circ\text{C}$, 4 – $T_{\text{в.в.1}} = 20^\circ\text{C}$, 5 – $T_{\text{в.в.1}} = 15^\circ\text{C}$), та сталих витратах води через випарник ($G_{\text{в.в.}} = 250$ л/год) і сталій температурі перегріву парів холодоагенту на виході випарника ($T_{\text{пф}} = 5^\circ\text{C}$). Представлені залежності свідчать про суттєвий вплив температури води на вході в випарник на режим його роботи. При зниженні температури води на вході випарника знижується продуктивність теплового насосу та, відповідно, його енергоефективність.



1 – положення ЕРВ N_{KL} , 2 – температура води на виході випарника $T_{B.B.2}$, 3 – температура холодоагенту на виході випарника $T_{Ф.B.2}$, 4 – температура холодоагенту на вході випарника $T_{Ф.B.1}$, 5 – температура перегріву парів холодоагенту на виході випарника $T_{ПФ}$, 6 – тиск холодоагенту на виході випарника $P_{Ф.B.}$

Рис. 3.9. Динамічні властивості ОК при ступінчастій зміні положення ЕРВ

На рис. 3.11 представлено сімейство статичних характеристик по каналу «Частота обертання компресора (N_K) – тиск на виході випарника ($P_{Ф.B.}$)» при різних положеннях ЕРВ (1 – $N_{KL} = 450$ кр., 2 – $N_{KL} = 400$ кр., $N_{KL} = 350$ кр.), при сталій температурі води на вході конденсатора ($T_{B.K.1} = 30$ °C) та сталих витратах води крізь випарник ($G_{B.B.} = 250$ л/год).

На рис. 3.12 представлені динамічні характеристики по каналам перетворення теплового насосу, отримані при ступінчастій зміні частоти обертання компресора з 40 об/сек до 60 об/сек.

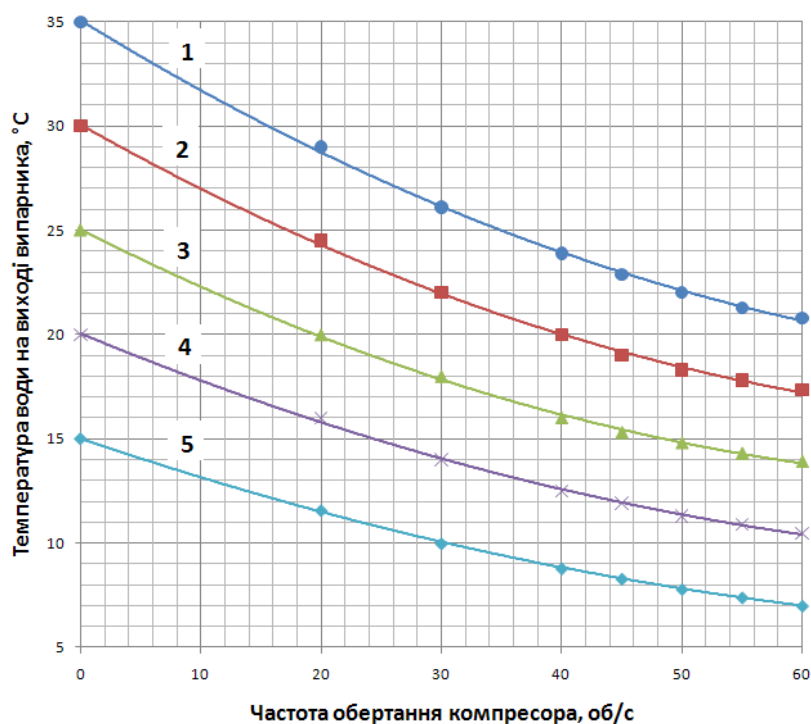


Рис. 3.10. Сімейство статичних характеристик ТН як ОК по каналу «Частота обертання компресора– температура води на виході випарника» при різних температурах води на вході випарника

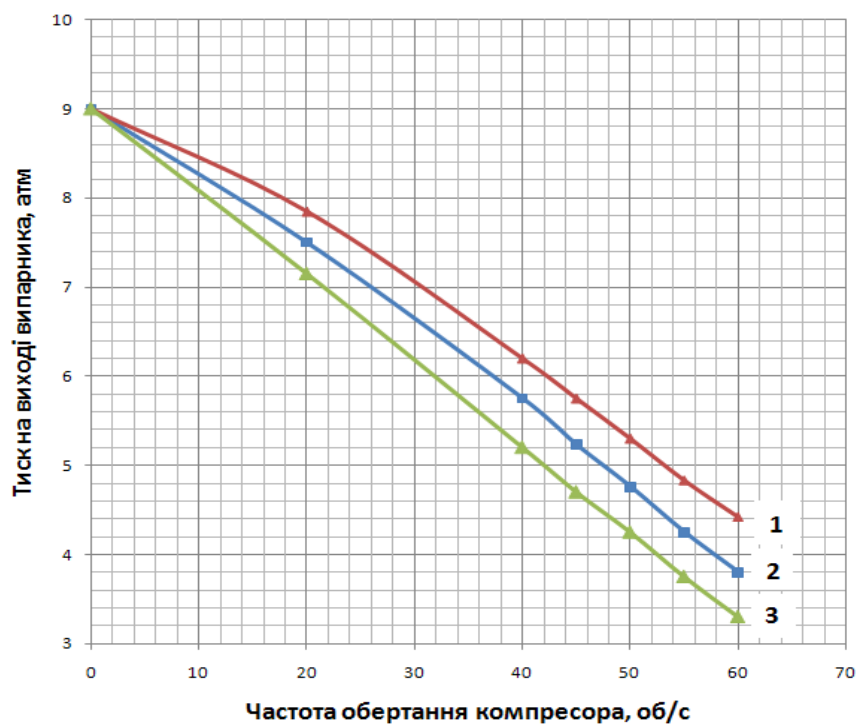
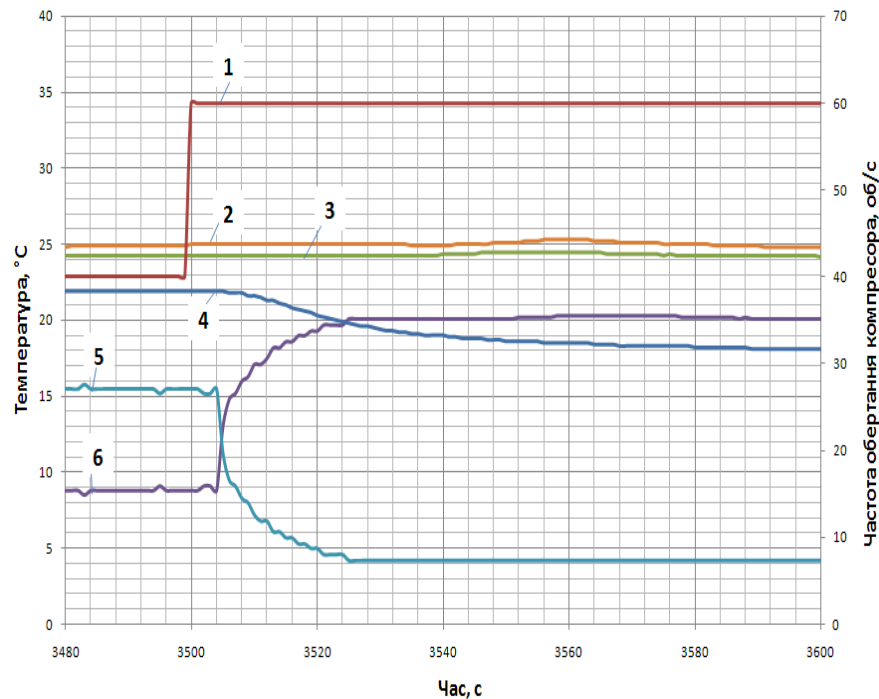


Рис. 3.11. Сімейство статичних характеристик по каналу «Частота обертання компресора – тиск на виході випарника» при різних положеннях ЕРВ

Отримані результати експериментів свідчать про те, що статичні характеристики по каналу « $N_{\text{КЛ}} - T_{\text{ПФ}}$ » мають майже лінійний характер, при сталих температурах $T_{\text{В.В.1}}$ та $T_{\text{В.К. 1}}$. При зміні $T_{\text{В.В.1}}$ спостерігається зміна нахилу статичної характеристики (коефіцієнта передачі) по каналу « $N_{\text{КЛ}} - T_{\text{ПФ}}$ ». Статичні характеристики каналу « $N_{\text{К}} - T_{\text{В.В.2}}$ » отримані при стабілізованій $T_{\text{ПФ}}$ нелінійні.



1 – частота обертання компресора, 2 – температура води на виході випарника, 3 – температура фреону на виході випарника, 4 – температура фреону на вході випарника, 5 – температура кипіння фреону, 6 – перегрів фреону на виході випарника.

Рис. 3.12. Динамічні характеристики по каналам перетворення теплового насоса, отримані при ступінчастій зміні частоти обертання компресора

3.2.2. Аналіз даних, отриманих при дослідженні контактного теплоутилізатора як ОК

Температуру продуктів згоряння на виході контактного утилізатора тепла $T_{\text{ДГ.ТУ.2}}$ можливо підтримувати або за рахунок цілеспрямованої зміни витрат охолоджуючої води через нього $G_{\text{В.ТУ}}$, або за рахунок зміни температури води на вході в теплоутилізатор $T_{\text{В.ТУ.1}}$. Технічна реалізація обох

засобів не є складною. Вибір між ними повинен ґрунтуватись на доцільності з точки зору якості керування та енергетичної ефективності установки в цілому. Для цього були проведені експериментальні дослідження і отримані статичні залежності температури ДГ на виході теплоутилізатора $T_{ДГ.ТУ.2}$ та його теплової потужності від витрат теплоносія через теплоутилізатор $G_{В.ТУ}$, та від його температури $T_{В.ТУ.1}$. Отримані залежності показані на рисунках 2-5.

На рисунках 3.13 та 3.14 наведені залежності температури ДГ на виході ТУ ТДГ.ТУ.2 та теплової потужності ТУ, відповідно від витрат води через ТУ при сталих температурах води на вході ТУ (1 – 20 °С, 2 – 25 °С).

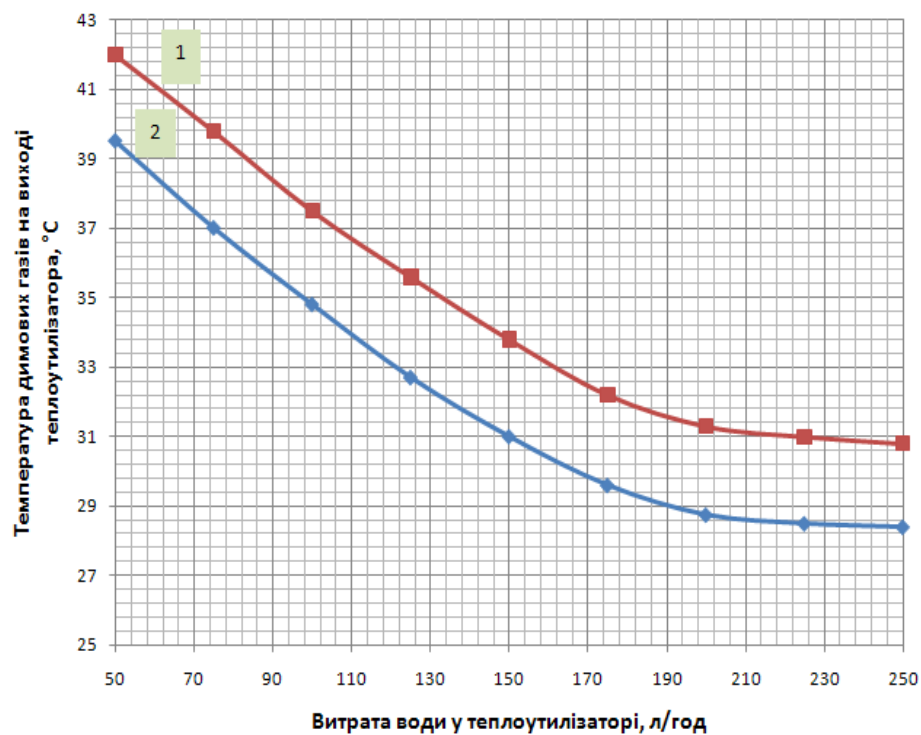


Рис. 3.13. Залежності температури ПЗ на виході ТУ від витрат води через ТУ

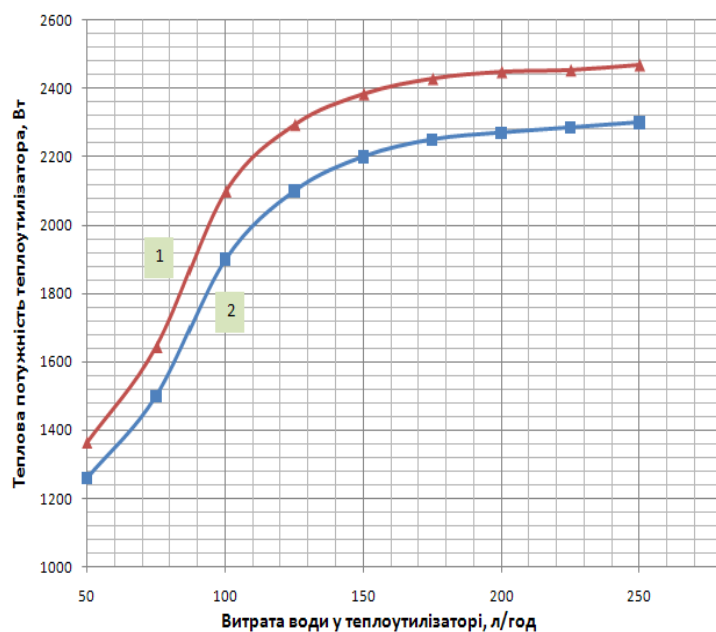


Рис. 3.14. Залежності теплової потужності ТУ, відповідно від витрат води через ТУ

На рисунку 3.15 наведено сімейство статичних характеристик по каналу «Температура води на вході ТУ – температура димових газів на виході ТУ» при сталих витратах води крізь ТУ (1 – 150 л/год, 2 – 180 л/год, 3 – 230 л/год).

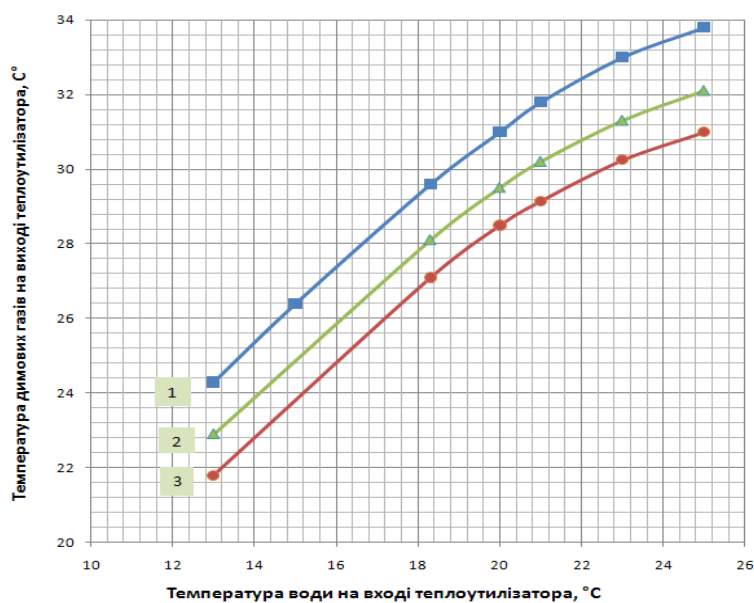


Рис. 3.15. Сімейство статичних характеристик по каналу «Температура води на вході ТУ – температура димових газів на виході ТУ» при сталих витратах води через ТУ

На рисунку 3.16 наведені залежності теплової потужності ТУ від температури води на вході ТУ при сталих витратах води крізь ТУ (1 – 230 л/год, 2 – 180 л/год, 3 – 150 л/год).

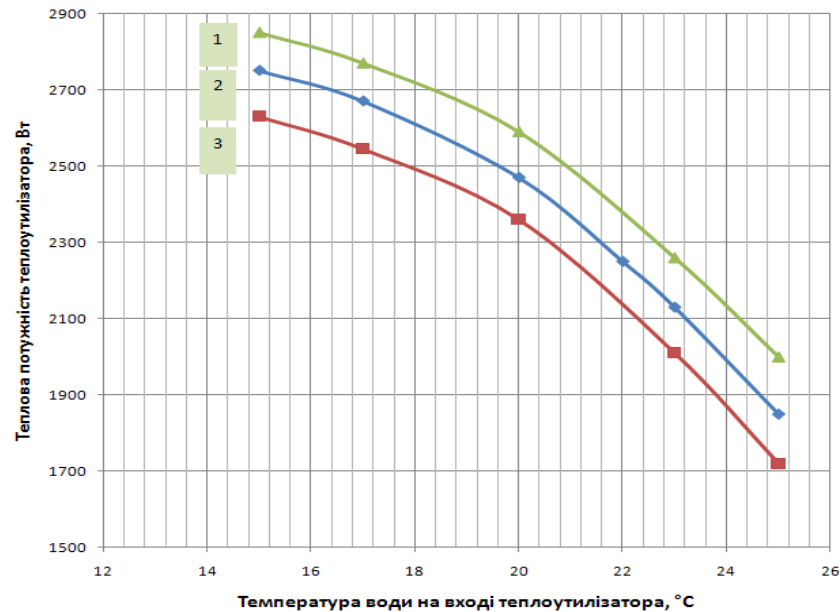


Рис. 3.16. Залежності теплової потужності ТУ від температури води на вході ТУ при сталих витратах води через ТУ

З енергетичної точки зору більш вигідно підтримувати максимально можливу температуру охолоджуючої води, тому стабілізацію режиму утилізації, тобто підтримку сталої температури на виході ТУ доцільно здійснювати за рахунок зміни температури води на вході ТУ при сталих витратах води. Крім того, з результатів експериментів видно, що статичні характеристики каналу «Витрати води у ТУ – температура димових газів на виході ТУ» мають більшу нелінійність та досить невеликий робочий діапазон витрат крізь ТУ (при збільшенні витрат вище 180 л/год теплова потужність ТУ майже не змінюється).

3.2.3. Аналіз даних, отриманих при дослідженні процесу УТПЗ як ОК в цілому

При дослідженні системи утилізації тепла ППС в цілому по каналу «Частота обертання компресора N_K – температура ПЗ на виході ТУ $T_{ДГ.ТУ.2}$ »

вода з виходу випарника подавалась безпосередньо до теплоутилізатора, а з його виходу знов до випарника. При цьому стабілізація температури води вже не відбувалась. Керуючим впливом була частота обертання компресора. Дослідження проводились при сталій температурі перегріву парів холодоагенту на виході випарника (при працюючій системі стабілізації рівня перегріву, $T_{\text{ПФ}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$) та при сталих температурі, вологовмісту та витратах димових газів. Отримана в результаті експерименту статична характеристика по каналу «Частота обертання компресора N_K – температура ДГ на виході ТУ $T_{\text{ДГ.ТУ.2}}$ » представлена на рис. 3.17. Її вигляд свідчить про те, що при сталій температурі перегріву холодоагенту на виході випарника (працюючому контурі регулювання перегріву) та сталих температурі та витратах продуктів згоряння залежність температури димових газів на виході з теплоутилізатора від частоти обертання компресора має майже лінійний характер.

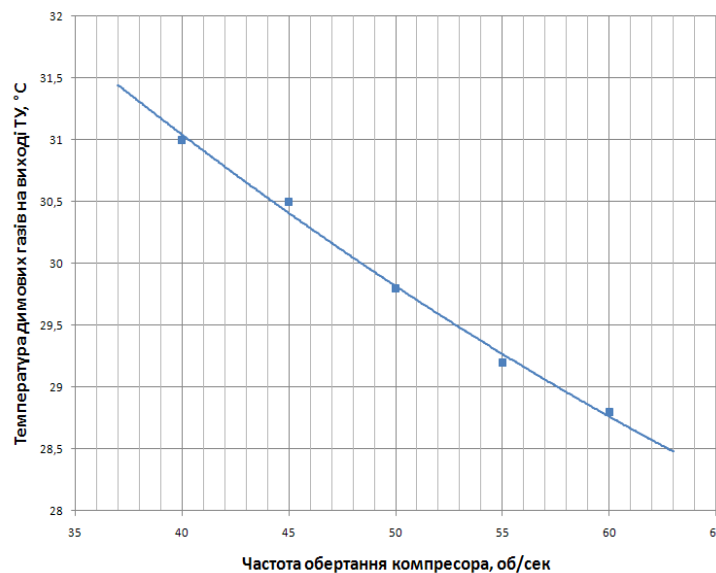


Рис. 3.17. Статична характеристика процесу УТПЗ по каналу «Частота обертання компресора – температура ДГ на виході»

На рис 3.18 представлені динамічні характеристики процесу УТПЗ як ОК по каналам температури охолоджуючої води на виході випарника ТН $T_{B.B.2}$ тобто вхідної води ТУ $T_{B.ТУ.1}$ (графік 3) та температури ДГ на виході ТУ $T_{\text{ДГ.ТУ.2}}$ (графік 2), отримані при ступінчастій зміні частоти обертання компресора N_K з 45 до 60 об/с (графік 1).

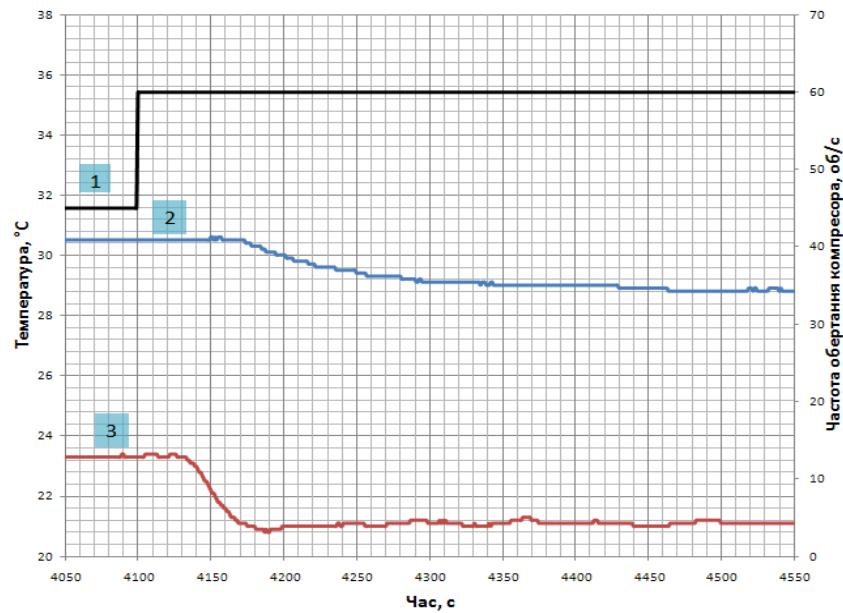


Рис. 3.18. Динамічні характеристики процесу УТПЗ як ОК по каналам температури охолоджуючої води на виході випарника ТН та температури ПЗ на виході ТУ

Отримані дані свідчать про те, що запізнення та сталі часу по каналу « $N_K - T_{ДГ.ТУ.2}$ » значно більші у порівнянні з каналом « $N_{KL} - T_{ПФ}$ ». Це пов'язано зі значною інерційністю контактного утилізатора.

3.3. Структурна та параметрична ідентифікація моделей динаміки каналів процесу УТПЗ як ОК

3.3.1. Структурна ідентифікація теплоутилізатора як ОК

При експериментальних дослідженнях теплоутилізатора було виявлено, що статичні характеристики каналу «Витрати води у ТУ – температура димових газів на виході ТУ» мають значну нелінійність та досить невеликий робочий діапазон витрат крізь ТУ (при збільшенні витрат вище 180 л/год теплова потужність ТУ майже не змінюється), а статичні характеристики по каналу « $T_{В.ТУ.1} - T_{ДГ.ТУ.2}$ » мають майже лінійний характер. Крім того, з енергетичної точки зору більш вигідно підтримувати максимально можливу температуру охолоджуючої води, тому стабілізацію режиму утилізації, тобто

підтримку сталої температури на виході ТУ доцільно здійснювати за рахунок зміни температури води на вході ТУ при сталих витратах води.

Виходячи з цього, представлена на рис. 3.20.

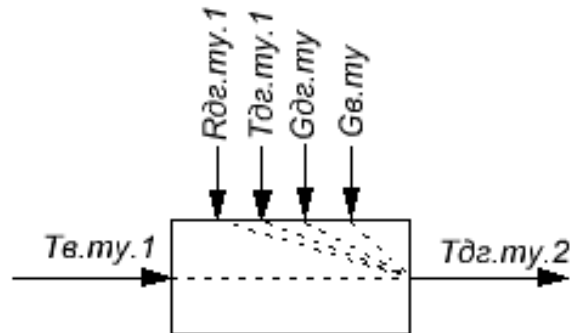


Рис. 3.20. Структурна схема теплоутилізатора як об'єкта керування

Регульованою змінною є температура димових газів на виході ТУ ($T_{ДГ.ТУ.2}$), а керуючим впливом – температура води на вході ТУ ($T_{В.ТУ.1}$). Всі інші параметри, що можуть впливати на температуру продуктів згоряння на виході ТУ, такі як температура ($T_{ДГ.ТУ.1}$), витрати ($G_{ДГ.ТУ}$) і точка роси димових газів на вході ТУ ($R_{ДГ.ТУ.1}$), та витрати охолоджуючої води крізь ТУ ($G_{В.ТУ}$), можна віднести до неконтрольованих збурень. З огляду характеристик наведених на рис. 1, доцільні витрати охолоджуючої води крізь ТУ становлять близько 230 л/год., тому крива №3 на рис. 3 і буде статичною характеристикою каналу керування « $T_{В.ТУ.1} - T_{ДГ.ТУ.2}$ »

3.3.2. Структурна ідентифікація теплового насосу як ОК

Аналіз даних, отриманих в ході експериментальних досліджень, та літературних джерел [43-46] свідчить про те, що для забезпечення нормальної роботи ТН в системі керування ним повинні бути присутні мінімум 2 контури керування:

1. Контур керування температурою перегріву парів холодоагенту на виході випарника ($T_{ПФ}$) Він забезпечує, з одного боку, відсутність в складі холодоагенту на вході в компресор крапельної фази, а з іншого боку - максимально можливе завантаження випарника. При цьому величина

перегріву вираховується як різниця між температурою парів холодоагенту на виході випарника ($T_{\phi.B.2}$) та кінцевою температурою кипіння холодоагенту ($T_{K.\phi.B.}$), вирахованою по рівню тиску парів холодоагенту на виході випарника ($P_{\phi.B.}$). Керуючим впливом за звичай є ступінь відкриття електронного розширювального вентиля (ЕРВ). У випадку застосування ЕРВ з кроковим електроприводом керуючою дією буде кількість кроків повороту крокового двигуна (N_{KL}) відносно закритого стану ЕРВ.

2. Контур керування продуктивністю ТН. Регульованою координатою контуру є температура охолоджуючої води на виході випарника ($T_{B.B.2}$). Керуючим впливом контуру є частота обертання компресора (N_K).

Основними збурюючими змінними для цих контурів регулювання є температури води на вході випарника ($T_{B.B.1}$) та конденсатора ($T_{B.K.1}$).

На рис. 3.21 наведено параметричну схему ТН як ОК.

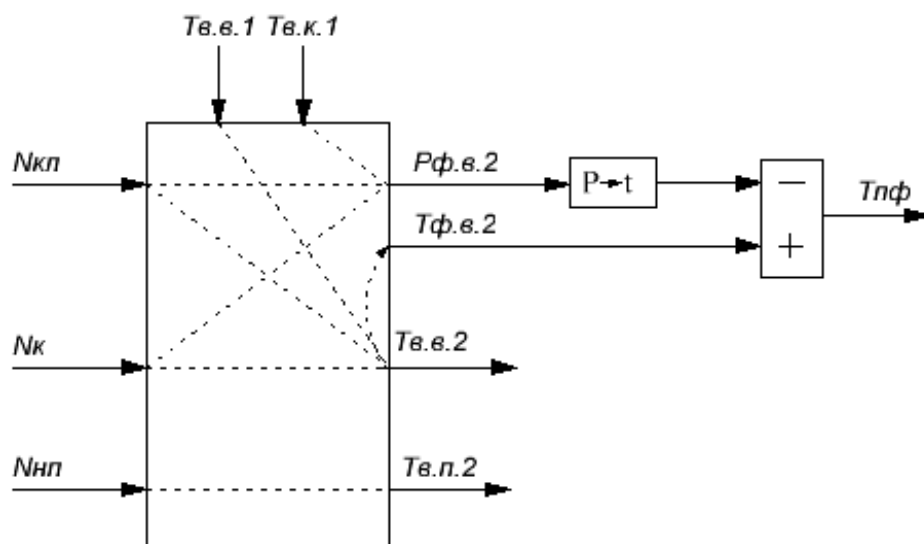


Рис. 3.21. Параметрична схема ТН як ОК

Для підвищення енергетичної ефективності теплового насосу до його складу включають переохолоджувач, який максимально можливо знижує температуру рідкого фреону перед ЕРВ ($T_{\phi.п.2}$). Переохолодження здійснюється теплообмінником-переохолоджувачем за рахунок попереднього підігріву води, яка поступає до системи гарячого водопостачання. Регульованою змінною контуру є температура води на виході

переохолоджувача ($T_{B.П.2}$), що підтримується на рівні температури води, яка надходить до конденсатора ($T_{B.К.1}$). А керуючим впливом є витрати води ($G_{B.П}$) крізь переохолоджувач, що задаються за рахунок зміни частоти обертання насоса переохолоджувача ($N_{П}$).

3.3.3. Структурна ідентифікація системи УТПЗ в цілому як ОК

Виходячи з викладеного в параграфах 3.3.1, 3.3.2 структурна схема системи УТПЗ з застосуванням ТН в цілому як ОК представлена на рис. 3.22.

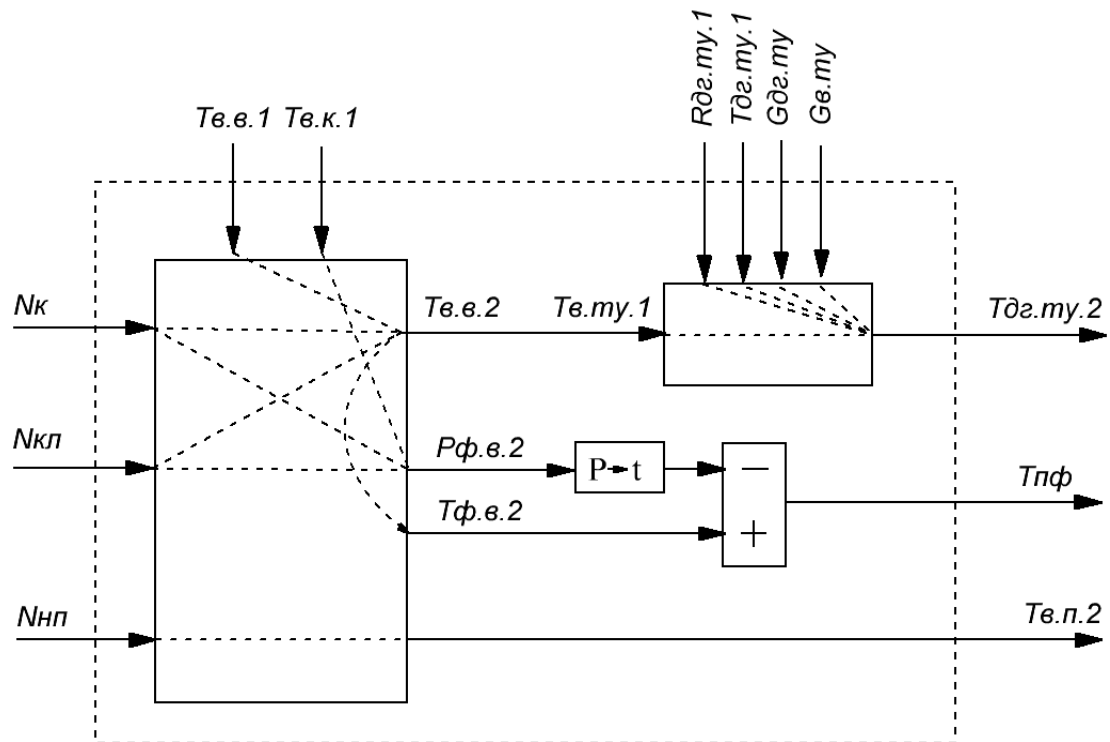


Рис. 3.22. Структурна схема процесу УТПЗ як ОК

В представлений на рис. 3.22 структурній схемі процесу УТПЗ канал регулювання рівня перегріву на виході випарника ($N_{кл}$ - $T_{пф}$) не змінюється. А канал регулювання температури води на виході випарника ТН за рахунок під'єднання конденсаційного теплоутилізатора перетворюється на канал регулювання температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора. При цьому температура води на виході випарника стає проміжною точкою з можливістю використання її для побудови каскадної системи регулювання.

3.4. Параметрична ідентифікація моделей динаміки каналів перетворення координатних дій процесу глибокої УТПЗ як ОК

Виходячи з фізичної сутності теплових і масообмінних процесів, що протікають в ОК, він є об'єктом з розподіленими параметрами, що визначає його статичні та динамічні властивості. Відомо, що у відносно повній мірі математично ці процеси можуть бути описані нелінійними диференціальними рівняннями в частинних похідних. Рішення таких рівнянь є досить складним і використовується при розробці конструктивних особливостей пристроїв. Застосування таких складних моделей для задач управління вкрай важко. Практика розробки частіше орієнтується на отримання опису математичних моделей, отриманих на основі експериментальних досліджень ОК по каналах управління і збурення. При цьому моделі (вимушено) підрозділяють на моделі статички і динаміки. Для отримання описаних моделей розроблені відповідні підходи. Процедури отримання цих моделей розглядаються в теорії ідентифікації. Тобто в практиці управління, як правило, використовують моделі, отримані в ході процедури ідентифікації. Але також відомо, що номінальний режим функціонування ОК пов'язаний з порівняно вузьким діапазоном змін регульованих координат. А в такому діапазоні процеси можуть бути описані лінійними диференціальними рівняннями, тобто допустимою є лінеаризація моделі ОК.

Основні канали процесу утилізації тепла ПЗ як ОК, мають властивості самовирівнювання, тому їх математичні моделі можуть бути описані передатними функціями зі статичними властивостями. Зокрема, в інженерній практиці, в якості таких моделей часто використовують передатні функції першого або другого порядку наступного вигляду:

$$W_0(p) = \frac{K_0 \cdot e^{-\tau_0 p}}{T_0 p + 1}; \quad W_0(p) = \frac{K_0 \cdot e^{-\tau_0 p}}{(T_0 p + 1)^2} \quad (3.1)$$

Отримані експериментальні дані дозволили провести ідентифікацію моделей (3.1) динамічних властивостей всіх каналів перетворення

координатних впливів процесу як ОК. Результати ідентифікації по каналах керування представлені в таблиці 3.2. В таблиці 3.3 представлені результати ідентифікації перехресних зв'язків (каналів), тобто впливів одних каналів управління на інші. В таблиці 3.4 - результати ідентифікації каналів контрольованих збурень.

Таблиця 3.2

Моделі динаміки каналів керуючих впливів

Канали керування	Моделі першого порядку	Моделі другого порядку
$N_{KL} - P_{\Phi.B.}$	$W_0(p) = \frac{0,0455 \cdot e^{-9,25p}}{18,13p + 1}$	$W_0(p) = \frac{0,0455 \cdot e^{-3,7p}}{(11,38p + 1)^2}$
$N_{KL} - T_{\Phi.B.2}$	$W_0(p) = \frac{-0,08 \cdot e^{-28p}}{10p + 1}$	$W_0(p) = \frac{-0,08 \cdot e^{-23,5p}}{(6,88p + 1)^2}$
$N_{KL} - P_{B.B.2}$	$W_0(p) = \frac{-0,112 \cdot e^{-24,2p}}{16,5p + 1}$	$W_0(p) = \frac{-0,112 \cdot e^{-15p}}{(12,06p + 1)^2}$
$N_K - T_{ДГ.ТУ.2}$	$W_0(p) = \frac{-0,077 \cdot e^{-54,5p}}{58,75p + 1}$	$W_0(p) = \frac{-0,077 \cdot e^{-36p}}{(36,88p + 1)^2}$
$N_{II} - T_{B.II.2}$	$W_0(p) = \frac{-0,135 \cdot e^{-63,2p}}{256p + 1}$	$W_0(p) = \frac{-0,077 \cdot e^{-42,5p}}{(192,3p + 1)^2}$

Таблиця 3.3

Моделі динаміки каналів перехресних зв'язків

Канали перехресних зв'язків	Моделі першого порядку	Моделі другого порядку
$N_K - P_{\Phi.B.}$	$W_0(p) = \frac{-0,034 \cdot e^{-0,22p}}{0,375p + 1}$	$W_0(p) = \frac{-0,034 \cdot e^{-0,01p}}{(0,275p + 1)^2}$
$N_{KL} - T_{B.B.2}$	$W_0(p) = \frac{-0,08 \cdot e^{-23p}}{8p + 1}$	$W_0(p) = \frac{-0,08 \cdot e^{-18p}}{(5,8p + 1)^2}$

Таблиця 3.4

Моделі динаміки каналів контрольованих збурень

Канали збурень	Моделі першого порядку	Моделі другого порядку
$T_{B.B.1} - T_{B.B.2}$	$W_0(p) = \frac{1 \cdot e^{-10.2p}}{18.1p + 1}$	$W_0(p) = \frac{1 \cdot e^{-7.1p}}{(14.2p + 1)^2}$
$T_{B.K.1} - P_{\Phi.B}$	$W_0(p) = \frac{0,16 \cdot e^{-12.5p}}{25.1p + 1}$	$W_0(p) = \frac{0,16 \cdot e^{-6.2p}}{(15.3p + 1)^2}$

Необхідно підкреслити, що представлені в таблицях 3.2 – 3.4 моделі (передатні функції) адекватно описують тільки динамічні властивості каналів об'єкта. Їх статичні характеристики є досить складними, зокрема нелінійними, функціями кількох аргументів. Так наприклад, тиск холодоагенту на виході випарника ($P_{\Phi.B.2}$) і температура води на виході випарника ($T_{B.B.2}$) є функціями мінімум трьох аргументів (змінних) - положення ЕРВ, продуктивності компресора і тиску в конденсаторі.

Використання моделей 1-го порядку при реалізації закону управління з диференціальною складовою призводить до розриву безперервності складових управління. Тому ці моделі використовуються для розрахунку початкових налаштувань регуляторів. При побудові моделей ОК прийнято використовувати моделі 2-го порядку, оскільки вони не дають розриву безперервності при використанні досить поширеного ПД-регулятора.

3.4. Розробка математичної моделі процесу УТПЗ та її реалізація у середовищі імітаційного моделювання

3.4.1. Загальна структура імітаційної моделі

Сучасні підходи до розробки та дослідження енергоефективних систем керування орієнтовані на застосування комп'ютерних імітаційних експериментів з моделями ОК. До розробки моделей існують різні підходи. Деякі з них орієнтовані на розрахунок конструктивних особливостей

елементів системи [28-30]. Однак такий підхід призводить до того, що моделі містять велику кількість емпіричних коефіцієнтів, необхідних для розрахунку конструкції даних агрегатів. Ці моделі відрізняються достатньою громіздкістю, включають велику кількість емпіричних коефіцієнтів, що призводить, врешті-решт, до досить великого розкиду значень розрахункових параметрів. Крім того, такі моделі часто слабо відображають динамічні властивості модельованих елементів системи, які дуже важливі при побудові систем управління.

Інший, спрощений, підхід до побудови моделей таких систем [18, 31, 32] зазвичай полягає в застосуванні моделей елементів системи з зосередженими параметрами, без урахування їх конструктивних особливостей. Такий підхід зазвичай зводиться до розрахунку основних параметрів процесів на підставі термодинамічних властивостей теплоносіїв, а також теплових і матеріальних балансів системи. При цьому матеріальний баланс описується умовою нерозривності, тобто рівністю масової витрати теплоносія через послідовно включені елементи системи, а теплової - визначається законом збереження енергії і описується рівняннями теплового балансу.

Однак при такому підході модель слабо відображає динамічні властивості об'єктів. Тому така модель розраховує з достатньою достовірністю значення змінних процесу, що відповідають умовам матеріальних і енергетичних балансів в різних точках системи в сталих режимах повинна бути доповнена динамічними ланками, параметри яких були отримані в результаті обробки експериментальних даних при ідентифікації каналів перетворення координатних дій процесу як ОУ.

В розділі 2 була описана і досліджена фізична модель системи глибокої утилізації тепла ППС, яка складається з парокомпресійного теплового насоса типу "вода-вода" і контактного теплообмінника-утилізатора. Структура імітаційної моделі була обрана відповідно до структури фізичної моделі.

Взаємозв'язки між елементами моделі також відповідають фізичним параметрам.

Структурна схема імітаційної моделі представлена на рисунку 3.23.

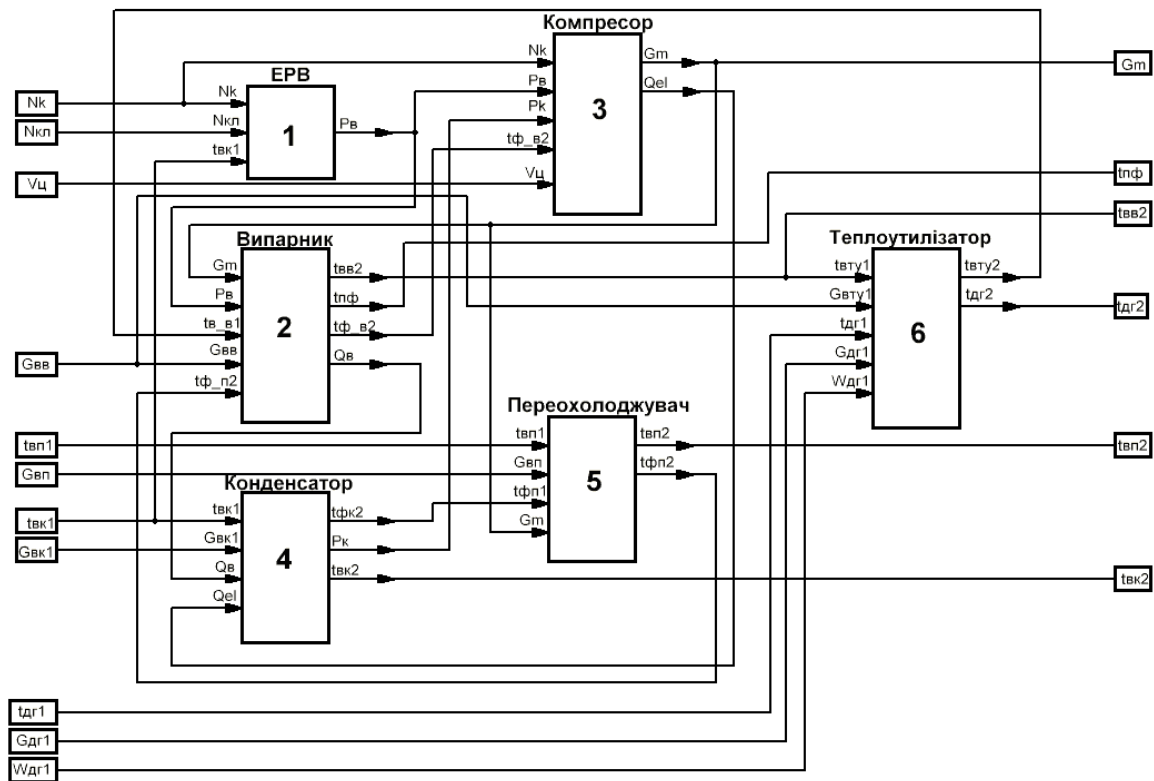


Рис. 3.23. Структурна схема моделі теплонасосного утилізатора тепла ПЗ

До її складу входять моделі: ЕРВ (1), випарника (2), компресора (3), конденсатора (4), переохолоджувача (5) і контактного теплообмінника-утилізатора (6). Взаємозв'язки між ними відображають основні матеріальні та енергетичні потоки процесу. В системі присутні 2 основних контури в яких зберігається матеріальний і енергетичний баланси [7, 10]. Контур холодоагенту парокомпресійного теплового насоса "Вода – вода" і водяний контур теплоутилізатора. Контур холодоагенту включає в себе компресор, конденсатор, ЕРВ, переохолоджувач і випарник. Умова матеріального балансу (нерозривності) визначає те, що масова витрата холодоагенту G_M через всі елементи цього контуру однакова.

$$G_M = G_{Mкп} = G_{Mкд} = G_{Mп} = G_{Mерв} = G_{Mв} \quad (3.2)$$

де $G_{\text{Мкп}}$ – масова витрата холодоагенту через компресор;
 $G_{\text{Мкд}}$ – масова витрата холодоагенту через конденсатор;
 $G_{\text{Мп}}$ – масова витрата холодоагенту через переохолоджувач;
 $G_{\text{Мерв}}$ – масова витрата холодоагенту через ЕРВ;
 $G_{\text{Мв}}$ – масова витрата холодоагенту через випарник.

Умовою безаварійного ведення технологічного процесу УТПЗ є газоподібний стан холодоагенту на вході компресора. Рушійною силою, що забезпечує циркуляцію холодоагенту, є перепад тисків, який створюється компресором. Рівень тиску парів холодоагенту на вході компресора забезпечує виконання умови матеріального балансу – рівності масової витрати холодоагенту через ЕРВ і компресор. Рівень тиску парів холодоагенту на виході компресора визначається режимом роботи конденсатора.

Водяний контур включає в себе контактний теплообмінник повітря-вода і випарник. В ньому відбувається конденсація частини вологи з ППС і за рахунок цього збільшення маси води в контурі. Однак в системі присутній пристрій для відводу зайвої води що підтримує постійну масу охолоджуючої води в контурі.

Енергетичний (тепловий) баланс процесу УТПЗ без урахування втрат в навколишнє середовище описується рівністю теплових потужностей:

$$P_{\text{Ту}} = P_{\text{В}} = (P_{\text{Кд}} + P_{\text{П}} - P_{\text{Кп}}) \quad (3.3)$$

де $P_{\text{Ту}}$ – потужність контактного теплообмінника;
 $P_{\text{В}}$ – потужність випарника;
 $P_{\text{Кд}}$ – потужність конденсатора;
 $P_{\text{П}}$ – потужність переохолоджувача;
 $P_{\text{Кп}}$ – потужність компресора.

3.4.2. Математична модель ЕРВ

Математична модель ЕРВ (1) побудована на основі експериментальних досліджень статичних та динамічних властивостей процесу УТПЗ, викладених у [1, 2]. Вхідними параметрами для моделі ЕРВ є положення ЕРВ, частота обертання компресора та температура води на вході в конденсатор. Вихідний параметр моделі - тиск на виході випарника, який є функцією трьох змінних. Дві з них – положення клапана ЕРВ ($N_{\text{кл}}$) та частота обертання компресора ($N_{\text{к}}$) – зазвичай виконують функції керуючих впливів в системі керування. Статичні властивості цієї залежності описуються функцією двох змінних.

$$P_{\text{фв2}}(N_{\text{кл}}, N_{\text{к}}) = \left(\frac{1500}{88 + N_{\text{к}}} \right) - 0.03 \cdot N_{\text{кл}} \cdot N_{\text{к}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{N_{\text{кл}}}{50}} \right) \quad (3.4)$$

де $P_{\text{фв2}}$ – тиск холодоагенту на виході випарника

$N_{\text{кл}}$ – положення клапана ЕРВ;

$N_{\text{к}}$ – частота обертання компресора

На рисунку 3.24 представлена реалізація цієї залежності у середовищі імітаційного моделювання Simulink

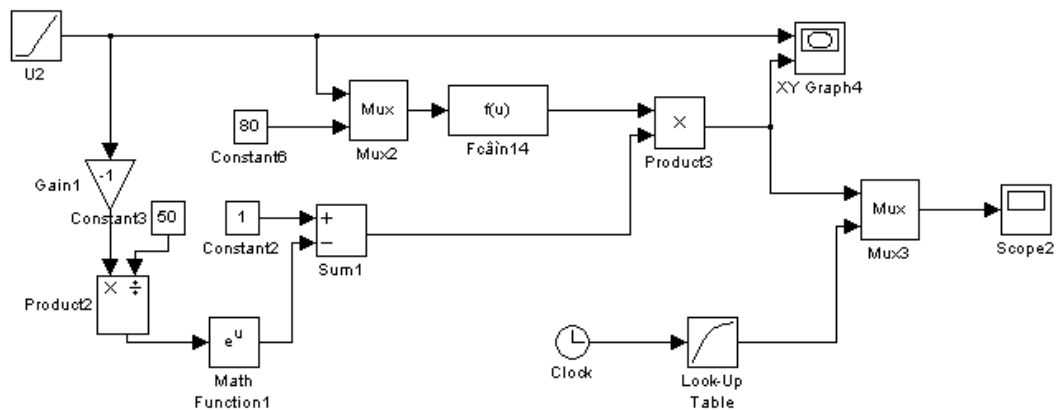


Рис. 3.24. Реалізація моделі розрахунку тиску на виході випарника

Третя змінна - температура теплоносія на вході в конденсатор. За результатами проведених досліджень зміна температурного режиму конденсатору призводить до суттєвого зсуву статичної залежності тиску

холодоагенту на вході компресора від положення клапану ЕРВ ($N_{кл}$) та частоти обертання компресора (N_k). Залежність величини зсуву від температури води на вході конденсатора має лінійний характер. Динамічні властивості каналів формуються динамічними ланками, передатні функції яких були отримані у [2].

На рисунку 3.25 представлена реалізація математичної моделі ЕРВ у середовищі імітаційного моделювання Simulink.

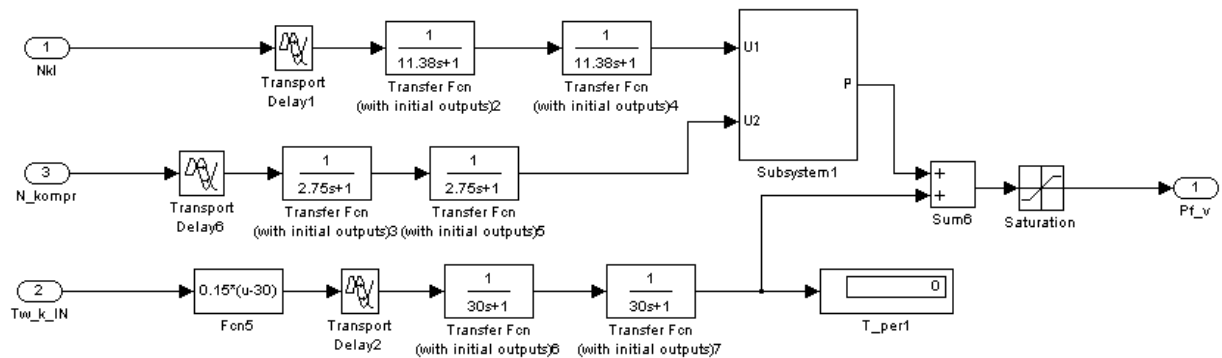


Рис. 3.25. Реалізація математичної моделі ЕРВ у середовищі імітаційного моделювання Simulink

3.4.3. Математична модель випарника ТН

У реальному тепловому насосі через різницю між температурою рідкого холодоагенту що надходить до ЕРВ і температурою, що відповідає тиску після ЕРВ, відбувається його часткове випаровування та охолодження до температури, що відповідає тиску на початку випарника (після ЕРВ). При цьому частина холодоагенту, що випаровується, не бере участі в процесі відбору тепла в випарнику і є «баластовою витратою» (G_{MB}). Тому «ефективна витрата» холодоагенту (G_{ME}), яка бере участь у відборі тепла в випарнику, завжди менше, ніж його загальна витрата через ЕРВ.

$$G_{ME} = G_M - G_{MB} \quad (3.5)$$

де G_M – загальна масова витрата холодоагенту крізь ЕРВ;

G_{MB} – баластова витрата холодоагенту (яка не приймає участі у відборі тепла у випарнику).

Баластова витрата холодоагенту розраховується наступним чином:

$$G_{MB} = \frac{(t_{кл1} - t_{кл2}) \cdot C_{fr} \cdot G_M}{L_\Phi} \quad (3.6)$$

де $t_{кл1}, t_{кл2}$ – температури холодоагенту до та після розширювального вентилля (РВ);

C_{fr} – теплоємність холодоагенту при середній температурі на РВ;

L_Φ – питома теплота пароутворення при середній температурі на РВ.

Реалізація математичної моделі підсистеми розрахунку рівнів «ефективної» (G_{ME}) та «баластової» (G_{MB}) витрат холодоагенту в середовищі імітаційного моделювання Simulink представлена на рисунку 3.26.

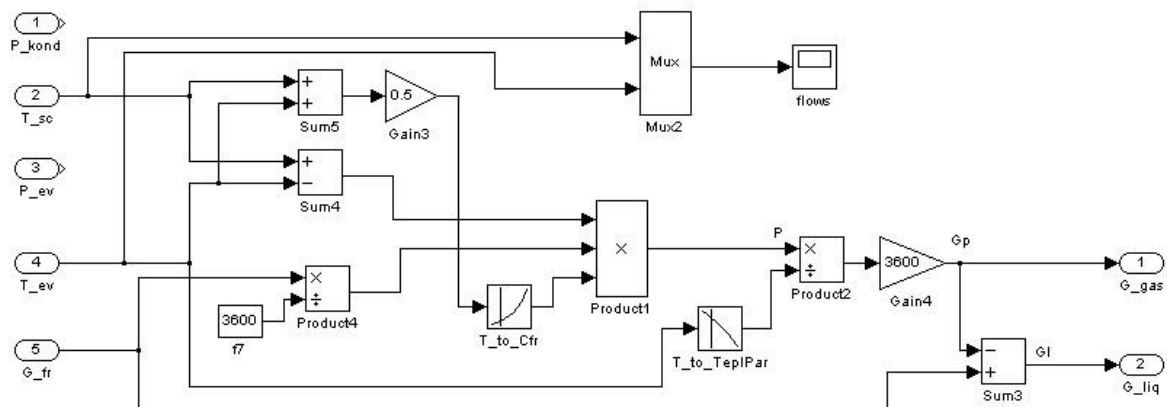


Рис. 3.26. Реалізація математичної моделі підсистеми розрахунку рівнів «ефективної» (G_{ME}) та «баластової» (G_{MB}) витрат холодоагенту в середовищі імітаційного моделювання Simulink

Експериментальні дослідження показали, що залежність втрат тиску (а значить і перепаду температур кипіння) на випарнику від витрати холодоагенту не монотонно зростаюча функція. Вона має екстремум і є спадаючою при роботі випарника в режимах близьких до максимальних навантажень [2, 11, 15]. При зміні величини перегріву парів холодоагенту на виході випарника в діапазоні від 15 до 0 °C перепад температур його кипіння за довжиною випарника зменшується на кілька градусів, що істотно впливає на енергетичні показники його роботи і має бути врахований при побудові

математичної моделі і розробці алгоритмів керування. Тому до математичної моделі випарника була додана підсистема розрахунку перепаду температур кипіння (тиску) по довжині випарника в залежності від витрати холодоагенту, що враховує довжину ділянки випарника на якій відбувається кипіння рідкої фази.

Перепад температур кипіння холодоагенту на випарнику розраховується з використанням наступної залежності:

$$\Delta t_b = \left(\frac{G_E}{G_{MAX}} \cdot G_E^2 \cdot K_3 \right) + \left(\left(1 - \frac{G_E}{G_{MAX}} \right) \cdot (G_M \cdot K_P)^2 \cdot K_4 \right) \quad (3.7)$$

де G_{MAX} – максимально можлива витрата холодоагенту при даних умовах*;

K_P – коефіцієнт розширення холодоагенту при випаровуванні;

K_3, K_4 – емпіричні коефіцієнти, які характеризують питомий опір каналу випарника для газу та рідини відповідно.

* – витрати холодоагенту при досягненні нульового перегріву парів на виході випарника.

Максимально можлива витрата холодоагенту через прямотоковий коаксіальний випарник G_{MAX} залежить від різниці між температурою води на вході в випарник та температурою кипіння холодоагенту (температурного напору у випарнику). Експериментально доведено, що ця залежність має майже лінійний характер і для випарника лабораторної установки може бути описана наступним рівнянням:

$$G_{MAX} = 7.24 \cdot (T_{B.V.1} - T_{K.Ф.}) + 8.77 \quad (3.8)$$

де $T_{B.V.1}$ – температура води на вході у випарник

$T_{K.Ф.}$ – температура кипіння холодоагенту на виході випарника

Тоді температура холодоагенту на вході випарника t_{BB1} (після ЕРВ, t_{KL2}):

$$t_{BB1} = t_{KL2} = t_{BB2} - \Delta t_b \quad (3.9)$$

Математична модель цієї підсистеми, реалізована у середовищі імітаційного моделювання Simulink, представлена на рисунку 3.27.

Результати моделювання при різних температурних напорах в випарнику (ΔT_H) на рис 3.26 (1 - $\Delta T_H = 13^\circ\text{C}$, 2 - $\Delta T_H = 11^\circ\text{C}$, 3 - $\Delta T_H = 9^\circ\text{C}$, 4 – точки максимально можливої витрати холодоагенту, при нульовому рівні перегріву).

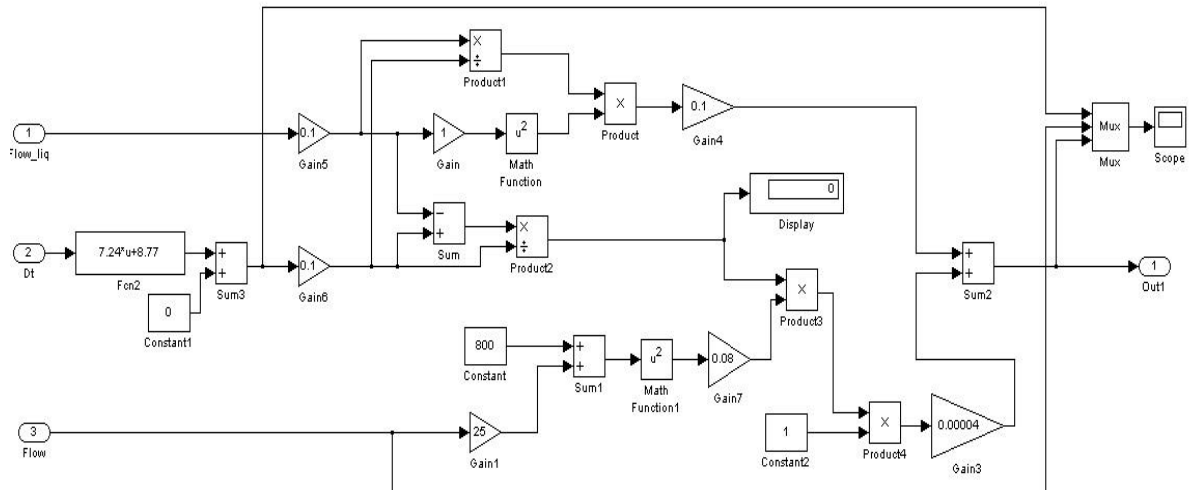
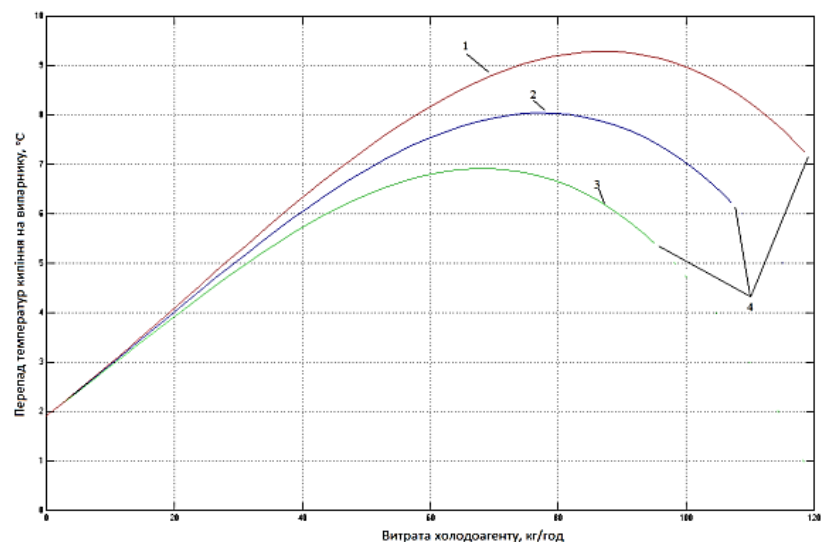


Рис. 3.25. Реалізація імітаційної моделі підсистеми розрахунку перепаду температур кипіння холодоагенту у випарнику в середовищі Simulink



1 - $\Delta T_H = 13^\circ\text{C}$, 2 - $\Delta T_H = 11^\circ\text{C}$, 3 - $\Delta T_H = 9^\circ\text{C}$,

4 – точки максимально можливої витрати холодоагенту

Рис. 3.26. Результати моделювання роботи підсистеми розрахунку перепаду при різних температурних напорах ΔT_H у випарнику

Суттєвий вплив на роботу випарника має температура теплоносія на його вході та його витрата. Ці величини впливають на температурний напір у випарнику і визначають при інших рівних умовах максимально можливе теплове навантаження випарника при наявності перегріву парів холодоагенту на його виході, тобто повному википанні.

Температура теплоносія на виході випарника розраховується за наступним виразом:

$$t_{\text{ВВ}2} = t_{\text{ВВ}1} - \frac{P_{fr} \cdot K_{\text{ВТ}}}{G_{\text{ВВ}} \cdot C_{\text{В}}} \quad (3.10)$$

де $t_{\text{ВВ}1}$ – температура води на вході в випарник;

P_{fr} – теплова потужність випарника по холодоагенту;

$K_{\text{ВТ}}$ – коефіцієнт втрат потужності ($K_{\text{ВТ}} = 0,9 \dots 0,97$, залежить від конструкції випарника);

$G_{\text{ВВ}}$ – витрата води у випарнику;

$C_{\text{В}}$ – теплоємність води.

Теплова потужність випарника по холодоагенту:

$$P_{fr} = G_{\text{МЕ}} \cdot (I_g - I_l) \quad (3.11)$$

де I_g – ентальпія газоподібного холодоагенту на виході випарника;

I_l – ентальпія рідкого холодоагенту на вході випарника;

$G_{\text{МЕ}}$ – «ефективна витрата» холодоагенту крізь випарник.

Математична модель випарника містить також динамічні залежності по каналах температури води та холодоагенту на виході випарника, які були ідентифіковані експериментально у параграфі 3.3.

Реалізація математичної моделі випарника, у середовищі імітаційного моделювання Simulink наведена на рисунку 3.27.

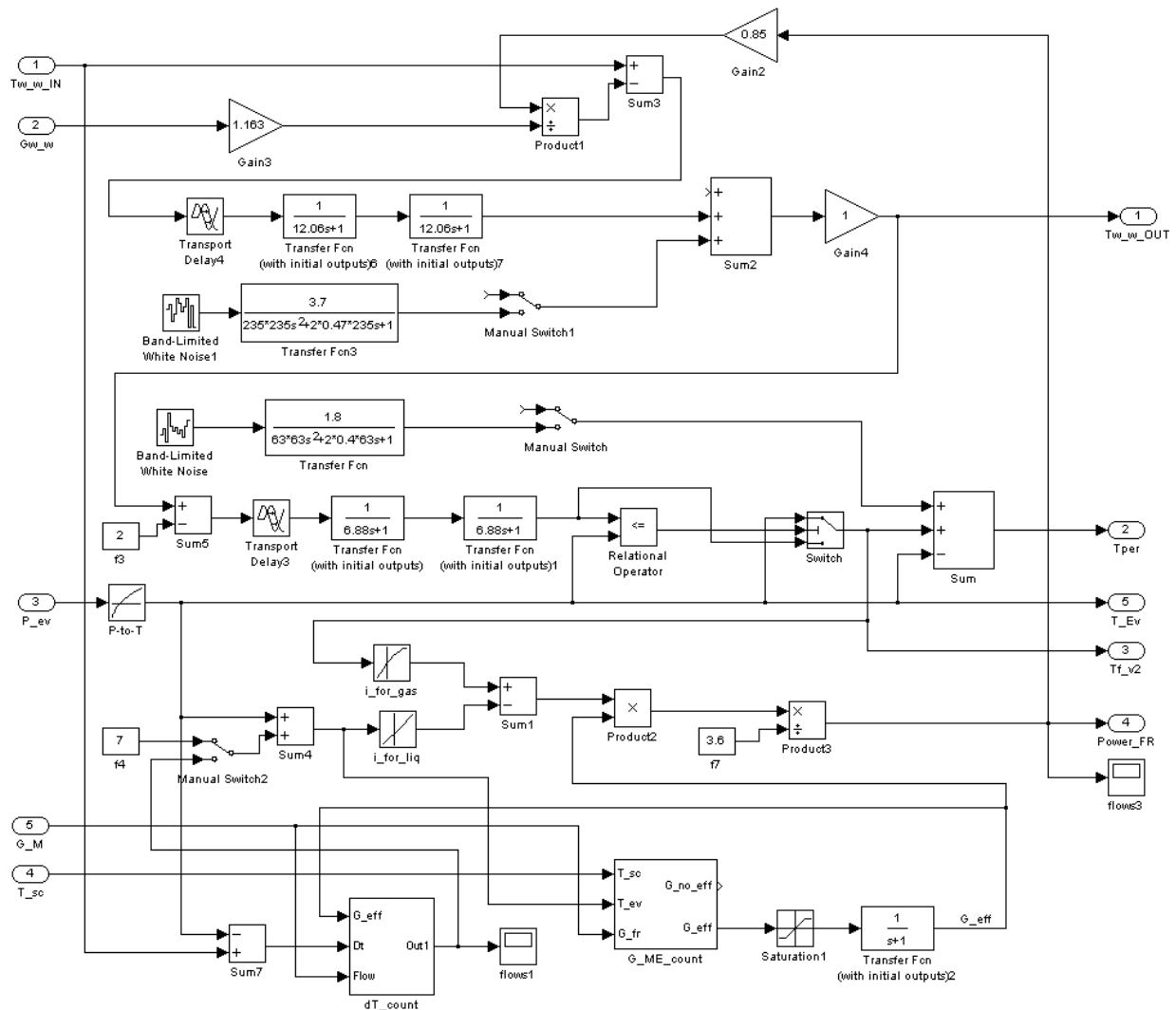


Рис. 3.27. Реалізація математичної моделі випарника, у середовищі імітаційного моделювання Simulink

3.4.4. Математична модель компресора

Математична модель компресора призначена для розрахунку масової витрати G_M холодоагенту та електричної потужності компресора P_{el} . На вході в якості входніх параметрів моделі використовуються частота обертання двигуна компресора, об'єм одного циліндра компресора, кількість циліндрів компресора, коефіцієнт подачі компресора, тиск холодоагенту на вході компресора (на виході випарника), тиск на виході компресора (на вході в конденсатор), температура холодоагенту на вході компресора. Для спрощення моделі в ній не враховуються динамічні властивості компресора, а статичні залежності розраховуються за наступними виразами.

Об'ємна витрата холодоагенту крізь компресор розраховуються за наступним виразом:

$$G_{об} = N_k \cdot V_{cyl} \cdot N_{cyl} \cdot K_{\pi} \quad (3.12)$$

де N_k – частота обертання двигуна компресора;

V_{cyl} – об'єм одного циліндра компресора;

N_{cyl} – кількість циліндрів компресора;

K_{π} – коефіцієнт подачі компресора.

Коефіцієнт подачі залежить від значення тисків холодоагенту до та після компресора [3]:

$$K_{\pi} = 1 - \left(\frac{P_k}{P_b} \cdot a \right) \quad (3.13)$$

де P_k – тиск у конденсаторі;

P_b – тиск у випарнику;

a – коефіцієнт, який враховує об'ємні втрати, притаманні даному типу компресора (для роторних компресорів $a = (0,03 - 0,05)$).

Масова витрата холодоагенту (G_M) [6]:

$$G_M = \frac{G_{об} \cdot P_b \cdot M_{fr}}{R \cdot T} \cdot K_K \quad (3.14)$$

де P_b – тиск холодоагенту на вході компресора;

M_{fr} – молярна маса холодоагенту;

R – універсальна газова постійна;

T – температура перегрітого холодоагенту на вході компресора;

K_K – коригувальний коефіцієнт, враховуючий не ідеальність газу.

Електрична потужність компресора (P_{el}) розраховується за наступним виразом:

$$P_{el} = ((P_k - P_b) \cdot K_1 + P_b \cdot K_2) \cdot \eta_k \quad (3.15)$$

де P_k – тиск холодоагенту на виході компресора;

P_b – тиск холодоагенту на вході компресора;

3.4.5. Математична модель конденсатора

Вхідними параметрами моделі є теплова потужність випарника (P_{fr}), електрична потужність компресора (P_{el}), температура (t_{BK1}) та витрата води крізь конденсатор (G_{BK}). Розглядаючи конденсатор як об'єкт з зосередженими параметрами та виходячи з того, що у системі в статичних режимах підтримуються тепловий та енергетичний баланси, можливо розрахувати теплову потужність (P_k), яка виділяється на конденсаторі як суму потужностей випарника та компресора з урахуванням втрат в навколишнє середовище:

$$P_k = (P_{fr} + P_{el} \cdot K_{BTe}) \quad (3.16)$$

де P_{fr} – теплова потужність випарника по холодоагенту;

P_{el} – електрична потужність споживана компресором;

K_{BTe} – коефіцієнт втрат теплової потужності на двигуні

Тоді температура води на виході конденсатора (t_{BK2}):

$$t_{BK2} = t_{BK1} + \frac{P_k \cdot K_{BTK}}{G_{BK} \cdot C_B} \quad (3.17)$$

де t_{BK1} – температура води на вході в конденсатор;

K_{BTK} – коефіцієнт втрат теплової потужності на конденсаторі;

G_{BK} – витрата води крізь конденсатор;

C_B – теплоємність води.

Температура конденсації холодоагенту (t_{KD}) залежить від температури води на виході конденсатора та щільності теплового потоку крізь нього, яка в свою чергу залежить від потужності, що виділяється на конденсаторі та його конструкції [34]:

$$t_{KD} = t_{BK2} + (P_{fr} + P_{el}) \cdot K_5 \quad (3.18)$$

де K_5 – емпіричний коефіцієнт, який залежить від конструкції конденсатора.

Температура холодоагенту на виході конденсатора ($t_{\Phi K2}$):

$$t_{\Phi K2} = t_{BK1} + (P_{fr} + P_{el}) \cdot K_6 \quad (3.19)$$

де K_6 – емпіричний коефіцієнт, який залежить від конструкції конденсатора.

Динамічні властивості каналів описуються ланками, передатні функції яких були отримані в параграфі 3.3.

На рисунку 3.30 представлена реалізація математичної моделі конденсатора у середовищі імітаційного моделювання Simulink.

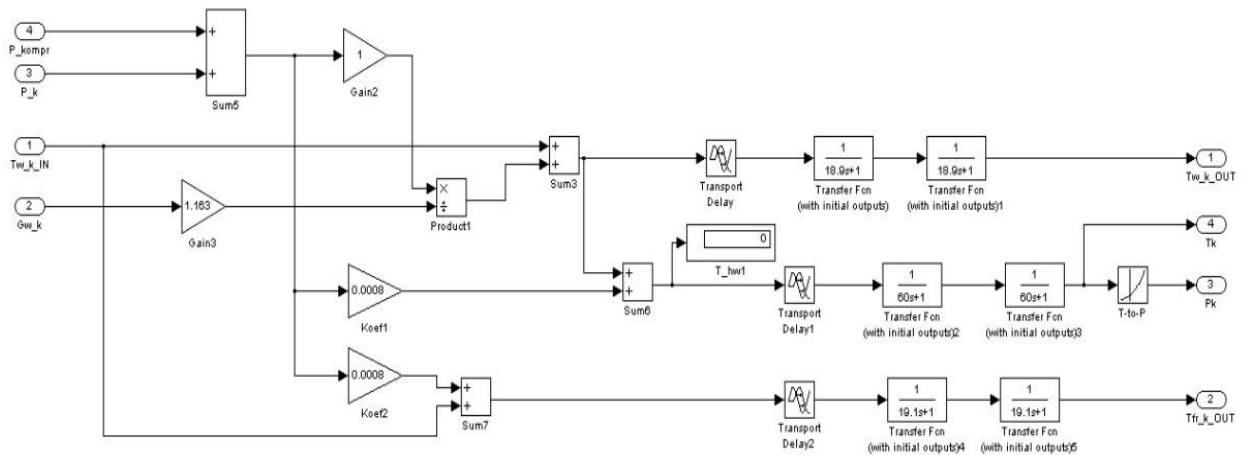


Рис. 3.30. Реалізація математичної моделі конденсатора у середовищі імітаційного моделювання Simulink

3.4.6. Математична модель переохолоджувача

Вхідними параметрами математичної моделі переохолоджувача є температура (t_{BP1}) та витрата (G_{BP}) води крізь переохолоджувач, а також температура ($t_{\Phi P1}$) та витрата (G_M) холодоагенту крізь нього. Переохолоджувач також розглядається як об'єкт з зосередженими параметрами. Потужність, що виділяється при переохолодженні рідкого холодоагенту (P_{Π}) розраховується за наступною залежністю:

$$P_{\Pi} = G_M \cdot (I_{l1} - I_{l2}) \quad (3.20)$$

де I_{l1} та I_{l2} – ентальпії рідкого холодоагенту на вході і виході переохолоджувача відповідно;

Температура води на виході переохолоджувача рідкого холодоагенту ($t_{\text{ВП}2}$) розраховується за виразом:

$$t_{\text{ВП}2} = t_{\text{ВП}1} + \frac{P_{\text{П}}}{G_{\text{ВП}} \cdot C_{\text{В}}} \quad (3.21)$$

де $t_{\text{ВП}1}$ – температура води на вході в переохолоджувач;

$P_{\text{П}}$ – теплова потужність переохолоджувача;

$G_{\text{ВП}}$ – витрата води через переохолоджувач.

Температура холодоагенту на виході переохолоджувача ($t_{\text{ФП}2}$):

$$t_{\text{ФП}2} = t_{\text{ВП}1} + P_{\text{П}} \cdot K_7 \quad (3.22)$$

де $t_{\text{ВП}1}$ – температура води на вході переохолоджувача;

$P_{\text{П}}$ – теплова потужність переохолоджувача;

K_7 – емпіричний коефіцієнт, який залежить від конструкції.

Реалізація математичної моделі переохолоджувача у середовищі імітаційного моделювання Simulink представлена на рисунку 3.31.

Динамічні властивості каналів описуються ланками, передатні функції яких були отримані у параграфі 3.3.

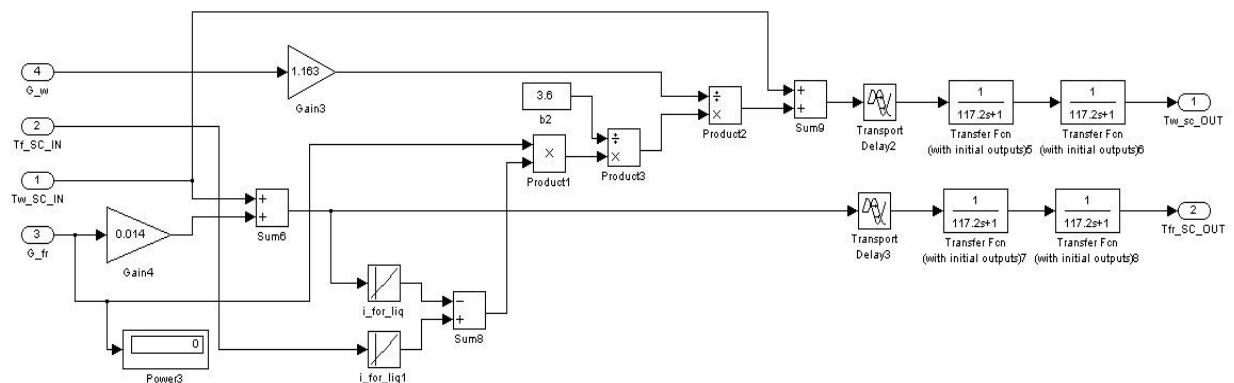


Рис. 3.31. Реалізація математичної моделі переохолоджувача у середовищі імітаційного моделювання Simulink

3.4.7. Математична модель контактного теплообмінника-утилізатора тепла продуктів згоряння

Вхідними параметрами моделі є температура ($t_{\text{ВТУ}1}$) та витрата ($G_{\text{ВТУ}}$) охолоджуючої води, а також температура ($t_{\text{ППС}1}$), витрата ($G_{\text{ППС}}$) та

вологовміст (f_1) ППС. В моделі контактний теплообмінник-утилізатор (ТУ) ППС, також розглядається як об'єкт з зосередженими параметрами. Витрати охолоджуючої води через ТУ прийняті сталими і керування потужністю здійснюється за рахунок зміни її температури.

Експериментальні дослідження показали, що залежність температури ППС на виході ТУ від температури води на його вході з достатнім ступенем достовірності можна описати лінійним рівнянням [12]:

$$t_{\text{ППС2}} = t_{\text{ВТУ1}} \cdot K_8 + b, \quad (3.23)$$

де $t_{\text{ВТУ1}}$ – температура води на вході в теплоутилізатор;

K_8, b – емпіричні коефіцієнти, які залежать від конструкції ТУ.

Теплова потужність, яка відбирається від ППС ($P_{\text{ТУ}}$) складається з чотирьох частин [12]: потужності охолодження повітря ($P_{\text{ОП}}$), потужність, яка виділяється при охолодженні водяних парів до точки конденсації ($P_{\text{ОВП}}$), потужність, яка виділяється при конденсації водяних парів ($P_{\text{КП}}$), потужність, яка виділяється при переохолодженні конденсату до температури води на виході ТУ ($P_{\text{ПК}}$).

$$P_{\text{ТУ}} = P_{\text{ОП}} + P_{\text{ОВП}} + P_{\text{КП}} + P_{\text{ПК}} \quad (3.24)$$

$$P_{\text{ОП}} = G_{\text{ППС}} \cdot C_{\text{П}} \cdot (t_{\text{ППС1}} - t_{\text{ППС2}}) \quad (3.25)$$

$$P_{\text{ОВП}} = f_1 \cdot G_{\text{ППС}} \cdot C_{\text{В}} (t_{\text{ППС1}} - t_{\text{Кс}}) \quad (3.26)$$

$$P_{\text{КП}} = (f_1 - f_2) \cdot G_{\text{ППС}} \cdot L_{\text{В}} \quad (3.27)$$

$$P_{\text{ПК}} = (f_1 - f_2) \cdot G_{\text{ППС}} \cdot C_{\text{В}} \cdot (t_{\text{Кс}} - t_{\text{ВТУ2}}) \quad (3.28)$$

$$P_{\text{ТУ}} = G_{\text{ППС}} \cdot C_{\text{П}} \cdot (t_{\text{ППС1}} - t_{\text{ППС2}}) + f_1 \cdot G_{\text{ППС}} \cdot C_{\text{В}} (t_{\text{ППС1}} - t_{\text{Кс}}) + (f_1 - f_2) \cdot G_{\text{ППС}} \cdot L_{\text{В}} + (f_1 - f_2) \cdot G_{\text{ППС}} \cdot C_{\text{В}} \cdot (t_{\text{Кс}} - t_{\text{ВТУ2}})$$

де: f_1 – абсолютний вологовміст ППС при температурі $t_{\text{ППС1}}$;

f_2 – максимально можливий абсолютний вологовміст ППС виході ТУ при температурі $t_{\text{ППС2}}$;

$G_{\text{ППС}}$ – витрата ППС через ТУ;

$C_{\text{П}}$ – теплоємність повітря;

$t_{\text{ППС1}}$ – температура ППС на вході в ТУ;

$t_{\text{ППС2}}$ – температура ППС на виході з ТУ;

$L_{\text{В}}$ – питома теплота пароутворення води при середній температурі конденсації.

Температура води на виході теплоутилізатора ($t_{\text{ВТУ2}}$):

$$t_{\text{ВТУ2}} = t_{\text{ВТУ1}} + \frac{P_{\text{ТУ}} \cdot K_{\text{ВТУ}}}{G_{\text{ВТУ}} \cdot C_{\text{В}}} \quad (3.29)$$

де: $t_{\text{ВТУ1}}$ – температура води на вході в теплоутилізатор;

$P_{\text{ТУ}}$ – теплова потужність теплоутилізатора;

$K_{\text{ВТУ}}$ – коефіцієнт втрат потужності на теплоутилізаторі;

$G_{\text{ВТУ}}$ – витрата води через теплоутилізатор.

Динамічні властивості каналів описуються ланками, передатні функції яких були отримані в параграфі 3.3.

Реалізація математичної моделі теплоутилізатора в середовищі імітаційного моделювання Simulink представлена на рисунку 3.32.

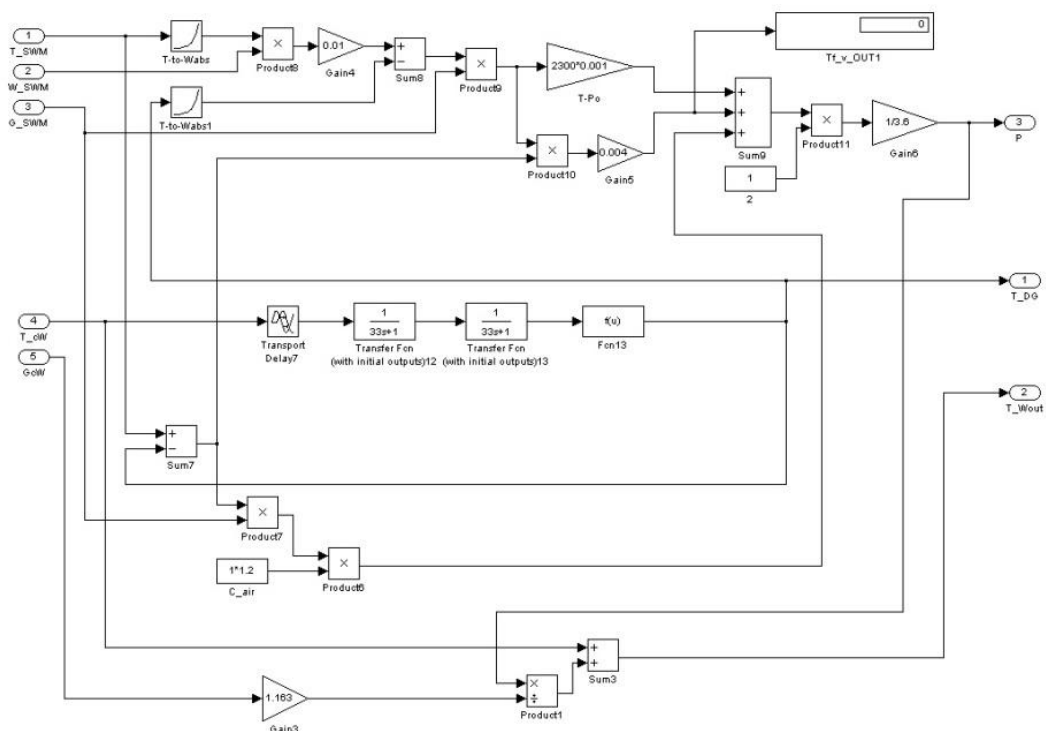


Рис. 3.32. Реалізація математичної моделі теплоутилізатора в середовищі імітаційного моделювання Simulink

3.4.8. Реалізація загальної математичної моделі процесу УТПЗ в середовищі імітаційного моделювання

На рисунку 3.33 представлена реалізація загальної математичної моделі процесу УТПЗ з використанням ТН в середовищі імітаційного моделювання Simlink. До складу моделі в якості підсистем входять моделі розглянуті вище.

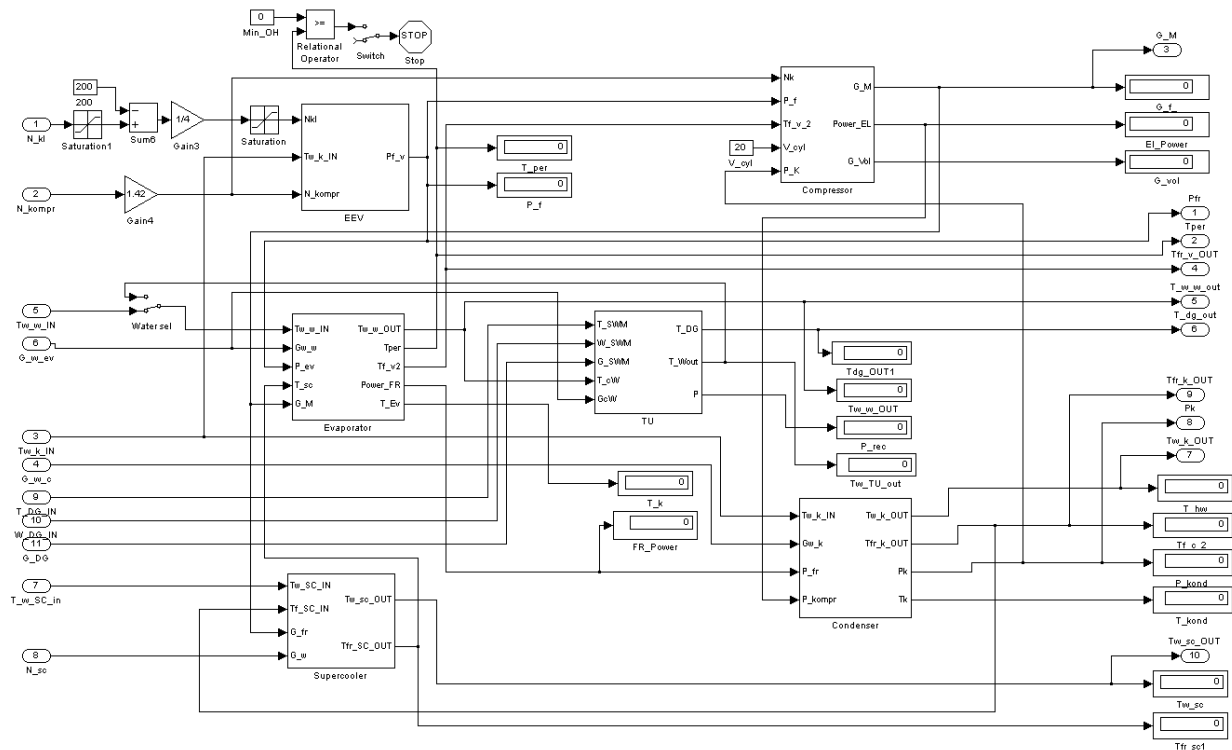


Рис. 3.33. Реалізація загальної математичної моделі процесу УТПЗ з використанням ТН в середовищі імітаційного моделювання Simlink

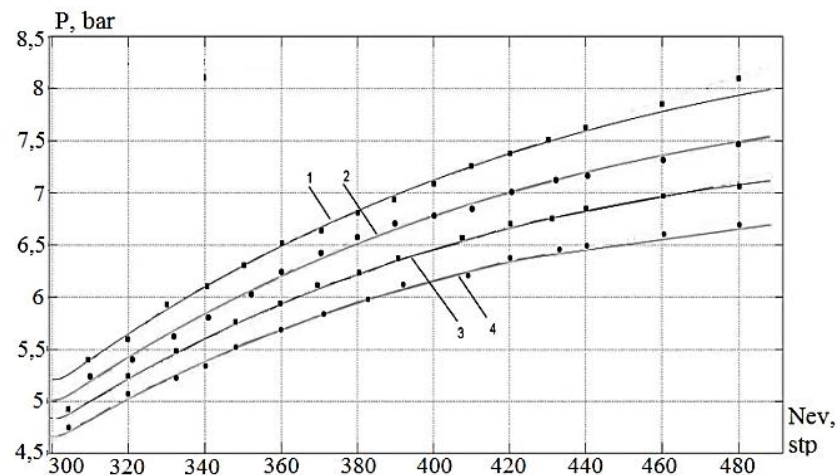
3.5. Перевірка імітаційної моделі на її адекватність фізичній моделі

Для перевірки моделі на її адекватність фізичній моделі було проведено ряд комп'ютерних експериментів та отримані квазістатичні та динамічні залежності по основним каналах перетворення.

На рисунку 3.34 представлено сімейство отриманих в результаті проведення експерименту та при моделюванні квазістатичних залежностей тиску у випарнику від положення ЕРВ при різних частотах обертання компресора (1 - 45 об/с, 2 - 50 об/с, 3 - 55 об/с, 4 - 60 об/с), а на рисунку 3.35 -

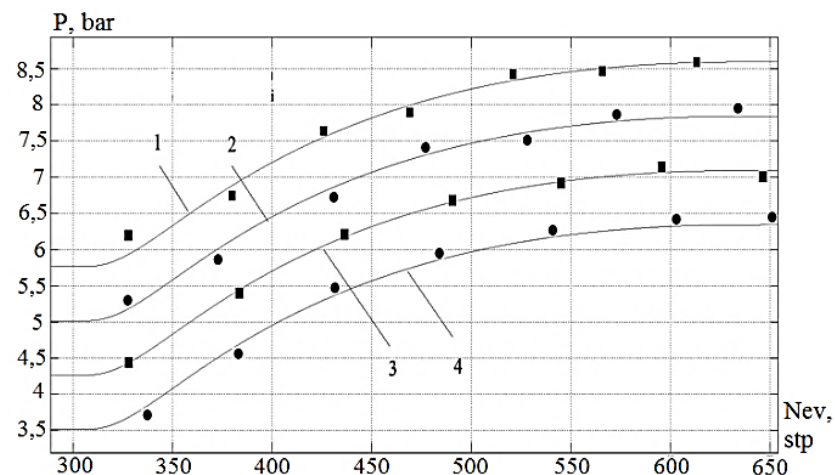
при різних температурах води на вході конденсатора (1 - 45 °С 2 - 40 °С, 3 - 35 °С, 4 - 30 °С)

На рисунку 3.36 представлено сімейство, отриманих в результаті проведення експерименту та при моделюванні, квазістатичних залежностей тиску у випарнику від частоти обертання компресора при різних положеннях ЕРВ (1 - 300 кр, 2 - 350 кр, 3 - 400 кр, 4 - 450 кр), а на рисунку 3.37 - при різних температурах води на вході конденсатора (1 - 45 °С 2 - 40 °С, 3 - 35 °С, 4 - 30 °С).



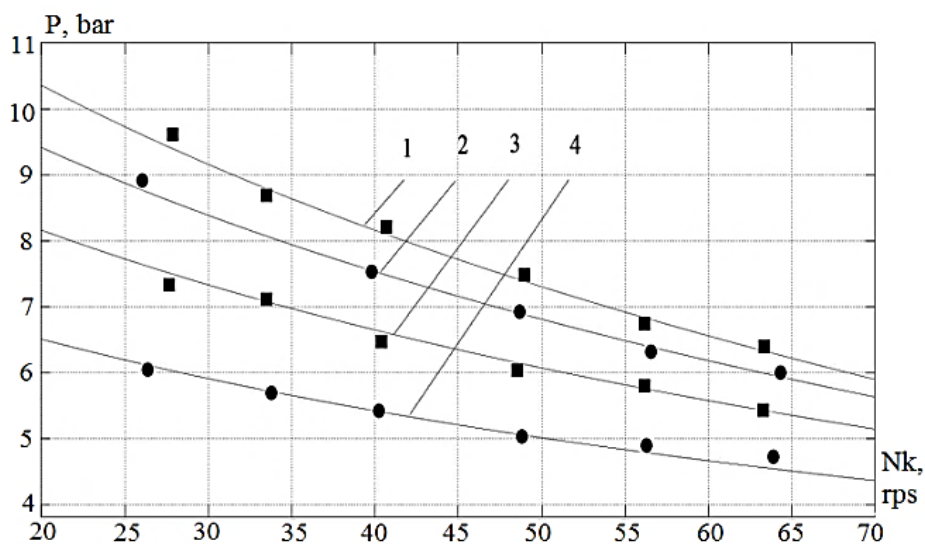
1 - $N_K = 45$ об/с, 2 - $N_K = 50$ об/с, 3 - $N_K = 55$ об/с, 4 - $N_K = 60$ об/с

Рис. 3.34. Статичні характеристики ТН по каналу « N_{KL} - P_F » при різних N_K , отримані при натурному та імітаційному моделюванні



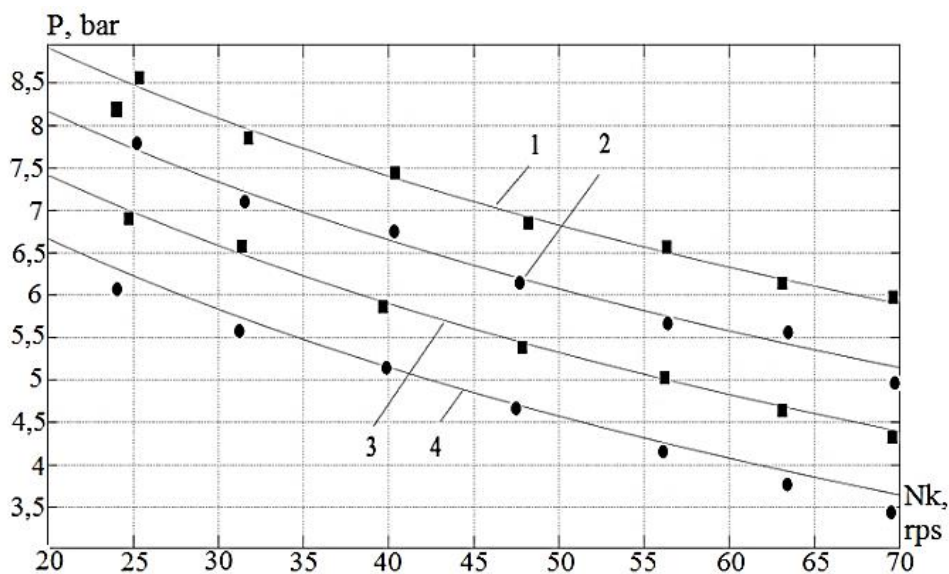
1 - $T_{B.K.I} = 45$ °С, 2 - $T_{B.K.I} = 40$ °С, 3 - $T_{B.K.I} = 35$ °С, 4 - $T_{B.K.I} = 30$ °С

Рис. 3.35. Статичні характеристики ТН по каналу « N_{KL} - P_F » при різних $T_{B.K.I}$, отримані при натурному та імітаційному моделюванні



1 - $N_{кл} = 300$, 2 - $N_{кл} = 350$, 3 - $N_{кл} = 400$, 4 - $N_{кл} = 450$

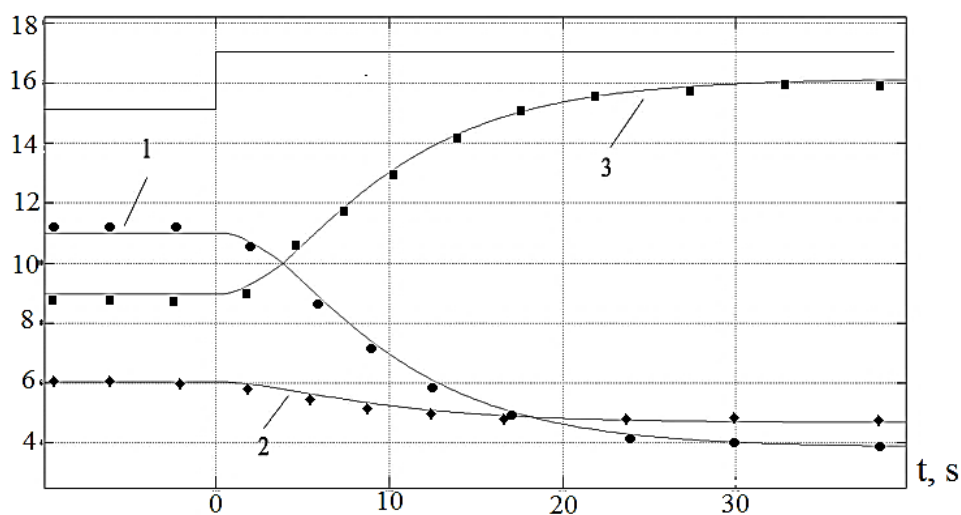
Рис. 3.35. Статичні характеристики ТН по каналу « N_k - P_f » при різних $N_{кл}$, отримані при натурному і імітаційному моделюванні



1 - $T_{в.кл} = 45^\circ C$, 2 - $T_{в.кл} = 40^\circ C$, 3 - $T_{в.кл} = 35^\circ C$, 4 - $T_{в.кл} = 30^\circ C$

Рис. 3.36 - Статичні характеристики ТН по каналу « N_k - P_f » при різних $T_{в.кл}$, отримані при натурному і імітаційному моделюванні

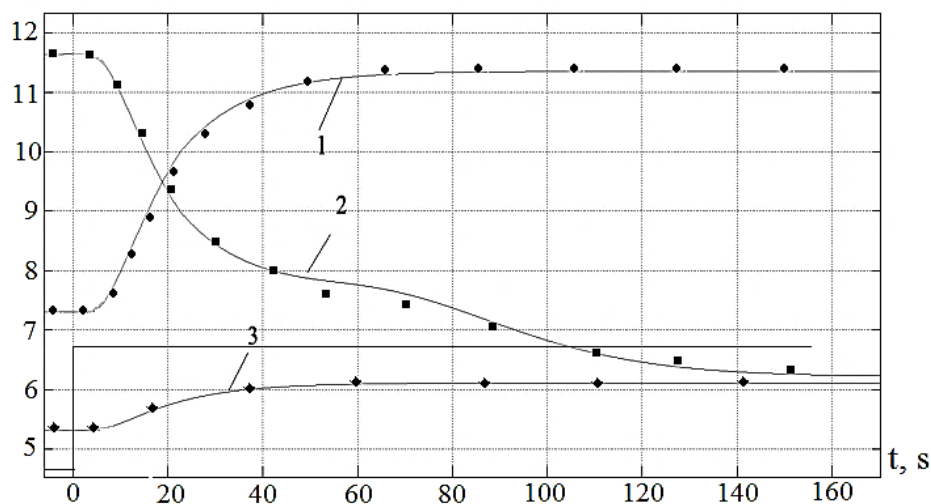
На рисунку 3.37 представлені результати моделювання перехідного процесу при ступінчастій зміні частоти обертання компресора з 40 до 60 об/с. На рисунку: 1 - температура кипіння, 2 - тиск у випарнику, 3 - температура перегріву холодоагенту.



1 - температура кипіння, 2 - тиск у випарнику,

3 - температура перегріву холодоагенту

Рис. 3.37. Динамічні характеристики процесу при ступінчастій зміні положення ЕРВ, отримані при натурному і імітаційному моделюванні



1 - температура кипіння, 2 - тиск у випарнику,

3 - температура перегріву холодоагенту

Рис. 3.38. Динамічні характеристики процесу при ступінчастій зміні положення частоти обертання компресора, отримані при натурному і імітаційному моделюванні

На рисунку 3.38 представлені результати моделювання динамічних властивостей при ступінчастій зміні положення ЕРВ з 400 до 500 кроків. На

рисунку: 1 - температура кипіння, 2 - тиск у випарнику, 3 - температура перегріву холодоагенту.

Представлені результати досліджень свідчать про те, що розроблену імітаційну модель можна вважати адекватною, оскільки вона досить точно відтворює процеси, які протікають в реальній системі УТПВС з використанням ТН.

3.6. Висновки з розділу 3.

В результаті проведених експериментальних досліджень отримані квазістатичні та динамічні характеристики основних каналів перетворення координатних дій процесі УТПЗ. Проведена структурна та параметрична ідентифікація динамічних властивостей процесів в контактному теплоутилізаторі, тепловому насосі та УТПЗ в цілому. Отримані передатні функції каналів керування, збурення, та перехресних впливів. Складена структурна схема процесу як ОК.

Отримані результати експериментів свідчать про те, що статичні характеристики по каналу « $N_{кл} - T_{пф}$ » мають майже лінійний характер, при сталих температурах $T_{в.в.1}$ та $T_{в.к.1}$. При зміні $T_{в.в.1}$ спостерігається зміна нахилу статичної характеристики (коефіцієнта передачі) по каналу « $N_{кл} - T_{пф}$ ». Статичні характеристики каналу « $N_k - T_{в.в.2}$ » отримані при стабілізованій $T_{пф}$ нелінійні.

Отримані результати свідчать про наявність досить сильних перехресних впливів керуючих дій та збурень в результаті того що статичні характеристики основних каналів УТДГ як ОК є досить складними функціями декількох змінних.

Розроблена математична модель та її реалізація у середовищі імітаційного моделювання Matlab Simulink є адекватною. Про це свідчить порівняння результатів моделювання з результатами експериментів, проведених при однакових умовах. Імітаційну модель можливо

використовувати при подальшій розробці та випробуванні алгоритмів керування.

Аналіз результатів експериментів показує, що скоріш за все САК традиційної структури не зможе забезпечити стабільну і безаварійну роботу ТН в широкому діапазоні робочих температур і з максимальною ефективністю. Для забезпечення роботи в таких режимах необхідно розробити САК підвищеної динамічної точності, яка повинна відповідати таким вимогам:

1. Забезпечувати високу динамічну точність по каналах регулювання рівня перегріву димових газів та температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора.
2. Бути інваріантною до збурень у вигляді зміни температури охолоджуючої води на вході випарника і конденсатора і продуктивності компресора. Це завдання може бути реалізовано за рахунок введення до складу САК коригувальних зв'язків, що виконують зсув керуючого впливу.
3. Мати можливість адаптації до зміни коефіцієнта передачі по каналу керуючого впливу, при зміні температури води на вході випарника

РОЗДІЛ 4

СТРУКТУРНИЙ І ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ВАРІАНТІВ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ, ЇХ ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ

4.1. Синтез та дослідження САК базової структури

На рисунку 4.1 представлена структурна схема двовимірної САК найпростішої структури, яка була взята в якості базової. Вона містить 2 контури регулювання - рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника над температурою кипіння ($T_{ПФ}$) і температури пароповітряної суміші на виході теплоутилізатора ($T_{ДГ.ТУ.2}$).

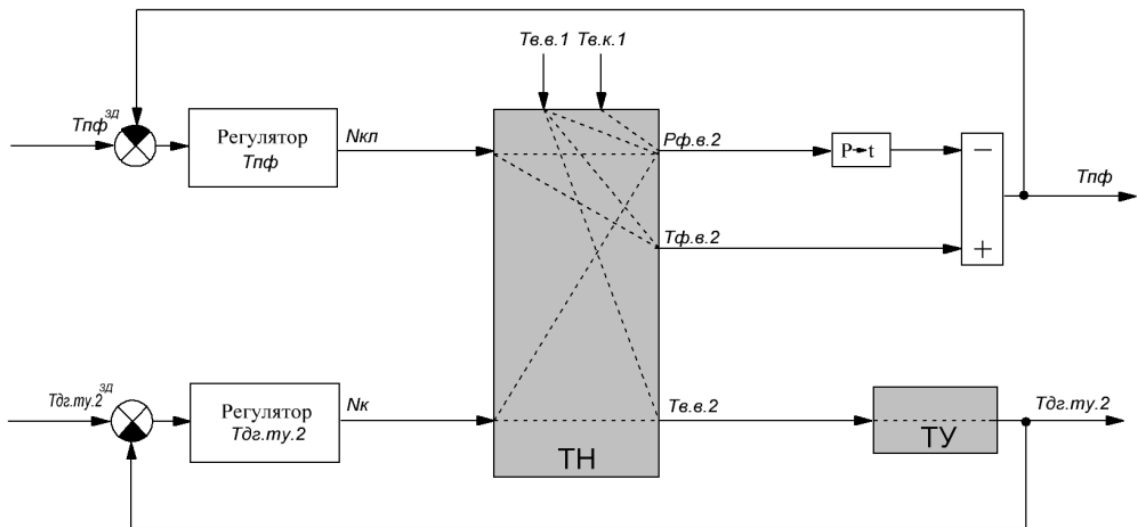


Рис. 4.1. Структурна схема базової САК

Розрахуємо початкові значення параметрів ПД-регулятора на основі інженерних методик параметричного (неоптимального) синтезу САК.

Передатна функція ОУ 1-го порядку за каналом « $N_K - T_{ПФ}$ » має вигляд:

$$W(p) = \frac{-0,27 \cdot e^{-14,05p}}{18,9p + 1} \quad (4.1)$$

Розрахуємо параметри ПД-регулятора каналу « $N_K - T_{ПФ}$ »:

$$K_{P1} = \frac{1.0 \cdot T_o}{k_o \cdot \tau_o} = \frac{1.0 \cdot 18,9}{-0,27 \cdot 14,05} = -4,7 \quad (4.2)$$

$$T_{i31} = 2 * \tau_o = 2 * 14,05 = 28,1 \quad (4.3)$$

$$T_{np1} = 1 * \tau_o = 1 * 14,05 = 14,05 \quad (4.4)$$

Передатна функція ОУ 1-го порядку за каналом « $U_2 - T_{d.2.2}$ » має вигляд:

$$W(p) = \frac{-0,077 * e^{-54,5p}}{58,75p + 1} \quad (4.5)$$

Розрахуємо параметри ПД-регулятора за каналом « $U_2 - T_{d.2.2}$ »:

$$K_{P2} = \frac{1.0 * T_o}{k_o * \tau_o} = \frac{1.0 * 58,75}{-0,077 * 54,5} = -14 \quad (4.6)$$

$$T_{i32} = 2 * \tau_o = 2 * 54,5 = 109 \quad (4.7)$$

$$T_{np2} = 1 * \tau_o = 1 * 54,5 = 54,5 \quad (4.8)$$

Реалізація регуляторів базової САК у середовищі імітаційного моделювання Matlab Simulink показана на рисунку 4.2.

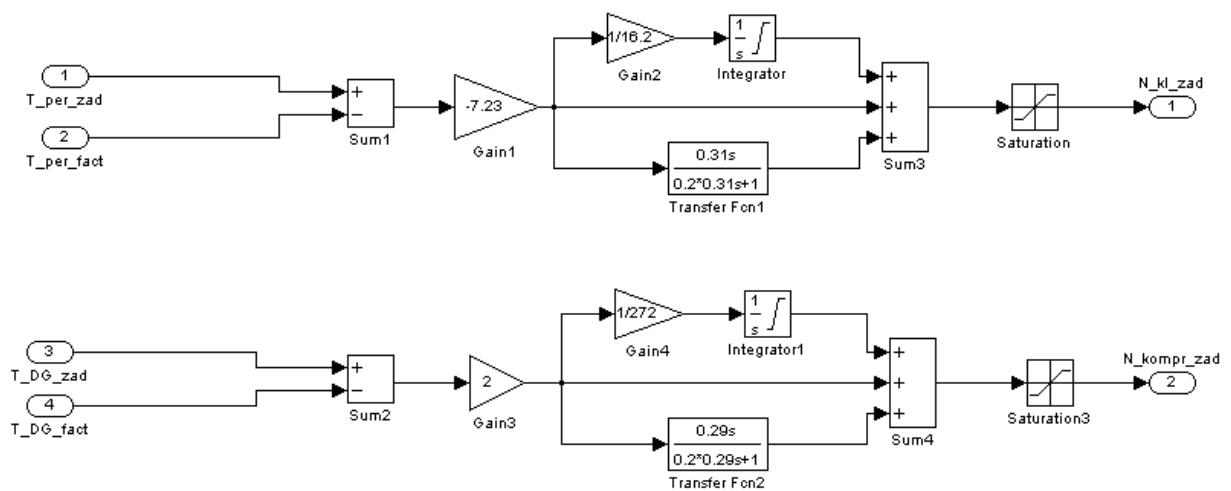


Рис. 4.2. Реалізація регуляторів базової САК у середовищі Matlab Simulink

Оптимальний параметричний синтез базової САК рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника та САК температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора теплового насосу з ПД-регулятором проведено за допомогою додатку оптимізації для середовища Matlab, розробленого на кафедрі АТПіРС ОНАХТ. Графіки перехідних процесів до і після оптимізації ПД-регулятора наведені на рис. 4.3.

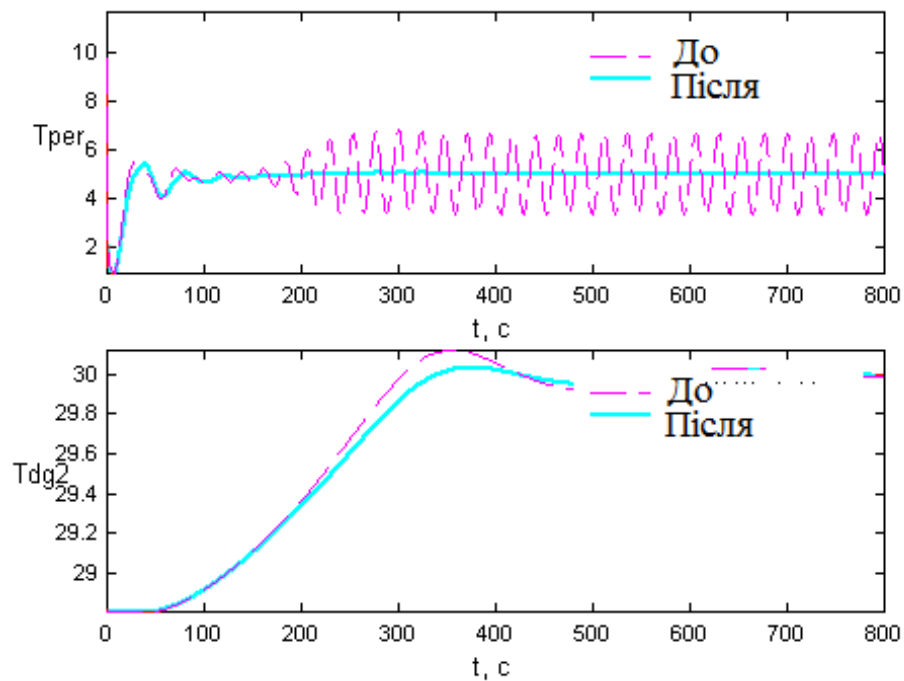


Рис. 4.3. Результати оптимізації налаштувань регуляторів базової САК

Оптимізовані параметри контуру регулювання перегріву парів холодоагенту на виході випарника:

- Коефіцієнт підсилення $K_P = -7,23$
- Час ізодрому $T_I = 16,2$
- Час випередження $T_P = 0,31$

Оптимізовані параметри контуру регулювання температури димових газів на виході випарника:

- Коефіцієнт підсилення $K_P = -2$
- Час ізодрому $T_I = 272$
- Час випередження $T_P = 0,29$

Порівняємо перехідні процеси в базовій САК до і після оптимізації за інтегральним і прямими показниками якості. Результати порівняння для контуру регулювання перегріву пари холодоагенту наведені в таблиці 4.1 а для контуру регулювання температури димових газів на виході теплоутилізатора – в таблиці 4.2

Таблиця 4.1

Показники якості перехідних процесів САК рівня перегріву до та після оптимізації

САК рівня перегріву	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час перехідного процесу	
	$\Delta T_{\text{пер}}^{\text{max}}, \%$	$T_{\text{пп}}, \text{с}$	
До оптимізації	3	-	329,9
Після оптимізації	0,7	20	124

Таблиця 4.2

Показники якості перехідних процесів САК температури продуктів згоряння до та після оптимізації

САК температури продуктів згоряння	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час перехідного процесу	
	$\Delta T_{\text{пер}}^{\text{max}}, \%$	$T_{\text{пп}}, \text{с}$	
До оптимізації	3,6	920	532
Після оптимізації	2,2	780	345

В якості об'єкта керування для аналізу роботи альтернативних САК будемо використовувати імітаційну модель процесу утилізації тепла пароповітряних сумішей із застосуванням теплового насоса, яка була розглянута в розділі 3. Параметрична схема ОК показана на рисунку 4.4.

Квазістатичні характеристики каналу «Положення ЕРВ - рівень перегріву», отримані в дослідженнях, які описані в 3 розділі демонструють істотний вплив на рівень перегріву збурень у вигляді зміни параметрів

теплоносія на вході в конденсатор($T_{B.K.1}$) і випарник($T_{B.B.1}$). При цьому вплив зміни температури теплоносія на вході в конденсатор має адитивний характер, а на вході у випарник має крім адитивної ще і істотну мультиплікативну складову, що говорить про зміну коефіцієнта передачі об'єкта по цьому каналу.

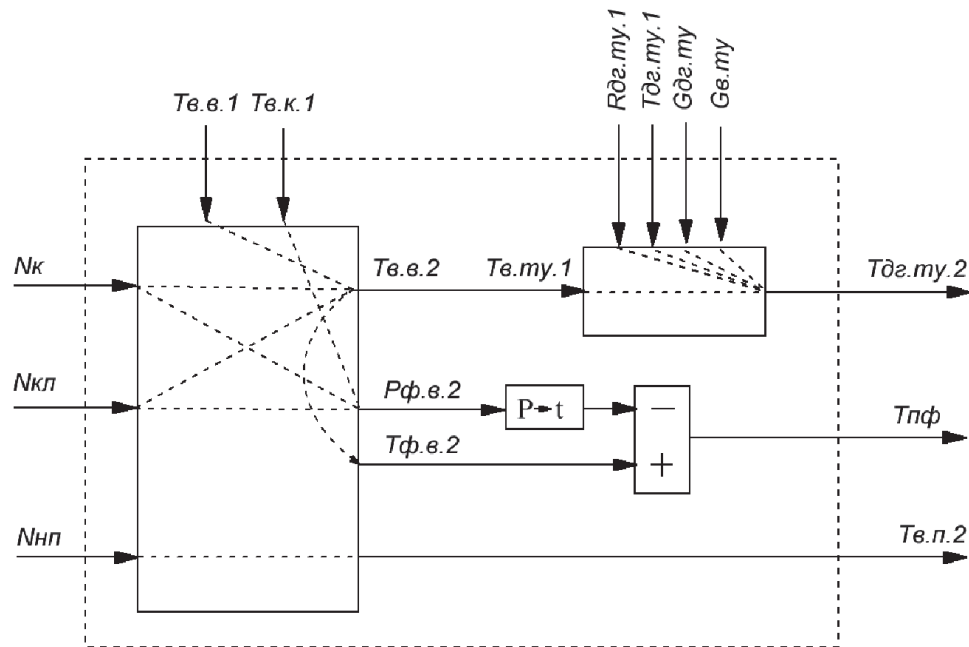


Рис. 4.4. Структурна схема процесу утилізації тепла продуктів згоряння із застосуванням теплового насосу як ОК

Дослідження динамічних властивостей каналу « $N_k - T_{дг.ту.2}$ » показали, що він має істотне запізнення і значну сталу часу, викликаним в основному інерційністю теплоутилізатора.

Крім цього канал регулювання перегріву схильний до істотного впливу частоти обертання компресора, тобто холодопродуктивності, що наочно ілюструють квазістатичні характеристики каналу отримані при різних частотах обертання компресора.

У зв'язку з цим, розглянута двовимірна базова САК не дозволяє забезпечити високу динамічну точність управління.

4.2. Структурний і параметричний синтез альтернативних САК

4.2.1. Синтез та дослідження САК з каскадним регулятором

температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора

На рисунку 4.5 представлена структурна схема каскадної САК регулювання температури продуктів згоряння на виході ТУ. Застосування каскадного регулювання можливо, оскільки в технологічному процесі доступна для вимірювання проміжна змінна каналу - температура води на виході випарника теплового насосу ($T_{в.в.2}$), що має менш інерційні властивості стосовно керуючого впливу (N_k).

На схемі, представлений на рис. 4.5, а також на усіх структурних схемах САК, наведених в подальшому, новий елемент, що додається виділяється жирним.

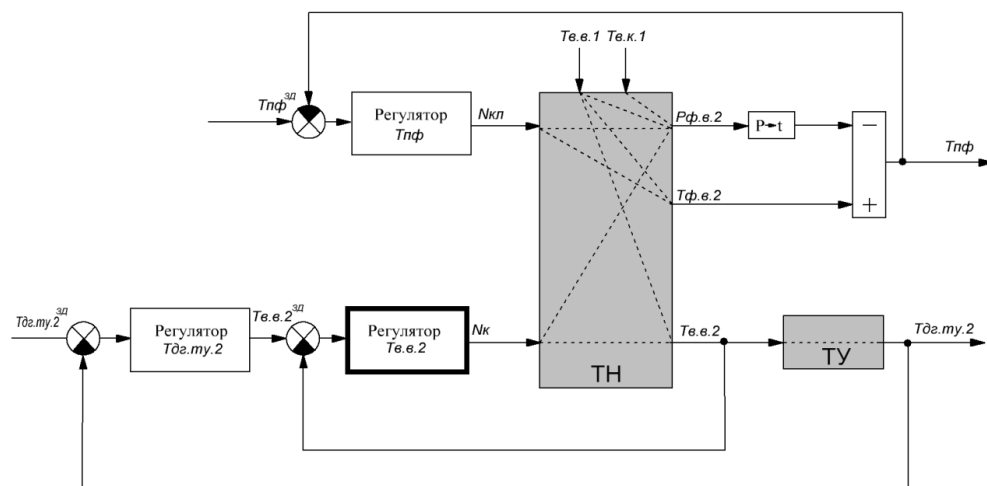


Рис. 4.5. Структурна схема САК з каскадним регулятором температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора

Застосування каскадної структури САК температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора з використанням температури води на виході випарника в якості проміжної регульованої змінної дасть можливість обмежити діапазон зміни температур води на виході випарника, не допускаючи зниження значень температури води на виході випарника нижче ніж 3-5 °С, забезпечивши таким чином захист випарника від замерзання, що

досить актуально при роботі системи утилізації в режимі охолодження не продуктів згоряння, а атмосферного повітря під час неопалювального сезону.

Розрахунок параметрів допоміжного (внутрішнього) ПД-регулятора:

$$K_{P2B} = \frac{1.0 * T_o}{k_o * \tau_o} = \frac{1.0 * 16,5}{-0,112 * 24,2} = -6,1 \frac{\% \text{х.р.о.}}{\text{оС}} \quad (4.9)$$

$$T_{i31} = 2 * \tau_o = 2 * 24,2 = 48,4, \text{ с} \quad (4.10)$$

$$T_{пр1} = 1 * \tau_o = 1 * 54,5 = 54,5, \text{ с} \quad (4.11)$$

Розрахунок параметрів еквівалентного ОК:

$$k_{у_{пзд}у_{п}} = \frac{k_{\text{р}}^{\text{всп}} * k_{у_{уп}}^{\text{о}}}{V_{у_{уп}} + k_{\text{р}}^{\text{всп}} * k_{у_{уп}}^{\text{о}}} = \frac{-6,1 * (-0,112)}{1 + (-6,1 * (-0,112))} = -0,4 \quad (4.12)$$

$$k^{\text{оe}} = k_{у_{пзд}у_{п}} * k_{у_{пу}}^{\text{о}} = -0,4 * (-0,077) = 0,03 \frac{\text{оС}}{\% \text{х.р.о.}} \quad (4.13)$$

$$\tau_{уу} = \tau_{у_{уп}} + \tau_{у_{пу}} = 54,5 \text{ с} \quad (4.14)$$

$$T^{\text{оe}} = 0,5 * T_{у_{уп}} + T_{у_{пу}} = 0,5 * 16,5 + 58,75 = 67 \text{ с} \quad (4.15)$$

Розрахунок параметрів головного (зовнішнього) ПД-регулятора:

$$K_{P2Г} = \frac{1.0 * T_o}{k_o * \tau_o} = \frac{1.0 * 67}{54,5 * (-0,03)} = 40,9 \frac{\% \text{х.р.о.}}{\text{оС}} \quad (4.16)$$

$$T_{i32Г} = 2 * \tau_o = 2 * 54,5 = 109, \text{ с} \quad (4.17)$$

$$T_{пр2Г} = 1 * \tau_o = 1 * 54,5 = 54,5, \text{ с} \quad (4.18)$$

Отримавши початкові параметри головного та допоміжного регуляторів каскадної САК була проведена її параметрична оптимізація з використанням імітаційної моделі об'єкту керування за допомогою додатку до середовища Matlab, розробленого на кафедрі АТПіРС ОНАХТ(...). Перехідні процеси в САК до і після оптимізації представлені на рисунку 4.6.

Оптимізовані параметри допоміжного (внутрішнього) регулятора каскадної САК $T_{ДГ.ТУ.2}$:

- Коефіцієнт підсилення $K_{П} = -3,16$
- Час ізодрому $T_I = 60,3$
- Час випередження $T_{П} = 2,57$

Оптимізовані параметри головного (зовнішнього) регулятора каскадної САК $T_{ДГ.TV.2}$:

- Коефіцієнт підсилення $K_P = 1,8$
- Час ізодрому $T_I = 120$
- Час випередження $T_D = 0,29$

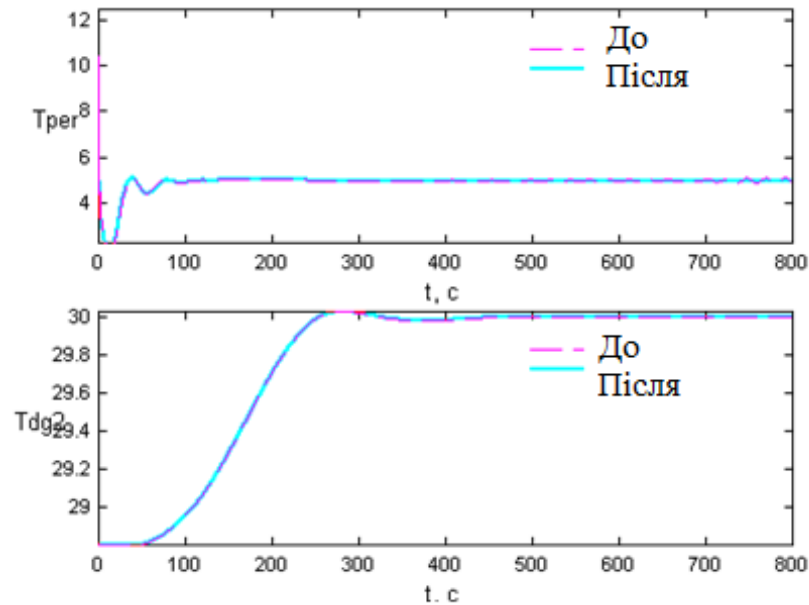


Рис. 4.6. Результати оптимізації налаштувань регуляторів каскадної САК $T_{ДГ.TV.2}$

Реалізація каскадної САК у середовищі імітаційного моделювання Matlab Simulink показана на рисунку 4.7.

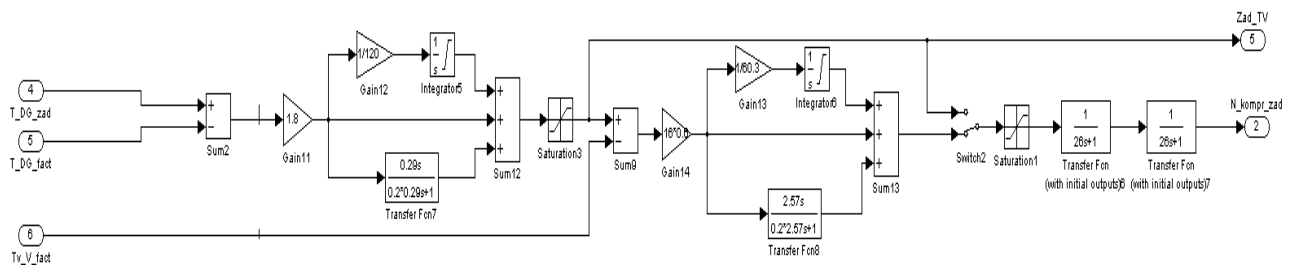


Рис. 4.7. Реалізація каскадної САК $T_{ДГ.TV.2}$ у середовищі Matlab Simulink

Оцінка якості роботи каскадних САК (а також усіх нових САК в подальшому) проводилася з використанням імітаційної моделі об'єкта керування шляхом порівняння її з САК базової структури. На рисунку 4.8

наведені графіки перехідних процесів в САК $T_{дг.ту.2}$ базової структури (1) і каскадної САК $T_{дг.ту.2}$, отримані при ступінчастому зміні витрати димових газів через утилізатор з 80 на 100 кг / год (а); з 100 на 80 кг / год (б).

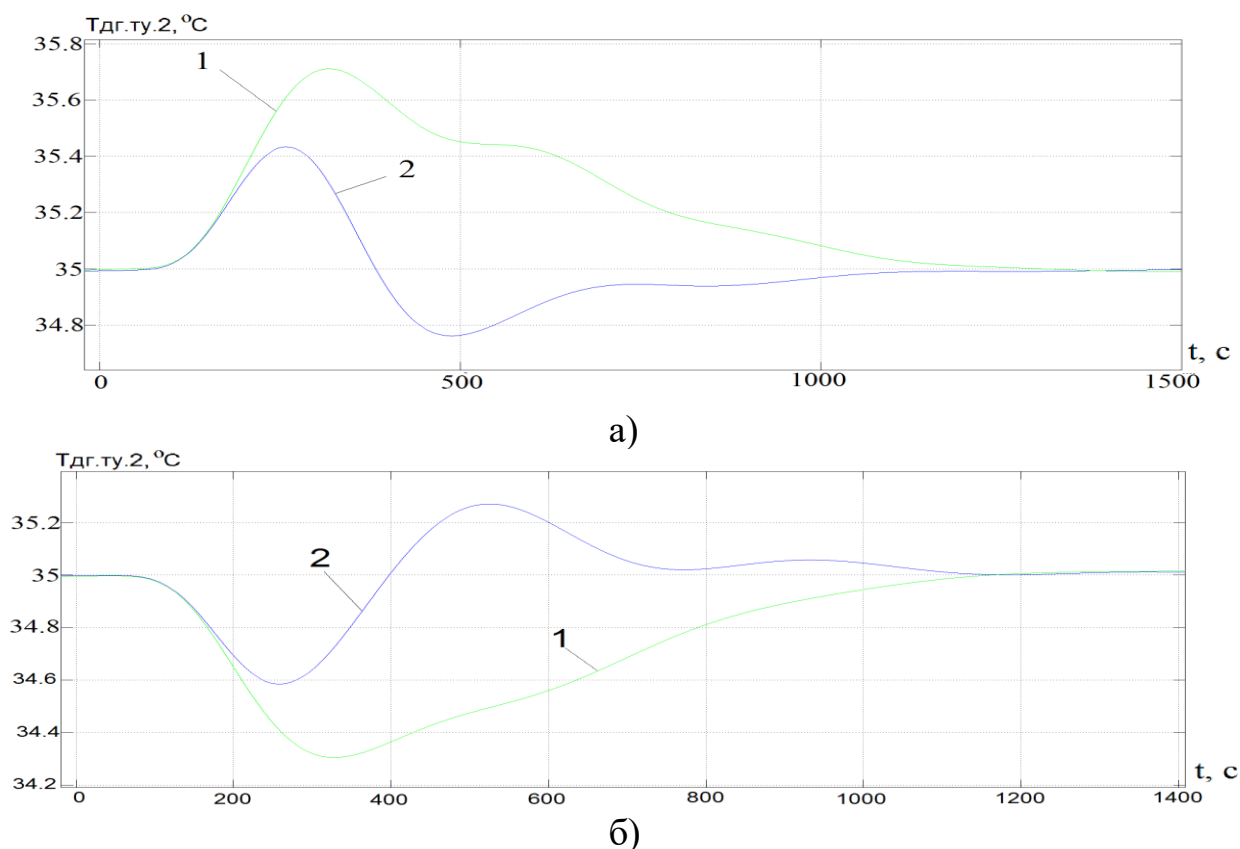


Рис. 4.8. Перехідні процеси в базовій САК (1) і САК з каскадним регулятором температури ПЗ на виході ТУ (2).

Основні показники якості перехідних процесів представлені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Показники якості перехідних процесів САК рівня перегріву базової структури та з каскадним регулятором $T_{дг}$

Структура САК	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час перехідного процесу	
	$\Delta T_{пер}^{max}, \%$	$T_{пп}, c$	
Базова	2,3	780	345
З каскадним регулятором $T_{дг}$	1,1	510	142

Отримані данні, представлені у табл. 4.3 та на рис. 4.8 свідчать про те, що каскадна САК температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора має більшу динамічну точність. Її застосування більш ніж вдвічі зменшує максимальне динамічне відхилення та майже на 35% скорочує час перехідного процесу. Значення інтегрально-модульного критерія якості регулювання в каскадній системі по відношенню до базової майже на 60% нижче. Окрім цього, вона забезпечує захист від аварійної ситуації у вигляді замерзання випарника, при роботі системи в неопалювальний період року, коли замість продуктів згоряння тепло буде утилізуватись з атмосферного повітря.

4.2.2. Синтез та дослідження САК рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника, інваріантної до зміни температури води на вході в конденсатор

На рисунку 4.9 представлена структурна схема САК підвищеної динамічної точності, яка забезпечує інваріантність (квазіінваріантність) контуру регулювання температури перегріву парів холодоагенту на виході випарника $T_{ПФ}$ відносно збурень, викликаних зміною температури теплоносія на вході в конденсатор ($T_{В.К.1}$).

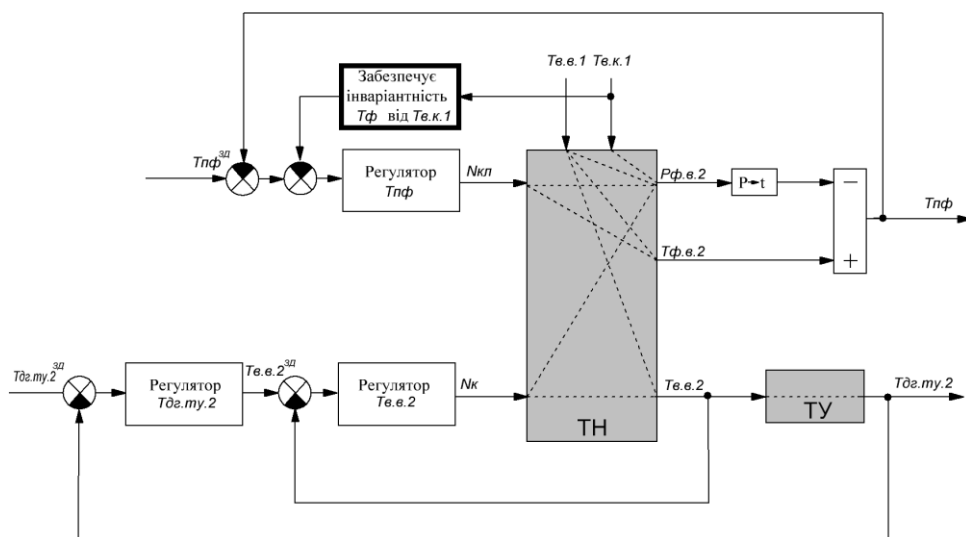


Рис. 4.9. Структурна схема САК $T_{ПФ}$ інваріантної до зміни температури води на вході в конденсатор $T_{В.К.1}$

Інваріантність досягається за рахунок введення коригуючого зв'язку між температурою теплоносія на вході в конденсатор та входом регулятора $T_{ПФ}$, що реалізує принцип Петрова [86] та формує розімкнуту складову регулювання $T_{ПФ}$.

Виходячи з структурної схеми САК передатна функція такого зв'язку має вигляд:

$$W_{21}^K(p) = - \frac{W_{21}^o(p)}{W_{11}^o(p) * W_1^p(p)} \quad (4.19)$$

де:

$W_{21}^o(p)$ - передатна функція об'єкту за каналом контрольованого збурення «Тв.к.1 – Тпф»

$W_{11}^o(p)$ - передатна функція об'єкту за каналом керування «Нкл – Тпф»

$W_1^p(p)$ - передатна функція регулятора Тпф

$$W_{21}^o(p) = \frac{0,16 * e^{-12,5p}}{25,1p + 1} \quad (4.20)$$

$$W_{11}^o(p) = \frac{-0,045 * e^{-9,52p}}{18,13p + 1} \quad (4.21)$$

$$W_1^p(p) = -7,2 * \left(1 + \frac{1}{16,5p} + 0,34p\right) \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} W_{21}^K(p) &= - \frac{\frac{0,16 * e^{-12,5p}}{25,1p + 1}}{-7,2 * \frac{-0,27 * (121,8p^2 + 10,5p + 1) * e^{-9,52p}}{(18,9p + 1) * 16,5p}} = \\ &= - \frac{-0,045 * (5,61p + 1) * 16,5p * e^{-9,25p}}{(0,375p + 1) * 0,9 * (121,8p^2 + 10,5p + 1) * e^{-12,55p}} = \\ &= 0,049 * \frac{(198,5p^2 + 10,5p) * e^{-9,52p}}{45,7p^3 + 3,9p^2 + 16,25p + 0,375p^2 + 121,8p^2 + 10,5p + 1 * e^{-14,05p}} = \\ &= 0,049 * \frac{(198,5p^2 + 10,5p) * e^{-12,5p}}{(45,7p^3 + 125,7p^2 + 10,9p + 1) * e^{-9,25p}} = \\ &= 0,049 * \frac{(301,95p^2 + 16,5p)}{(140,8p^3 + 419,7p^2 + 25,1p + 1)} * e^{-21,75p} \end{aligned}$$

Реалізація коригувального зв'язку « $T_{в.к.1} - T_{пф}$ » у середовищі імітаційного моделювання MatlabSimulink показана на рисунку 4.10.

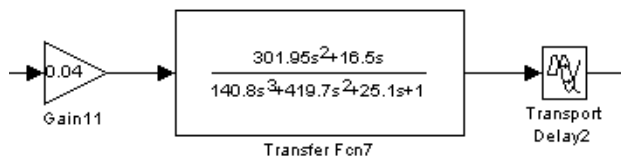
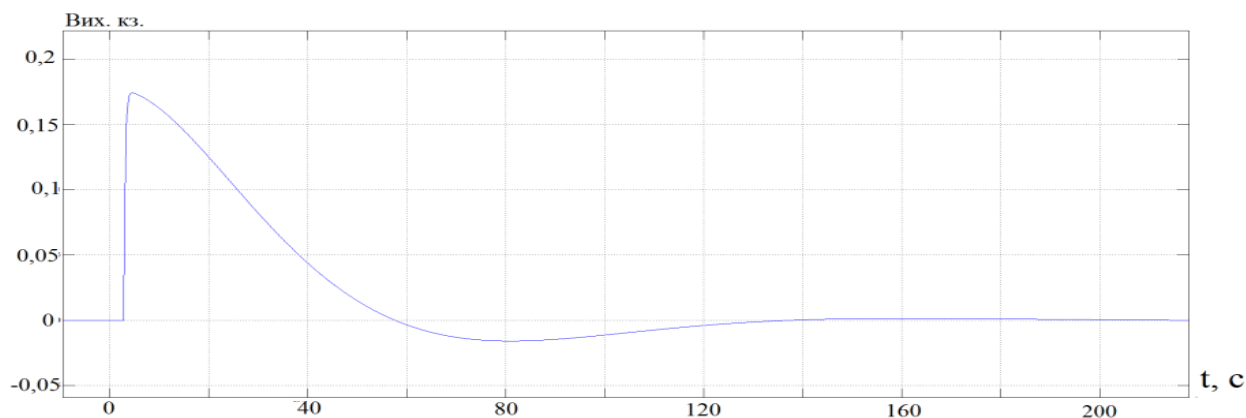
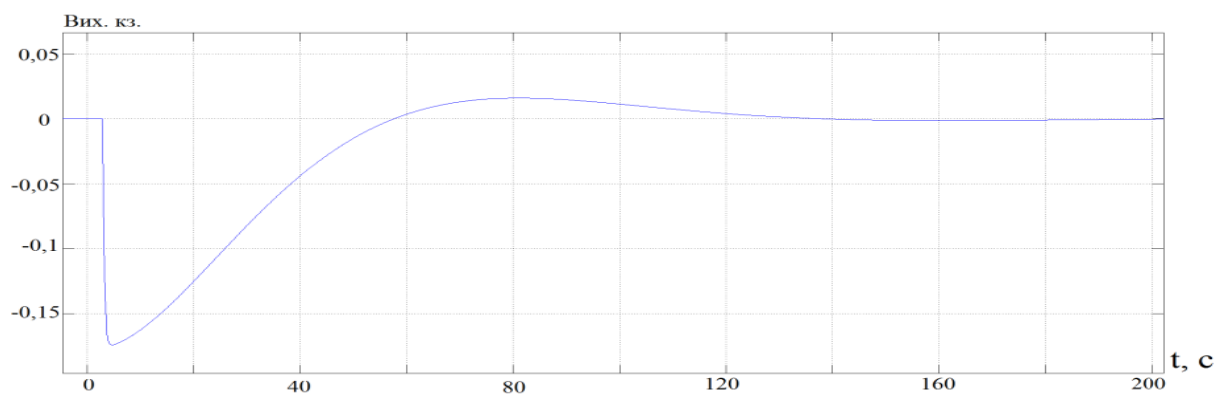


Рис. 4.10. Реалізація коригувального зв'язку « $T_{в.к.1} - T_{пф}$ » у середовищі Matlab Simulink

На рисунку 4.11 показано сигнали, що формуються коригувальною ланкою на вході регулятора $T_{пф}$, як реакція на збурення викликані ступінчастою зміною температури води на вході в конденсатор ($T_{вк.1}$) з 40 до 30 °C (а) та з 30 до 40 °C (б)



а)



б)

Рис. 4.11. Сигнал коригувального зв'язку при ступінчастій зміні $T_{вк.1}$ з 40 до 30 °C (а) та з 30 до 40 °C (б)

На рис. 4.12 представлені графіки перехідних процесів у САК перегріву парів холодоагенту на виході випарника базової структури (1) та з коригувальним зв'язком « $T_{В.К.1} - T_{ПФ}$ » (2) при ступінчастій зміні температури води на вході до конденсатора ($T_{ВК.1}$) з 40 до 30 °С (а) та з 30 до 40 °С (б).

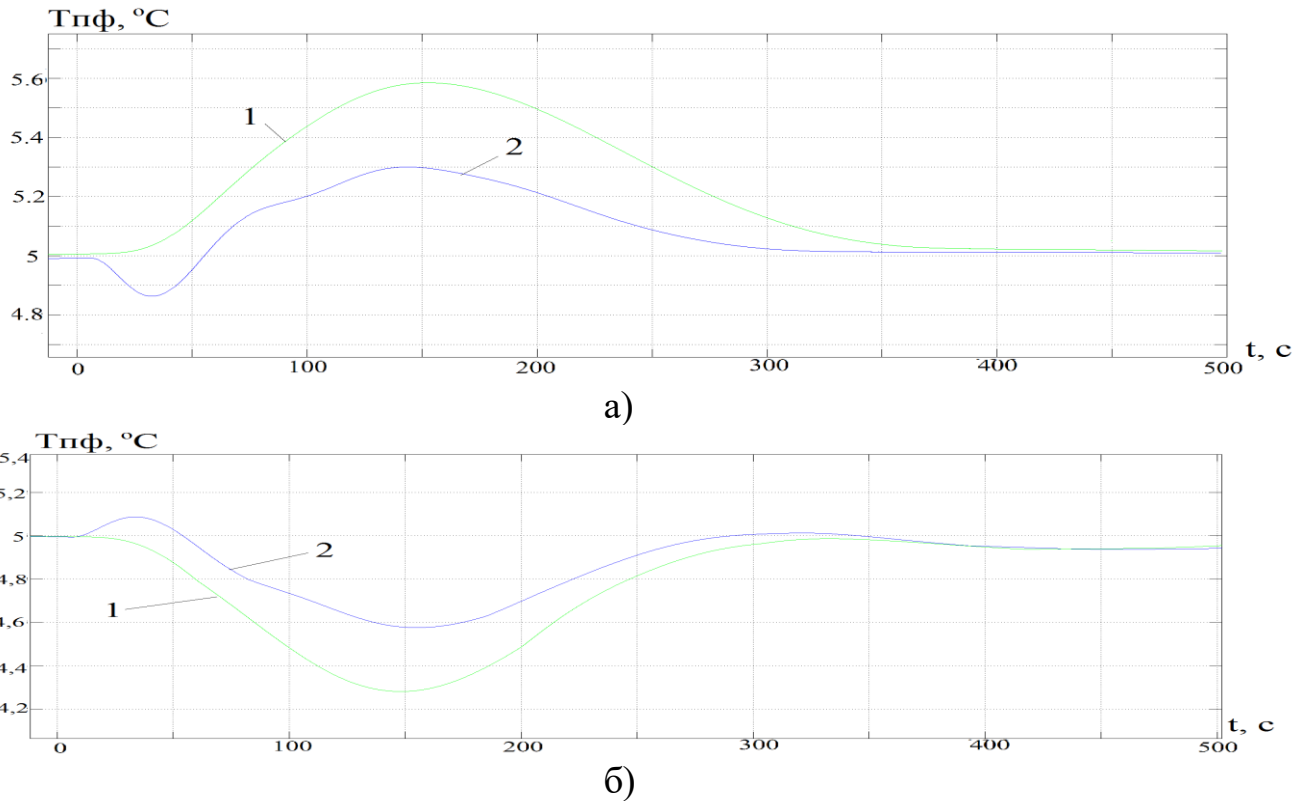


Рис. 4.12. Графіки перехідних процесів в САК $T_{ПФ}$ при ступінчастій зміні $T_{ВК.1}$ з 40 до 30 °С (а) та з 30 до 40 °С (б)

Основні показники якості перехідних процесів представлені у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

Показники якості перехідних процесів САК рівня перегріву базової структури та інваріантної до температури води на вході в конденсатор

Структура САК	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час перехідного процесу	
	$\Delta T_{\text{пер}}^{\text{max}}, \%$	$T_{\text{пп}}, \text{с}$	
Базова	14	275	115,7
З коригуючим зв'язком по $T_{В.к.1}$	8	245	50,7

Таким чином, за рахунок введення коригувального зв'язку максимальне динамічне відхилення зменшилось майже вдвічі, а значення інтегрально-модульного критерія якості регулювання - майже на 60%. При цьому час перехідного процесу майже не змінився.

4.2.3. Синтез та дослідження САК рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника $T_{пф}$, інваріантної до зміни частоти обертання компресора

На рисунку 4.13 представлена структурна схема САК $T_{пф}$, що підвищує динамічну точність контуру регулювання $T_{пф}$ за рахунок зниження впливу на нього керуючих впливів в контурі регулювання температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора, тобто частоти обертання компресора N_K . Автономність (квазіавтономність) контуру регулювання $T_{пф}$ по Вознесенському [88] забезпечується за рахунок введення коригувального зв'язку між виходом регулятора $T_{B.B.2}$ та входом регулятора $T_{пф}$, що формує розімкнену складову керування $T_{пф}$.

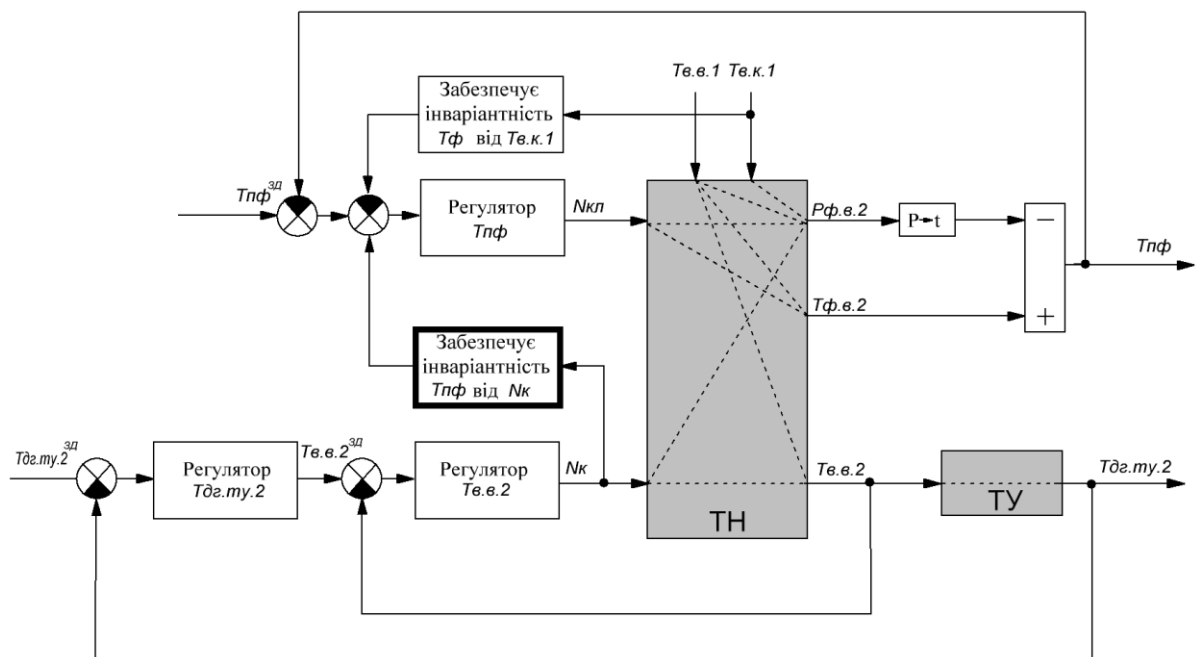


Рис. 4.13. Структурна схема САК $T_{пф}$ інваріантної до зміни температури води на вході в конденсатор $T_{B.K.1}$ і до зміни частоти обертання компресора N_K

Розрахунок коригувального зв'язку « $N_K - T_{пф}$ » представлений далі.

Виходячи з структурної схеми САК передатна функція такого зв'язку має вигляд:

$$W_{21}^k(p) = -\frac{W_{21}^o(p)}{W_{11}^o(p) * W_1^p(p)} \quad (4.23)$$

Де:

$W_{21}^o(p)$ - передатна функція об'єкта по каналу між регуляторного перехресного зв'язку «N_к – Т_{ПФ}»

$W_{11}^o(p)$ - передатна функція об'єкта по каналу керування «N_{кл} – Т_{ПФ}»

$W_1^p(p)$ - передатна функція регулятора Т_{ПФ}

$$W_{21}^o(p) = \frac{-0.034 * e^{-0.22p}}{0.375p + 1} \quad (4.24)$$

$$W_{11}^o(p) = \frac{-0.27 * e^{-14.05p}}{18.9p + 1} \quad (4.25)$$

$$W_1^p(p) = -3.4 * \left(1 + \frac{1}{10.5p} + 11.6p\right) \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} W_{21}^k(p) &= -\frac{\frac{-0.034 * e^{-0.22p}}{0.375p + 1}}{-3.4 * \frac{-0.27 * (121.8p^2 + 10.5p + 1) * e^{-14.05p}}{(18.9p + 1) * 10.5p}} = \\ &= -\frac{-0.034 * (18.9p + 1) * 10.5p * e^{-0.23p}}{(0.375p + 1) * 0.9 * (121.8p^2 + 10.5p + 1) * e^{-14.05p}} = \\ &= 0.038 * \frac{(198.5p^2 + 10.5p) * e^{-0.22p}}{45.7p^3 + 3.9p^2 + 16.25p + 0.375p^2 + 121.8p^2 + 10.5p + 1 * e^{-14.05p}} = \\ &= 0.038 * \frac{(198.5p^2 + 10.5p) * e^{-0.22p}}{(45.7p^3 + 125.7p^2 + 10.9p + 1) * e^{-14.05p}} = \\ &= 0.038 * \frac{(198p^2 + 10.5p)}{(45.7p^3 + 125.7p^2 + 10.9p + 1)} * e^{13.83p} \end{aligned}$$

Такий коригувальний зв'язок фізично реалізувати не можливо, тому замінімо ланку чистого випередження форсуючою ланкою:

$$W_{21}^k(p) = 0.038 * \frac{(198p^2 + 10.5p)}{(45.7p^3 + 125.7p^2 + 10.9p + 1)} * \left(1 + \frac{13.83p}{0.1 * 13.83p + 1}\right) \quad (4.27)$$

Структурна схема моделювання передатної функції коригувального зв'язку ($W_{21}^K(p)$) приведена на рис. 4.14

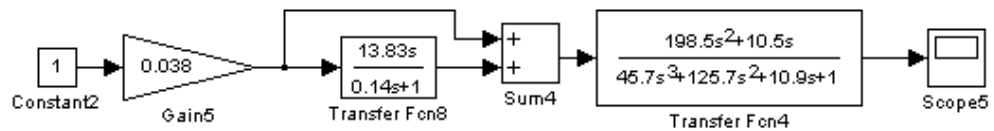


Рис. 4.14. Структурна схема моделювання $W_{21}^K(p)$.

Отримані передатні функції блоків корекції представлені занадто складними виразами, тому їх доцільно спростити при збереженні їх диференціюючих властивостей.

Спрощена передатна функція $W_{21}^K(p)$ матиме вигляд:

$$W_{21}^K(p) = kk * \frac{(tk2p)}{(tk3p^2 + 1)} * \left(1 + \frac{tk2p}{0.1 * tk2p + 1}\right) \quad (4.28)$$

В якості початкових приймемо наступні значення параметрів:

$$kk = 0.038; tk1=13.83; tk2=10.5; tk3=10.9.$$

Для уточнення початкових наближень параметрів передатної функції блоку корекції скористаємося схемою моделювання, що наведена на рис. 4.15, яка включає блок оптимізації, розроблений на кафедрі АТПіРС ОНАХТ.

Результати моделювання коригуючого зв'язку наведені на рис. 4.16.

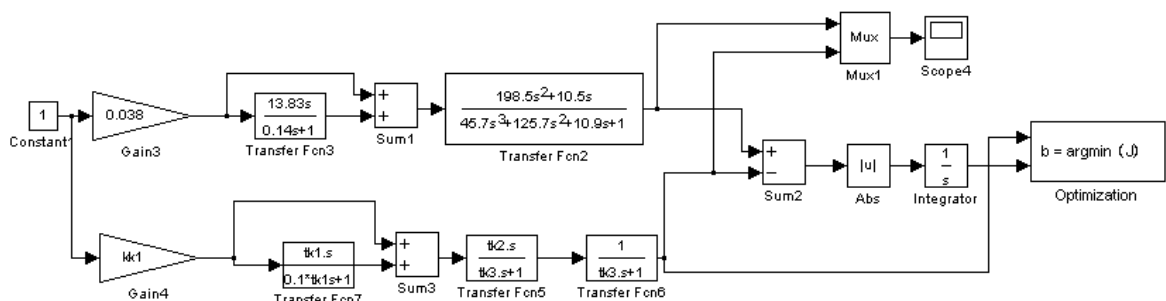


Рис. 4.15. Схема моделювання для уточнення початкових наближень параметрів коригуючого зв'язку

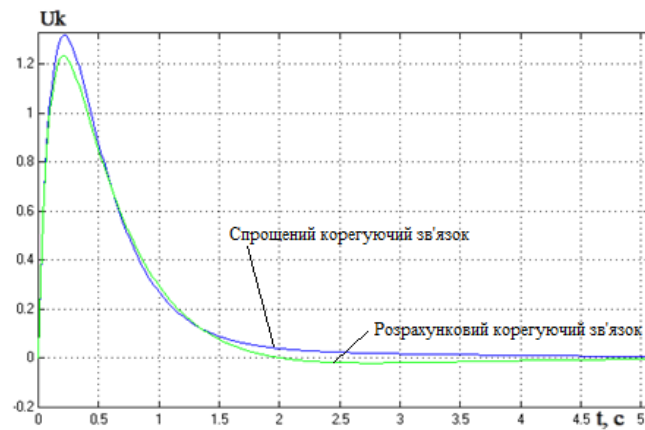


Рис. 4.16. Порівняльне моделювання розрахункового та спрощеного корегувальних зв'язків

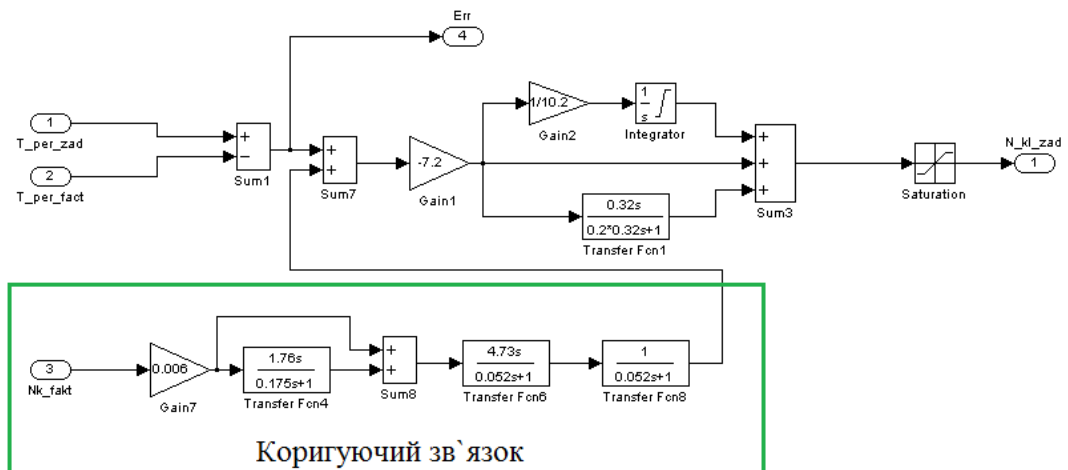


Рис. 4.17. Реалізація коригувального зв'язку, що забезпечує автономність (квазіавтономність) САК $T_{\Pi\Phi}$, у середовищі Matlab Simulink

В результаті проведення процедури оптимізації коригувального зв'язку отримаємо наступні параметри:

$$kk = 0.097;$$

$$tk1 = 1,092;$$

$$tk2 = 8,5;$$

$$tk3 = 0,74.$$

На рисунку 4.18 представлені перехідні процеси в базовій САК (1) та автономній САК (2) при ступінчастій зміні частоти обертання компресора N_k з 40 до 50 об/сек

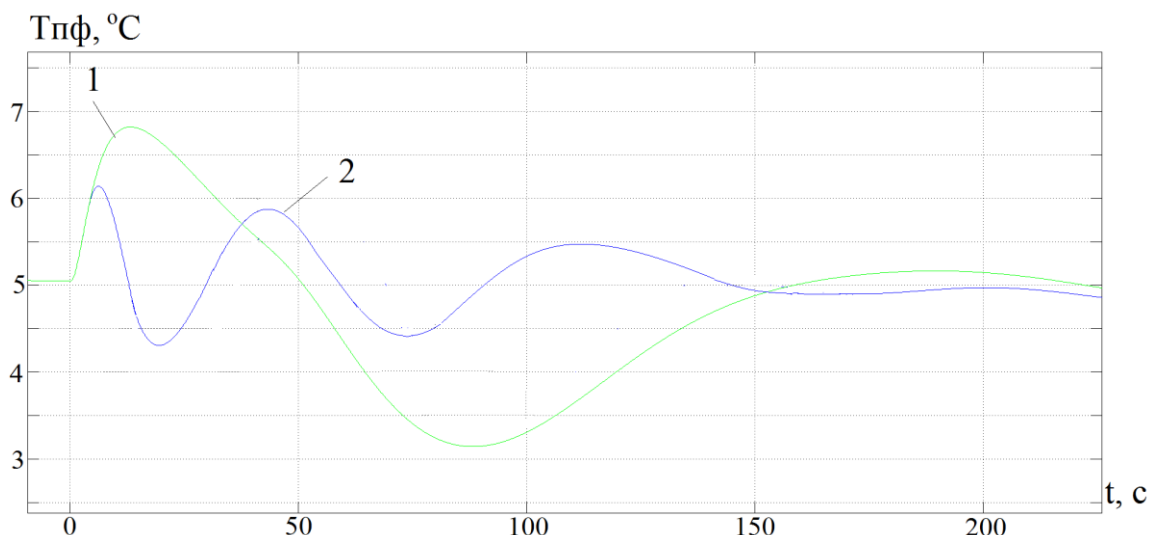


Рис. 4.18. Графіки перехідних процесів в базовій САК $T_{ПФ}$ (1) та в САР $T_{ПФ}$ інваріантній до зміни N_K (2) при ступінчатій зміні N_K 40 до 50 об/с

Основні показники якості перехідних процесів САК представлені у табл. 4.5.

Таблиця 4.5

Показники якості перехідних процесів САК

Структура САК	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час перехідного процесу	
	$\Delta T_{\text{пер}}^{\text{max}}, \%$	$T_{\text{пп}}, \text{с}$	
Базова	36	210	191
З коригуючим зв'язком по N_K	24	135	133

Таким чином, за рахунок введення коригувального зв'язку максимальне динамічне відхилення зменшилось майже третину а значення інтегрально-модульного критерія якості регулювання - майже на 30%.

4.2.4. Синтез та дослідження адаптивної САК рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника $T_{ПФ}$

Параметри теплового насосу як ОК (коефіцієнт передачі $K_{П}$ та стала часу T) по каналу регулювання температури перегріву парів холодоагенту на виході випарника досить суттєво змінюються при зміні теплового

навантаження на випарник [48], що може призводити до виходу САК $T_{ПФ}$ за межі стійкості. В [46] представлені залежності параметрів об'єкту від тиску (температури кипіння) у випарнику при сталих тиску (температури) конденсатора та частоти обертання компресора. На підставі цих залежностей була побудована система керування з адаптивним регулятором перегріву по температурі кипіння (тиску) у випарнику. При цьому окремо було обумовлено, що отримані залежності є дійсними тільки для режиму зі сталою температурою на конденсаторі $T_K = 40^\circ\text{C}$ та частотою обертання компресора $N_K = 620$ об/хв.

В умовах реальної експлуатації ці параметри можуть змінюватись в досить широкому діапазоні, що буде суттєво впливати на відповідність параметрів об'єкту, розрахованих за [46] реальним параметрам. Це в свою чергу буде негативно впливати на якість регулювання.

Наші дослідження показали, що при застосуванні у системі утилізації продуктів згоряння в якості випарника «прямоточного» теплообмінника, зміни тиску (температури кипіння) у випарнику при роботі системи стабілізації перегріву фактично відтворюють зміну температури теплоносія на вході у випарник з запізненням, яке залежить від витрати теплоносія та динамічних властивостей контуру регулювання перегріву. Окрім того, сигнал тиску має високочастотні складові які будуть заважати коректній роботі системи адаптації параметрів регулятора. Зважаючи на це, більш доцільно в якості контрольованого збурення для системи адаптації буде використання температури теплоносія на вході у випарник. Структурна схема САК з блоком адаптації параметрів регулятора перегріву по температурі теплоносія на вході у випарника ($T_{В.В.1}$) представлена на рисунку 4.19.

На рисунку 4.20 показана реалізація адаптивного регулятора $T_{ПФ}$, що забезпечує зміну коефіцієнта підсилення та часу ізодрому.

На рисунку 4.21 представлені графіки перехідних процесів в контурі регулювання температури перегріву з базовою САК (1) та САК з адаптивним

регулятором (2) при ступінчастій зміні температури води на вході у випарник з 20 до 30 °С в момент часу 0 с, та з 30 до 20 °С в момент часу 500 с.

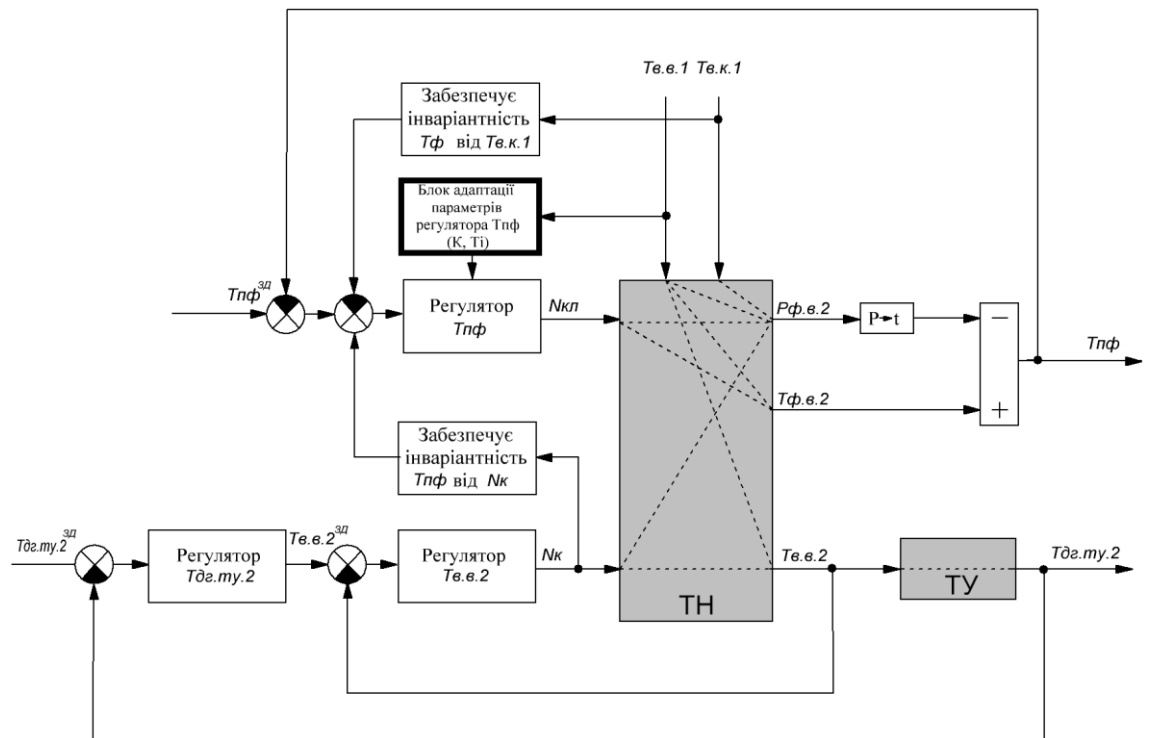


Рис. 4.19. Структурна схема САК $T_{пф}$ з адаптивним регулятором температури перегріву

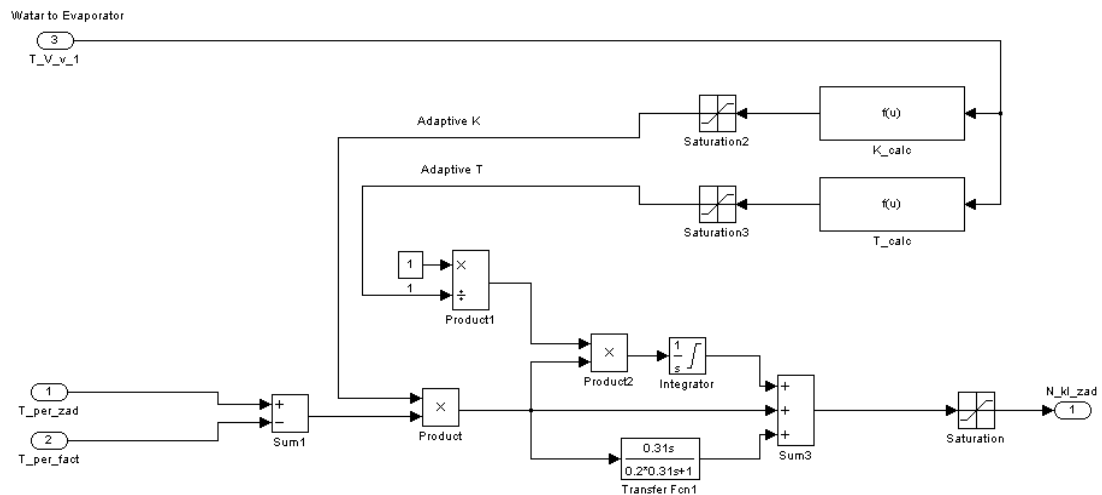


Рис. 4.20. Реалізація адаптивного регулятора у середовищі Matlab Simulink

На рисунку 4.21 представлені перехідних процесів в базовій (1) та адаптивній (2) САК $T_{пф}$ при ступінчастій зміні температури води на вході у випарник в

сторону збільшення (момент часу 0 с), та в сторону зменшення (момент часу 500 с)

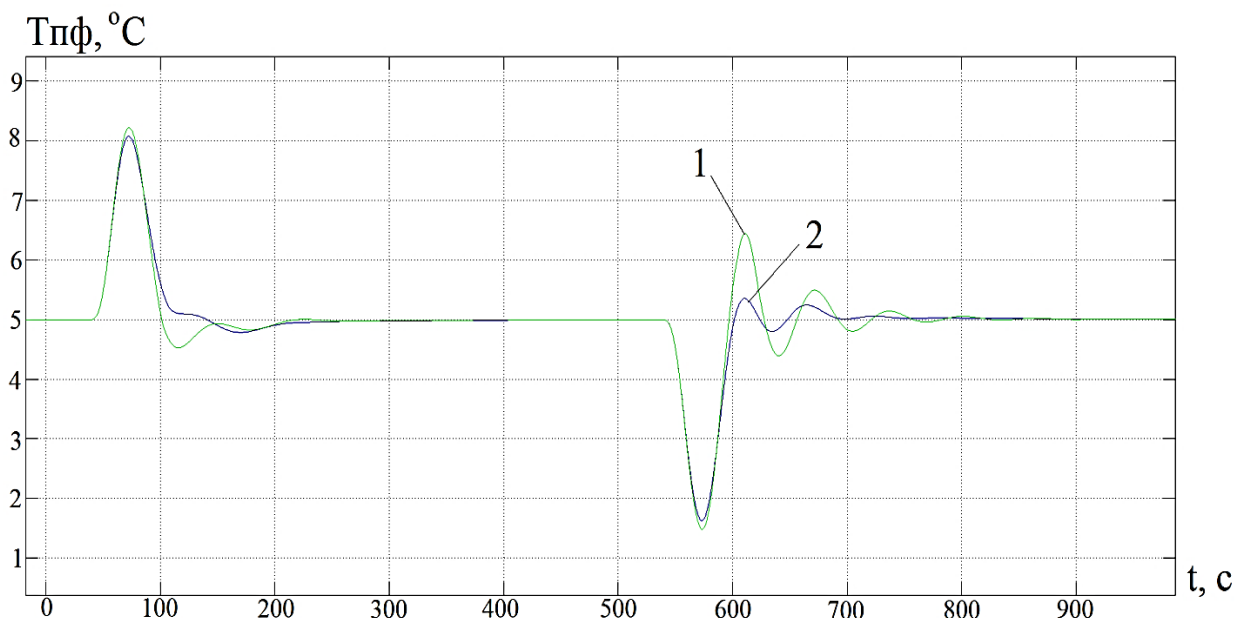


Рис. 4.21 – Графіки переходних процесів в базовій (1) та адаптивній (2) САК

ТПФ при ступінчастій зміні температури води на вході у випарник

Основні показники якості переходних процесів САК представлені у табл. 4.6.

Таблиця 4.6

Показники якості переходних процесів САК

Структура САК	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час переходного процесу	
	$\Delta T_{\text{пер}}^{\text{max}}, \%$	$T_{\text{пп}}, \text{с}$	
Базова	72	245	163
З адаптивним регулятором Тпф	68	180	125

Максимальне динамічне відхилення в переходних процесах обох САК на рис 4.21 складає майже 70 %. В адаптивній САК скорочується час переходного процесу за рахунок зменшення коливальності, що говорить про більший запас стійкості такої САК. Однак обидва переходних процеси мають

велике динамічне відхилення, яке скоріш за все пов'язане із наявністю запізнення в об'єкті, по каналу « $T_{B.B.1} - T_{ПФ}$ » [47]

4.2.5. Структурний і параметричний синтез САК з каскадним регулятором перегріву парів холодоагенту та її аналіз

На рисунку 4.22 представлена структурна схема САК з каскадним контуром регулювання температури перегріву парів холодоагенту на виході випарника з внутрішнім контуром регулювання витрати холодоагенту.

В попередніх параграфах були розглянуті варіанти САК рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника, підвищеної динамічної точності, інваріантні до збурень. Вони реалізували розімкнений принцип керування за збуренням у вигляді зміни температури води на вході в конденсатор, або частоти обертання компресора по моделі, без зворотного зв'язку. Суттєвим недоліком такого підходу є те, що не завжди і не при всіх умовах модель точно описує об'єкт керування, оскільки він є суттєво нелінійним, а параметри коригувальних ланок оптимізовані в якійсь певній робочій точці. Адаптивна система, розглянута в параграфі 1.4, є також розімкненою і її недоліком є те, що залежності за якими здійснюється адаптація параметрів регулятора (коефіцієнт передачі $K_P = f(P)$ та сталої часу $T_I = f(P)$) від зовнішніх впливів також були отримані для конкретної робочої точки при сталих тиску на конденсаторі та тепловому навантаженні випарника.

Ліанерізація статичної характеристики каналу керування рівня перегріву можлива при застосуванні каскадної системи керування, внутрішній (швидкий) контур якої стабілізує витрати холодоагенту, а зовнішній – рівень перегріву парів холодоагенту на виході випарника. Однак у зв'язку зі складністю технічної реалізації системи вимірювання витрат холодоагенту, внутрішній контур каскадної САК зазвичай стабілізує тиск на виході випарника [56, 58]. Така каскадна система за рахунок зворотного зв'язку внутрішнього контуру є лінійною відносно керуючого впливу та

інваріантною до тиску в конденсаторі. Однак це є справедливим лише для систем зі сталою частотою обертання компресора (його об'ємною продуктивністю).

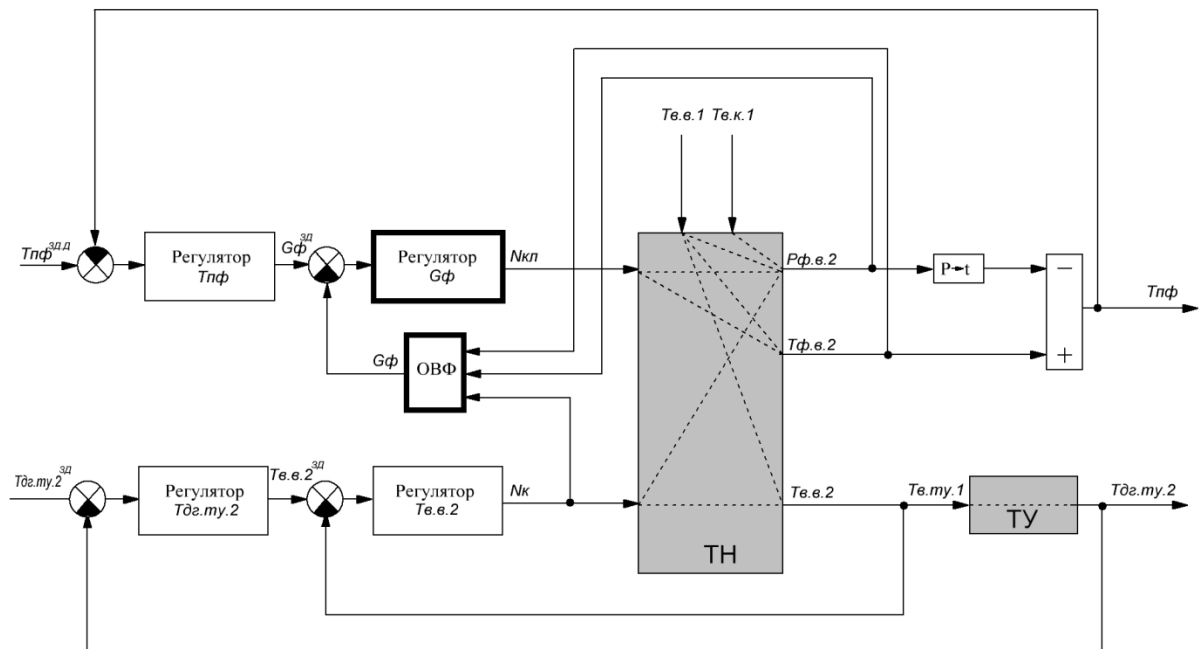


Рис. 4.22. Структурна схема САК з каскадним регулятором температури перегріву, інваріантна до змін N_k , $T_{в.к1}$

Наші дослідження показали, що в якості змінної, що стабілізується внутрішнім контуром каскадної САР може виступати не фактичні витрати холодоагенту, виміряні витратоміром, а віртуальна змінна G_M , розрахована по математичній моделі, яка корелює з фізичною масовою витратою холодоагенту.

$$G_M = \frac{N_k \cdot V_{cyl} \cdot N_{cyl} \cdot K_n \cdot P_b \cdot M_{fr}}{R \cdot T} \cdot K_K \quad (4.29)$$

де:

N_k – частота обертання двигуна компресора;

V_{cyl} – об'єм одного циліндра компресора;

N_{cyl} – кількість циліндрів компресора;

K_n – коефіцієнт подачі компресора.

P_B – тиск холодоагенту на вході компресора;

M_{fr} – молярна маса холодоагенту;

R – універсальна газова постійна;

T – температура перегрітого холодоагенту на вході компресора;

K_K – коригувальний коефіцієнт, враховуючий не ідеальність газу. Для фреону

R22 $K_K = 0.95$

$$K_{\pi} = 1 - \left(\frac{P_K}{P_B} \cdot a \right), \quad (4.30)$$

де:

P_K – тиск у конденсаторі;

P_B – тиск у випарнику;

a – коефіцієнт, який враховує об'ємні втрати, притаманні даному типу компресора (для роторних компресорів $a = (0,03 - 0,05)$).

Для розрахунків коефіцієнту подачі необхідно мати інформацію про тиск у конденсаторі, що потребує наявності в технологічній схемі сенсору тиску в конденсаторі. В разі його відсутності можлива заміна коефіцієнту подачі константою. Для роторного компресора зазвичай цей коефіцієнт змінюється в діапазоні від 0,8 до 0,9 і в контурі регулювання із від'ємним зворотним зв'язком, його вплив незначний. В такому випадку розрахункова залежність буде виглядати наступним чином:

$$G_M = \frac{N_k \cdot V_{cyl} \cdot N_{cyl} \cdot P_B \cdot M_{fr}}{R \cdot T} \cdot K_{KP} \quad (4.31)$$

де K_{KP} – коригувальний коефіцієнт, що враховує не ідеальність газу та коефіцієнт подачі. Для роторного компресора та фреону R22 прийmemo $K_{KP} = 0,8$

Визначення величини витрати холодоагенту у САК виконується скісним методом, за допомогою обчислювача витрати фреону (ОВФ), який реалізує розрахунок виразу (4.31), а реалізація його у середовищі імітаційного моделювання показана на рис. 4.23. Для визначення витрати

використовуються наступні параметри, які доступні для вимірювання у технологічному процесі:

- Частота обертання компресора
- Тиск на вході компресора (виході випарника)
- Температура перегрітого пару холодоагенту на вході в компресор

Отримавши інформацію про віртуальну змінну вираховану по моделі G_M , що корелює з масовою витратою холодоагенту у випарнику, маємо можливість побудови каскадної САК рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника, з використанням віртуальної змінної G_M в якості регульованої величини внутрішнього контуру каскадної САК.

Розрахунок параметрів допоміжного (внутрішнього) ПІД-регулятора:

$$K_{P2B} = \frac{1.0 * T_o}{k_o * \tau_o} = \frac{1.0 * 16,5}{0,112 * 24,2} = 6,1 \frac{\% \text{х.п. о.}}{\text{оС}} \quad (4.32)$$

$$T_{i31} = 2 * \tau_o = 2 * 10,2 = 22,4, c \quad (4.33)$$

$$T_{пp1} = 1 * \tau_o = 1 * 2,5 = 2,5 c \quad (4.34)$$

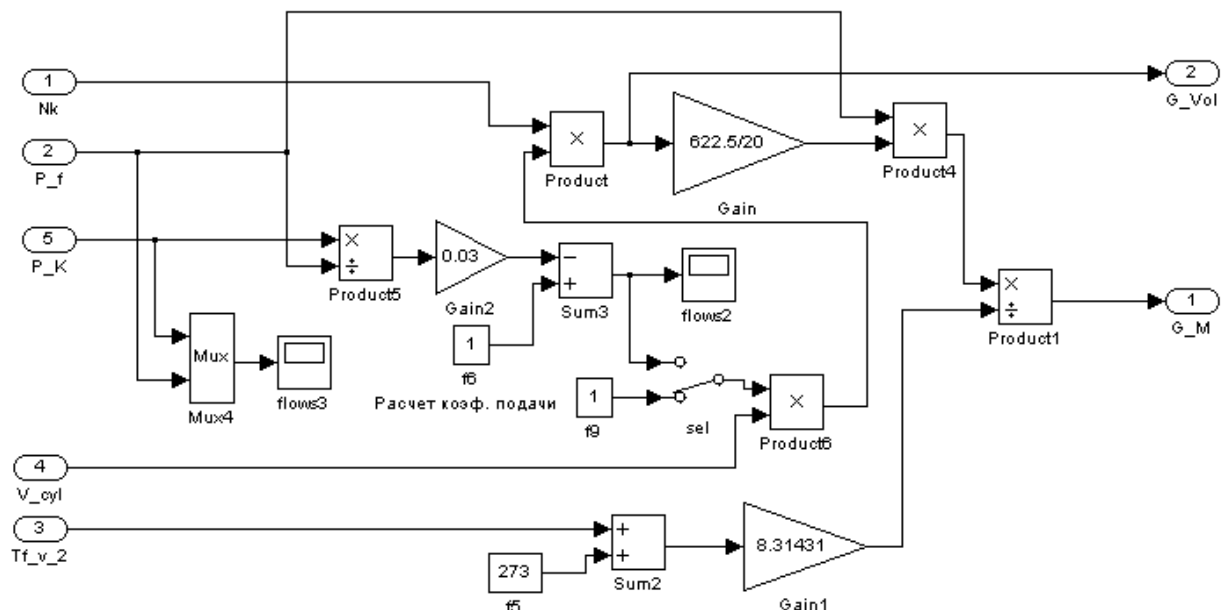


Рис. 4.23. Реалізація обчислювача витрати фреону у середовищі Matlab Simulink

Розрахунок параметрів еквівалентного ОК:

$$k_{y_{пзд}y_{п}} = \frac{k_{\frac{всп}{р}} * k_{\frac{o}{ууп}}}{V_{ууп} + k_{\frac{всп}{р}} * k_{\frac{o}{ууп}}} = \frac{6,1 * (-0,112)}{1 + (-6,1 * (-0,112))} = -0,4 \quad (4.35)$$

$$k^{oe} = k_{y_{пзд}y_{п}} * k_{упу}^o = -0,4 * (-0,077) = 0,03 \frac{\text{оС}}{\% \text{х. р. о.}} \quad (4.36)$$

$$\tau_{uy} = \tau_{ууп} + \tau_{упу} = 54,5 \text{ с} \quad (4.37)$$

$$T^{oe} = 0,5 * T_{ууп} + T_{упу} = 0,5 * 16,5 + 58,75 = 67 \text{ с} \quad (4.38)$$

Розрахунок параметрів головного (зовнішнього) ПД-регулятора:

$$K_{p2r} = \frac{1,0 * T_o}{k_o * \tau_o} = \frac{1,0 * 67}{54,5 * (-0,03)} = 40,9 \frac{\% \text{х. р. о.}}{\text{оС}} \quad (4.39)$$

$$T_{із2r} = 2 * \tau_o = 2 * 54,5 = 109, \text{ с} \quad (4.40)$$

$$T_{пр2r} = 1 * \tau_o = 1 * 54,5 = 54,5, \text{ с} \quad (4.41)$$

Після розрахунку початкових параметрів головного та допоміжного регуляторів каскадної САК $T_{пф}$ проведемо її параметричну оптимізацію. Оптимізацію проведемо з використанням імітаційної моделі об'єкту керування, розглянутої в розділі 3, за допомогою додатку до середовища Matlab «Оптимальний параметричний синтез», розробленого на кафедрі АТПіРС ОНАХТ. Перехідні процеси в САК до і після оптимізації представлені на рисунку 4.24.

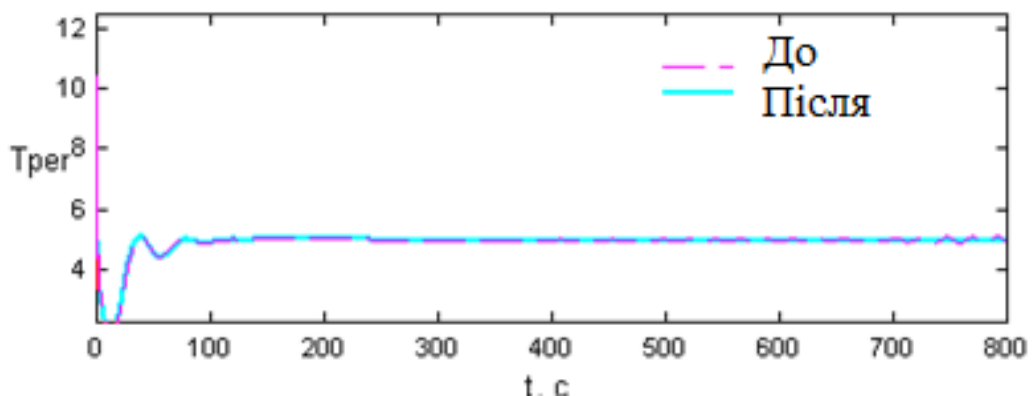


Рис. 4.24. Результати оптимізації налаштувань регуляторів каскадної САК $T_{пф}$

Оптимізовані параметри допоміжного (внутрішнього) регулятора каскадної САК $T_{ПФ}$:

- Коефіцієнт підсилення $K_P = -2,99$
- Час ізодрому $T_I = 11,8$
- Час випередження $T_P = 4,9$

Оптимізовані параметри головного (зовнішнього) регулятора каскадної САК $T_{ПФ}$:

- Коефіцієнт підсилення $K_P = -5,84$
- Час ізодрому $T_I = 16,2$
- Час випередження $T_P = 0,52$

Реалізація каскадної САК у середовищі імітаційного моделювання Matlab Simulink показана на рисунку 4.25.

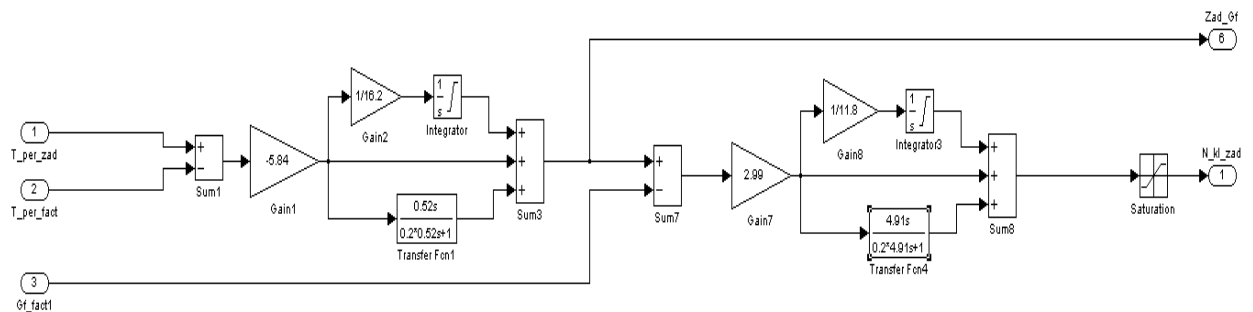


Рис. 4.25. Реалізація каскадного регулятора перегріву у середовищі імітаційного моделювання MatlabSimulink

На рисунку 4.26 представлені графіки перехідних процесів в САК температури перегріву базової структури (1) та САК з каскадним регулятором (2) при ступінчастій зміні температури води на вході в конденсатор з 40 до 30 °C (а) та з 30 до 40°C (б)

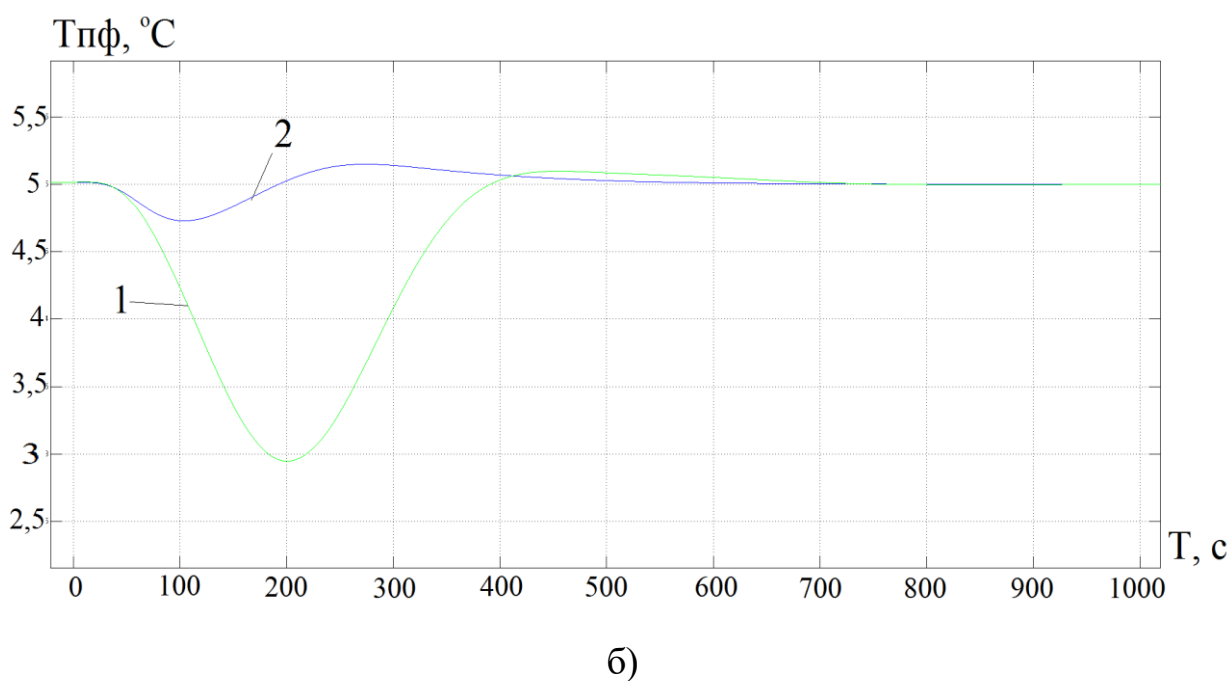
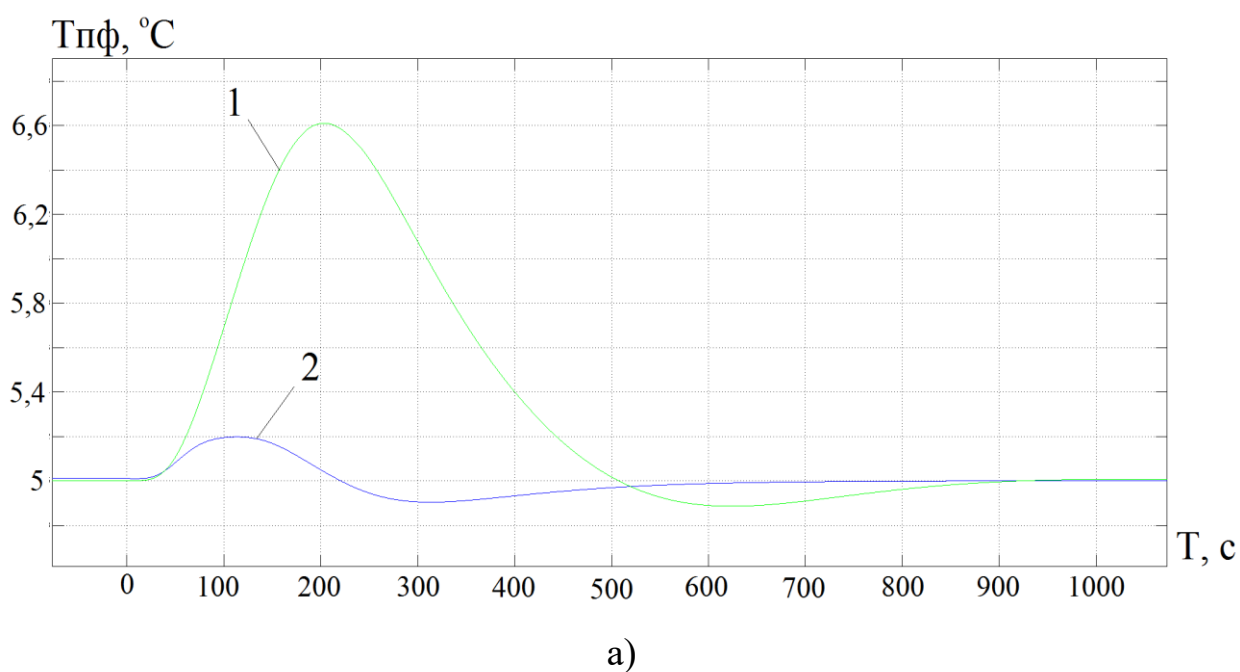
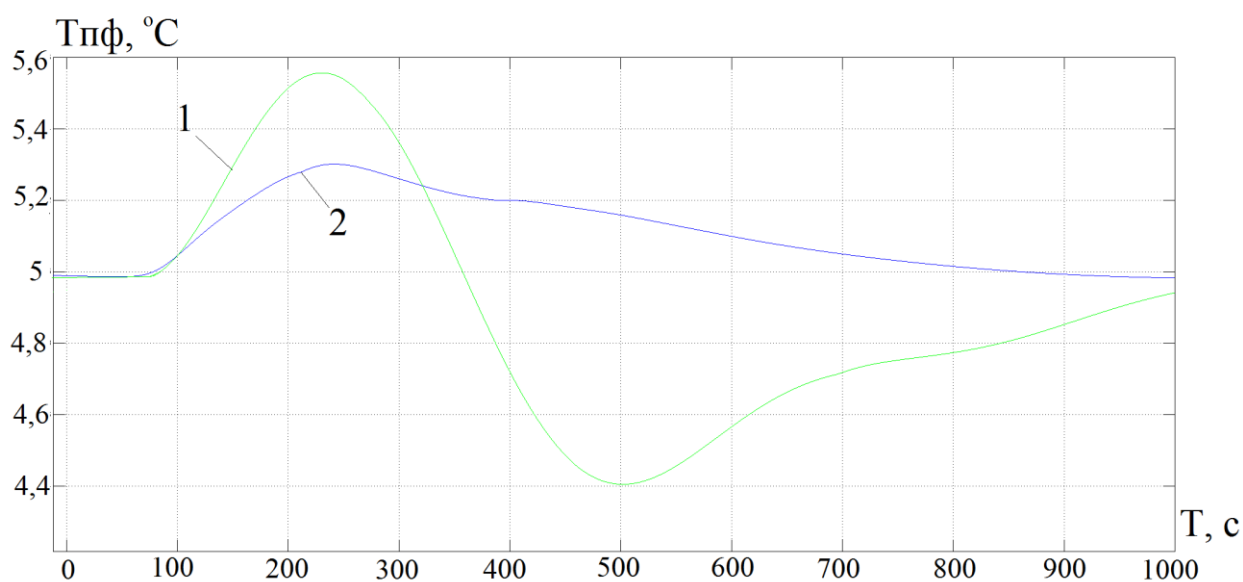
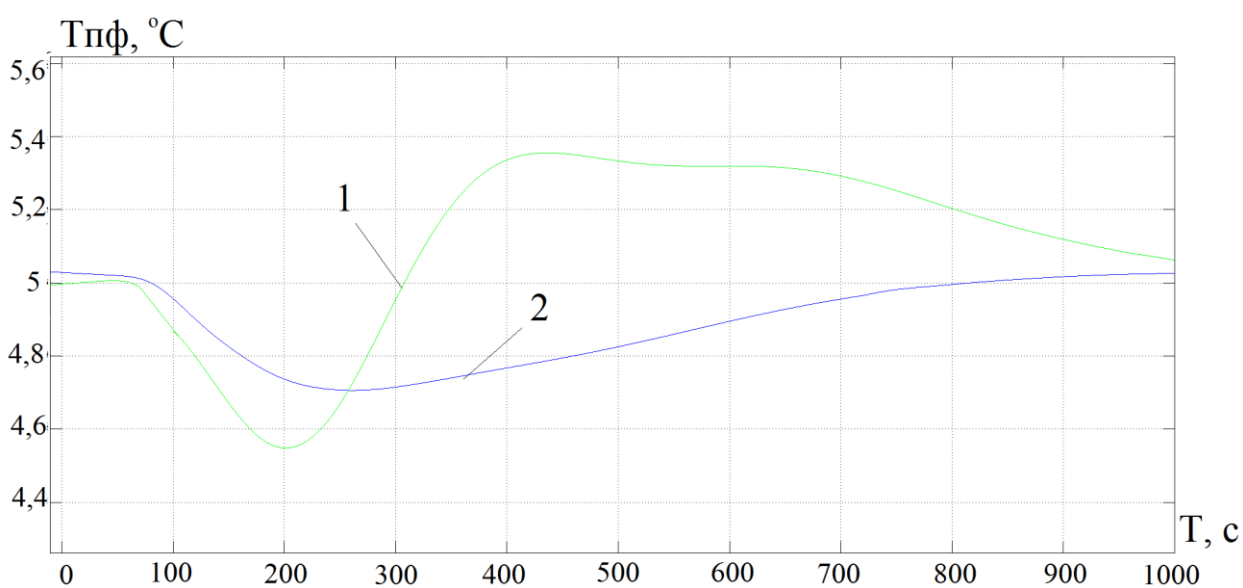


Рис. 4.26. Графіки перехідних процесів САК температури перегріву базової структури (1) та САК з каскадним регулятором (2) при ступінчастій зміні температури води на вході в конденсатор з 40 до 30 °C (а) та з 30 до 40°C (б)

На рисунку 4.27 представлені графіки перехідних процесів САК температури перегріву базової структури (1) та САК з каскадним регулятором (2) при ступінчастій зміні витрати димових газів через теплоутилізатор ($G_{дг}$) 60 до 80 °C (а) та з 80 до 60 кг/год (б)



а)



б)

Рис. 4.27. Графіки перехідних процесів САК температури перегріву базової структури (1) та САК з каскадним регулятором (2) при ступінчастій зміні витрати димових газів крізь теплоутилізатор ($G_{дг}$) 60 до 80 °С (а) та з 80 до 60 кг/год (б)

На рисунку 4.28 представлені графіки перехідних процесів САК температури перегріву базової структури (1) та САК з каскадним регулятором (2) при ступінчастій зміні заданого значення перегріву з 5 до 2 °С

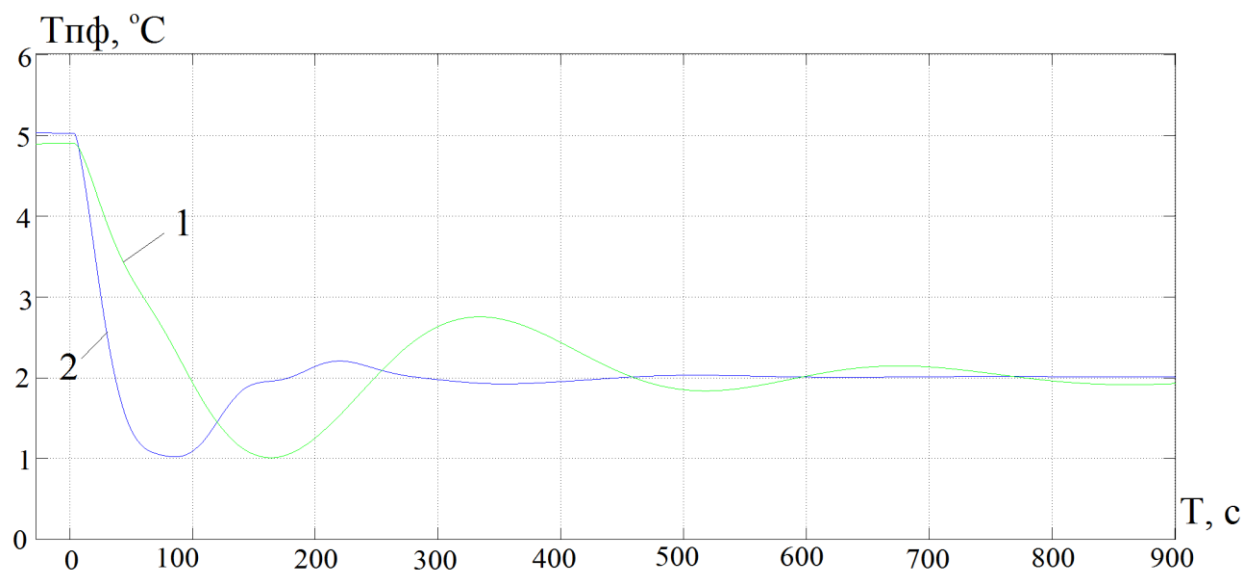


Рис. 4.28. Графіки перехідних процесів САК температури перегріву базової структури (1) та САК з каскадним регулятором (2) при ступінчастій зміні заданого значення перегріву з 5 до 2 °C

На рисунку 4.29 представлені графіки перехідних процесів САК $T_{пф}$ базової структури (1), адаптивної (2) та каскадної (3) при ступінчастій зміні температури води на вході в конденсатор з 40 до 30 °C

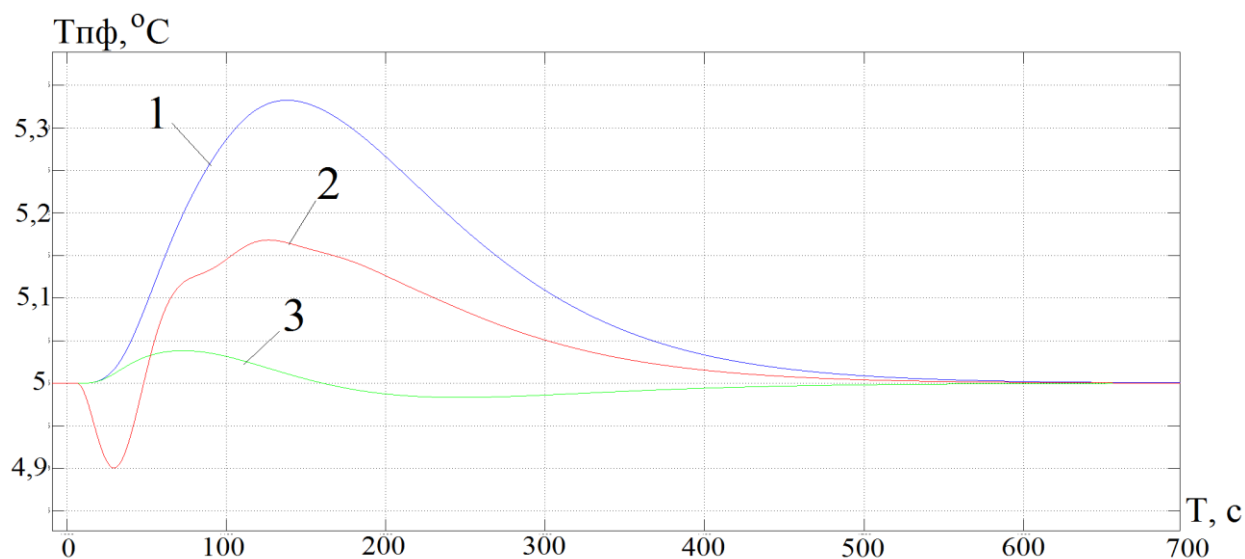


Рис. 4.29. Графіки перехідних процесів САК температури перегріву різних структур при ступінчастій зміні температури води на вході в конденсатор з 40 до 30 °C

В таблиці 4.7 представлені прямі та інтегральні показники якості перехідних процесів для САК різних структур, при ступінчатій зміні температури води на вході в конденсатор.

Таблиця 4.7

Показники якості перехідних процесів САК

Структура САК	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час перехідного процесу	
	$\Delta T_{\text{пер}}^{\text{max}}, \%$	$T_{\text{пп}}, \text{с}$	
Базова	6,8	422	69
Адаптивна	3,2	352	35
З каскадним регулятором $T_{\text{ПФ}}$	1	120	6

Як видно, САК з каскадним регулятором $T_{\text{ПФ}}$ демонструє більшу динамічну точність у порівнянні, як з базовою так і з адаптивною САК. Максимальне динамічне відхилення зменшилось майже в 7 разів в порівнянні з базовою, та у 3 рази у порівнянні з адаптивною САК. Час перехідного процесу зменшився у 3.5 рази у порівнянні з базовою, та в 3 рази у порівнянні з адаптивною САК. А інтегрально-модульний показник якості регулювання зменшився в 10 та 6 разів відповідно.

На рисунку 4.30 представлені графіки перехідних процесів в САК $T_{\text{ПФ}}$ базової структури (1), з коригувальним зв'язком по N_k (2) та з каскадним регулятором $T_{\text{ПФ}}$ (3) при ступінчатій зміні частоти обертання компресора з 50 до 45 Гц. На графіку видно, що в базовій САК при впливі такого збурення рівень перегріву падає до нуля, що може призвести до аварійної ситуації через потрапляння рідкого холодоагенту до компресору.

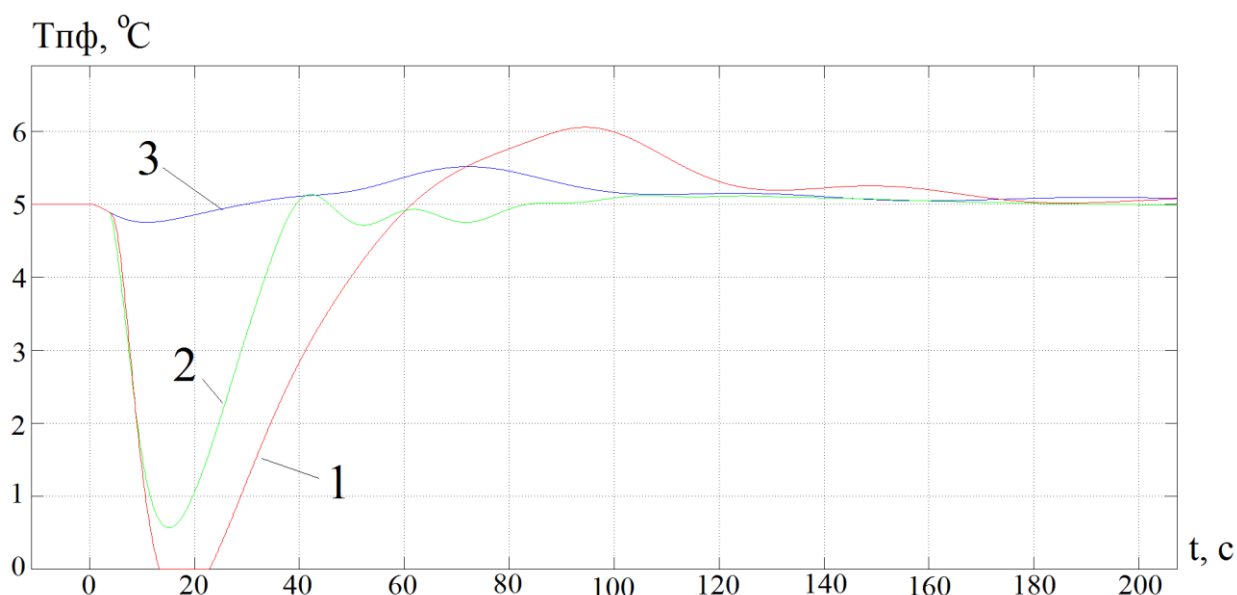


Рис. 4.30. Графіки переходних процесів САК температури перегріву різних структур при ступінчастій зміні частоти обертання компресора

В таблиці 4.8 представлені прямі та інтегральні показники якості переходних процесів для САК різних структур, при ступінчастій зміні частоти обертання компресора.

Таблиця 4.8

Показники якості переходних процесів САК

Структура САК	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час переходного процесу	
	$\Delta T_{\text{пер}}^{\text{max}}, \%$	$T_{\text{пп}}, \text{с}$	
Базова	100	162	232
З коригувальним зв'язком по N_K	90	79	103
З каскадним регулятором $T_{\text{пф}}$	10	106	43

На рисунку 4.31 представлені графіки переходних процесів САК $T_{\text{пф}}$ базової структури (1), з адаптивним регулятором $T_{\text{пф}}$ (2) та з каскадним регулятором $T_{\text{пф}}$ (3) при ступінчастій зміні температури води на вході у випарник з 20 до 25 °C

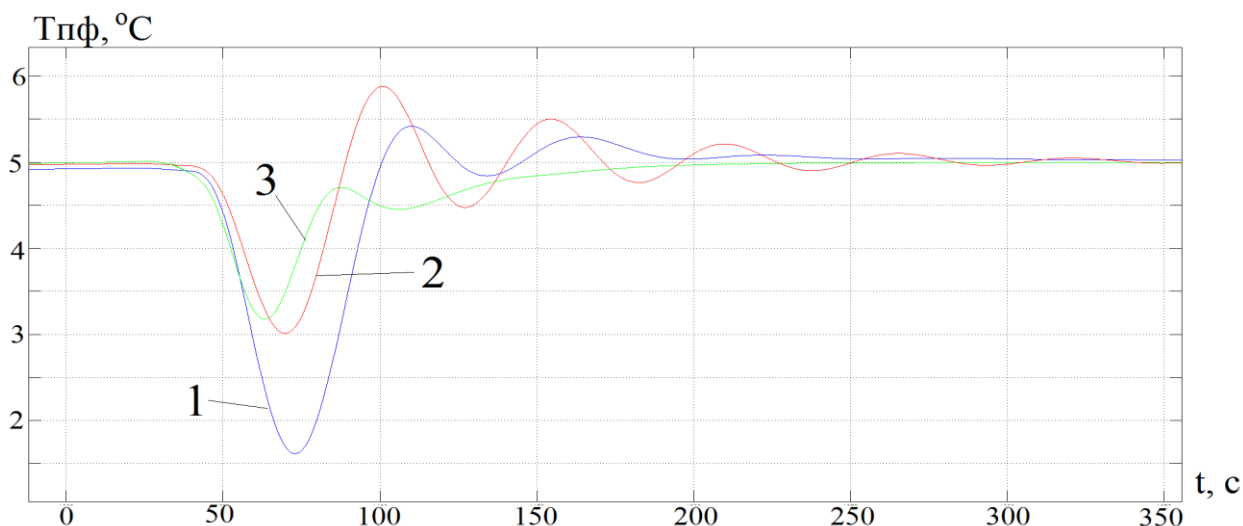


Рис. 4.31. Графіки переходних процесів САК температури перегріву різних структур при ступінчастій зміні температури води на вході у випарник

В таблиці 4.9 представлені прямі та інтегральні показники якості переходних процесів для САК різних структур, при ступінчастій зміні температури води на вході у випарник.

Таблиця 4.9

Показники якості переходних процесів САК

Структура САК	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час переходного процесу	
	$\Delta T_{\text{пер}}^{\text{max}}, \%$	$T_{\text{пп}}, \text{с}$	
Базова	68	186	135
З адаптивним регулятором $T_{\text{пф}}$	40	232	99
З каскадним регулятором $T_{\text{пф}}$	36	153	79

Виходячи з отриманих результатів, можна констатувати, що каскадна САК $T_{\text{пф}}$ демонструє у порівнянні з іншими САК, розглянутими вище, високу динамічну точність при впливі збурень викликаних зміною температури води на вході в конденсатор $T_{\text{в.к.1}}$ та зміною керуючого впливу у контурі регулювання температури продуктів згоряння N_k . При цьому вона

майже не підвищує динамічну точність при впливі збурень викликаних зміною температури води на вході у випарник $T_{В.В.1}$ у порівнянні з адаптивною. Це викликано тим, що регульована величина $T_{ПФ}$ вираховується, як різниця двох параметрів випарника – температурі парів холодоагенту на виході, та температурі кипіння холодоагенту, яка в свою чергу вираховується по його тиску на виході. Тиск на виході випарника, у випадку повного википання, є результатом матеріального балансу між масовими витратами компресора та масовими витратами холодоагенту через розширювальний клапан. Тому миттєві значення тиску майже не залежать від витрат та температури теплоносія на вході в випарник. Вони викликають лише зміну температури парів холодоагенту на виході випарника, змінюючи таким чином, і рівень їх перегріву. Тому каскадна САК компенсує ці впливи лише внаслідок роботи зовнішнього контуру, аналогічно адаптивній САК, що підтверджують отримані результати, на рис. 4.31.

4.2.6. Структурний і параметричний синтез САК з каскадним регулятором перегріву парів холодоагенту, інваріантної до зміни температури води на вході в випарник та її аналіз

Структурна схема каскадної САК рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника, що додатково забезпечує інваріантність каскадної САК $T_{ПФ}$ до збурень викликаних зміною температури води на вході випарника, що не забезпечувала в повному обсязі каскадна САК, розглянута у попередньому параграфі, представлена на рисунку 4.32. Її інваріантність досягається за рахунок введення коригувального зв'язку між температурою теплоносія на вході в випарник $T_{В.В.1}$ та входом регулятора витрати холодоагенту G_M , що реалізує принцип Петрова [42] та формує розімкнуту складову регулювання $T_{ПФ}$.

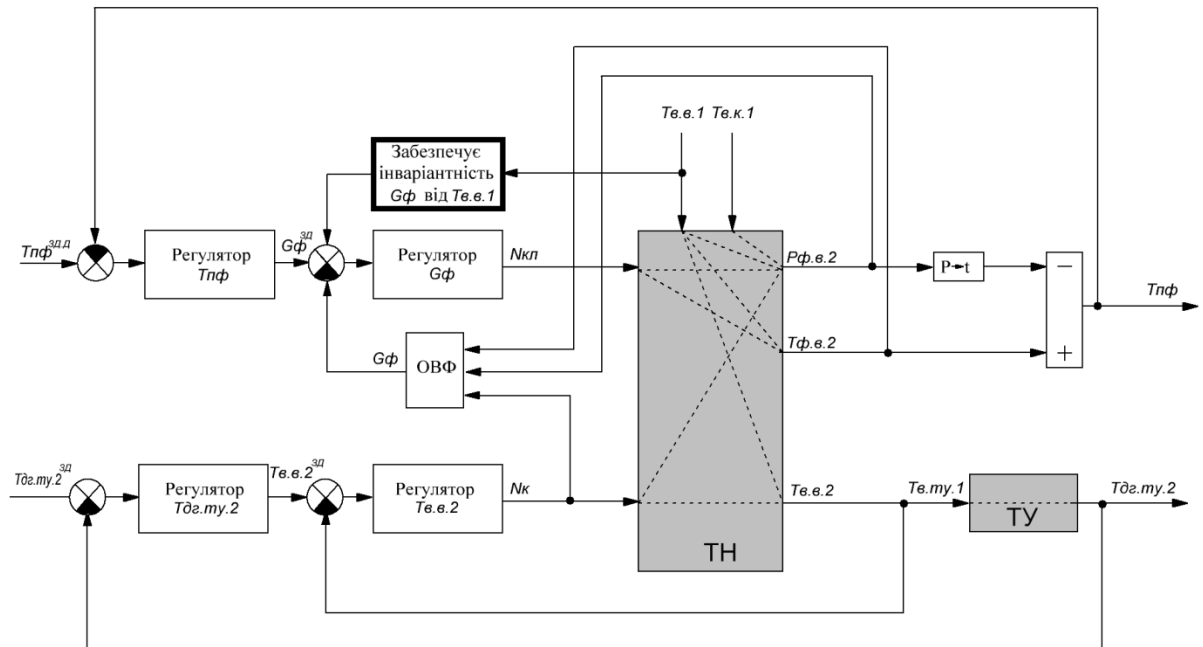


Рис. 4.32. Структурна схема САК з каскадним регулятором температури перегріву, інваріантна до змін N_K , $T_{B.BI}$, $T_{B.KI}$.

Виходячи з структурної схеми САК передатна функція коригувального зв'язку має вигляд:

$$W_{21}^K(p) = - \frac{W_{21}^o(p)}{W_{11}^o(p) * W_1^p(p)} \quad (4.42)$$

де:

$W_{21}^o(p)$ - передатна функція об'єкта по каналу контрольованого збурення « $T_{B.B.I} - T_{ПФ}$ »

$W_{11}^o(p)$ - передатна функція об'єкта по каналу керування « $N_{КЛ} - T_{ПФ}$ »

$W_1^p(p)$ - передатна функція регулятора G_{Φ}

$$W_{21}^o(p) = \frac{0,16 * e^{-12,5p}}{25,1p + 1} \quad (4.43)$$

$$W_{11}^o(p) = \frac{-0,045 * e^{-9,52p}}{18,13p + 1} \quad (4.44)$$

$$W_1^p(p) = -7,2 * \left(1 + \frac{1}{16,5p} + 0,34p \right) \quad (4.45)$$

$$\begin{aligned}
 W_{21}^K(p) &= - \frac{\frac{-0.16 * e^{-12.5p}}{25.1p+1}}{-7.2 * \frac{-0.27 * (121.8p^2 + 10.5p + 1) * e^{-9.52p}}{(18.9p+1) * 16.5p}} = \\
 &= - \frac{-0.045 * (5.61p + 1) * 16.5p * e^{-9.25p}}{(0.375p + 1) * 0.9 * (121.8p^2 + 10.5p + 1) * e^{-12.55p}} = \\
 &= 0.049 * \frac{(198.5p^2 + 10.5p) * e^{-9.52p}}{45.7p^3 + 3.9p^2 + 16.25p + 0.375p^2 + 121.8p^2 + 10.5p + 1 * e^{-14.05p}} = \\
 &= 0.049 * \frac{(198.5p^2 + 10.5p) * e^{-12.5p}}{(45.7p^3 + 125.7p^2 + 10.9p + 1) * e^{-9.25p}} = \\
 &= 0.049 * \frac{(301.95p^2 + 16.5p)}{(140.8p^3 + 419.7p^2 + 25.1p + 1)} * e^{-21.75p}
 \end{aligned}$$

Реалізація коригувального зв'язку «Тв.к.І – Тпф» у середовищі імітаційного моделювання MatlabSimulink показана на рисунку 4.33.

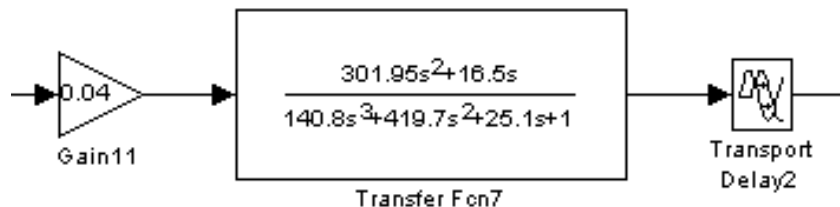


Рис. 4.33. Реалізація коригувального зв'язку « $T_{В.К.І} - T_{ПФ}$ » у середовищі Matlab Simulink

На рисунку 4.34 наведені графіки перехідних процесів трьох САК $T_{ПФ}$ – базової структури (1), каскадної (2), та каскадної САК, інваріантність до зміни температури води на вході випарника ($T_{В.В.І}$) (3). Перехідні процеси отримані при ступінчатій зміні $T_{В.В.І}$ з 25 до 30 °С та сталих частоті обертання компресора $N_K = 50$ об/с та температури води на вході в конденсатор $T_{В.К.І} = 40$ °С

В таблиці 4.10 наведені прямі та інтегральні показники якості регулювання базової, каскадної та каскадної-інваріантної до зміни $T_{В.В.І}$ САК $T_{ПФ}$.

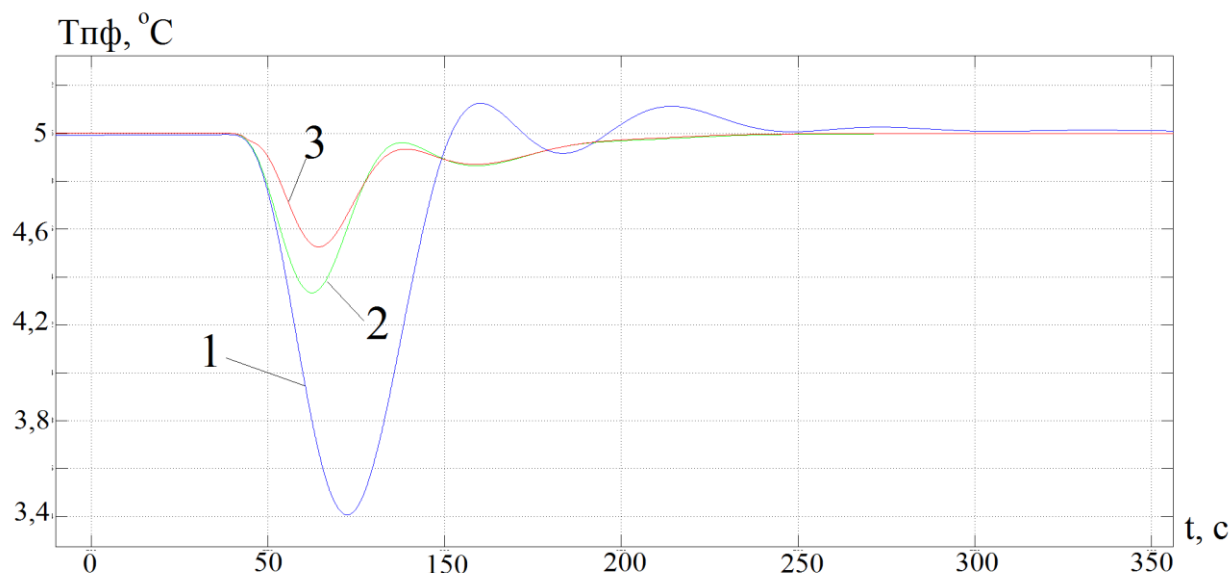


Рис. 4.34 - Графіки переходних процесів в САК температури перегріву різних структур при ступінчастій зміні температури теплоносія на вході в випарник з 25 до 20 °С

Таблиця 4.10

Показники якості переходних процесів САК

Структура САК	Прямі показники якості		Інтегрально-модульний показник
	Максимальне динамічне відхилення	Час переходного процесу	
	$\Delta T_{\text{пер}}^{\text{max}}, \%$	$T_{\text{пп}}, \text{с}$	
Базова	32	246	58
З каскадним регулятором $T_{\text{пф}}$	14	186	21
З каскадним регулятором $T_{\text{пф}}$ інваріантна до зміни $T_{\text{в.в. I}}$	9	183	16

Таким чином, за рахунок введення до складу каскадної САК коригувального зв'язку по температурі води на вході випарника максимальне динамічне відхилення зменшилось на 35% а значення інтегрально-модульного критерія якості регулювання - на 20%, у порівнянні з каскадною САК без коригувального зв'язку. При цьому час переходного процесу майже не змінився.

4.3. Порівняльна характеристика розглянутих САК

Для зручності порівняння та оцінки альтернативних варіантів САК, синтез яких було розглянуто у параграфі 4.2, в таблицю 4.11 було зведено основні особливості алгоритмів керування та основні переваги усіх розглянутих САК.

Таблиця 4.11

Порівняння розглянутих альтернативних варіантів САК

№№ рисунків структурних схем та результатів моделювання	Особливості алгоритмів САК, що розробляється: а) імена змінних, інформація про які додатково використовується в алгоритмах; б) особливості реалізованої структури; в) код для ідентифікації		Переваги варіантів САК з розглянутими алгоритмами управління:	
	Внутрішні змінні САК, коди 1(X+X...)	Зовнішні збурення, коди 2(X+X...)	Позна- чення	а) код САК: [1(X+X...)+2(X+X...)]; б) короткий опис переваги.
Рис. 4.1	<i>не використовуються</i>	<i>не використовуються</i>	–	а) САК[1(0)+2(0)] б) база для порівняння
Рис. 4.5	а) Тв.в.2; б) каскадне регулювання Тдг.ту.2; в) 1(1).	<i>не використовуються</i>	П1	а) САК[1(1)+2(0)]; б) підвищення динамічної точності Тдг.ту.2 - перехід до її каскадного регулювання дозволив істотно знизити вплив збурення Тв.в.1 за рахунок стабілізації Тв.в.2 внутрішнім контуром регулювання
Примітка. В даній таблиці і на структурних схемах САК, опису та зображення нововведених елементів структури виділені «жирним»: в таблиці - «жирним» текстом; на схемах - «жирною» рамкою нових елементів.				
Рис. 4.9	а) Тв.в.2; в) 1(1).	а) Тв.к.1; б) розімкнена складова регулювання Тпф , що реалізує принцип Петрова; в) 2(1)	П2	а) САК[1(1)+2(1)]; б) П1 + підвищення динамічної точності Тпф досягається за рахунок забезпечення інваріантності (квазіінваріантності) Тпф щодо збурення Тв.к.1 .
Рис. 4.13	а) Тв.в.2 + Nк б) автономне (по Вознесенському), тобто інваріантне від Nк , регулювання Тпф ; в) 1(1+2).	а) Тв.к.1; в) 2(1).	П3	а) САК[1(1+2)+2(1)]; б) П1 + П2 + підвищення динамічної точності Тпф досягається за рахунок зниження впливу на неї (забезпечення квазіавтономності) роботи контуру регулювання Тдг.ту.2 , тобто впливу зміни Nк на Тпф .

Продовження таблиці 4.11

Рис. 4.19	а) $T_{в.в.2} + N_k$; в) $1(1+2)$.	а) $T_{в.к.1} + T_{в.в.1}$; б) розрахунок по мат.моделі зміни коефіцієнта передачі та сталої часу каналу регулювання $T_{пф}$ як функції $T_{в.в.1}$ і перерахунок параметрів регулятора; в) $2(1+2)$	П4	а) САК[1(1+2)+2(1+2)]; б) П1 + П2 + П3 + стабілізація динамічної точності та запасу стійкості контуру регулювання $T_{пф}$ за рахунок адаптації параметрів його регулятора до зміни властивостей об'єкта регулювання.
Рис. 4.22	а) $T_{в.в.2} + N_k$, $P_{ф.в.2}$ и $T_{ф.в.2}$ б) розрахунок по мат.моделі $G_{ф}$ як функції N_k , $P_{ф.в.2}$ і $T_{ф.в.2}$ і перехід до каскадного регулювання $T_{пф}$, зі стабілізацією $G_{ф}$ у внутрішньому контурі; в) $1(1+3)$.	не використовуються	П5	а) САК[1(1+3)+2(0)]; б) П1 + П2 + П3 + підвищення динамічної точності $T_{пф}$ - перехід до її каскадного регулювання дозволив істотно знизити вплив збурень $T_{в.в.1}$ і $T_{в.к.2}$ на $T_{пф}$ за рахунок стабілізації $G_{ф}$ на $G_{фзд}$ внутрішнім контуром регулювання, а також зберегти квазіавтономність контуру регулювання $T_{пф}$ від контуру регулювання $T_{дг.ту.2}$.
Рис. 4.32	а) $T_{в.в.2} + N_k$, $P_{ф.в.2}$ и $T_{ф.в.2}$ в) $1(1+3)$.	а) $T_{в.в.1}$; б) розімкнена складова регулювання $T_{пф}$, яка реалізує принцип Петрова; в) $2(3)$	П6	а) САК[1(1+3)+2(3)]; б) П1 + П5 + підвищення динамічної точності $T_{пф}$ за рахунок забезпечення інваріантності (квазіінваріантності) $T_{пф}$ щодо збурення $T_{в.в.1}$.

4.4. Випробування перспективної САК в кліматичних умовах міста Одеси.

Для визначення можливих режимів роботи при утилізації тепла продуктів згоряння в системах опалення та гарячого водопостачання в умовах м. Одеси, а також для визначення енергетичної ефективності застосування системи утилізації тепла ПЗ, на одній з автономних газових котелень житлового будинку була встановлена система цілодобового моніторингу всіх параметрів її роботи зі збереженням даних на електронний носій. Інформація по витраті газу, температурі димових газів, коефіцієнту надлишку повітря, температурі і витраті теплоносія в зворотному трубопроводі системи ГВС протягом доби одного з днів грудня була імпортована в середу моделювання Matlab для використання в подальшому як масивів вхідних даних, що відтворюють випадкові обурення на входах моделі, відповідні реальним умовам Одеського регіону. Реалізація моделі збурень в середовищі імітаційного моделювання показана на рис. 4.35

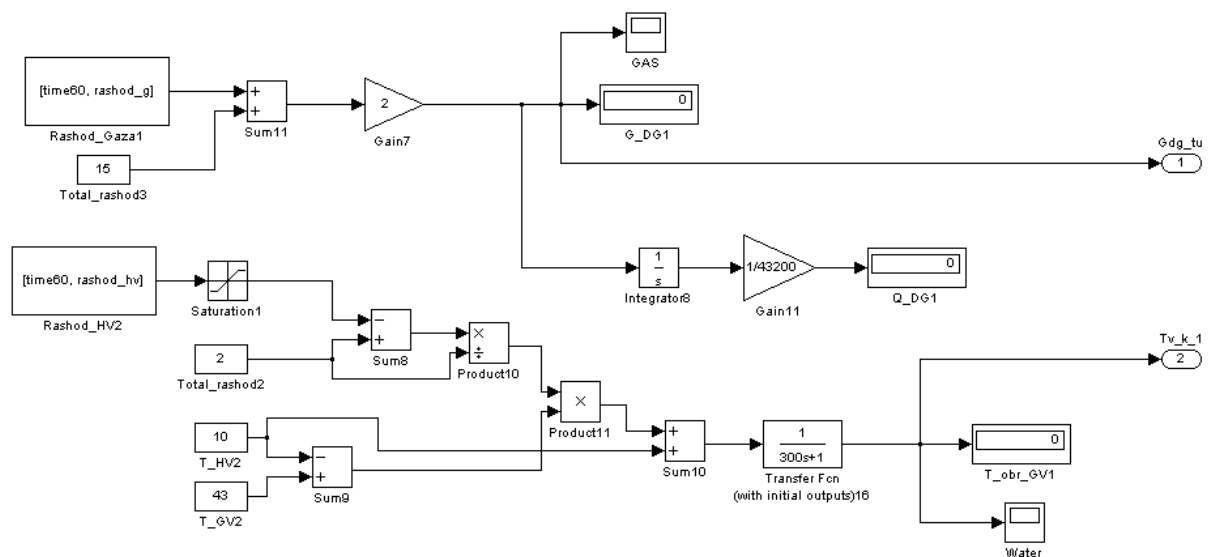


Рис. 4.35. Реалізація моделі зовнішніх збурень,
що відповідають умовам реальної експлуатації
в середовищі імітаційного моделювання Matlab Simulink

На рис. 4.36 показані добові графіки зміни температури води в зворотному трубопроводі системи ГВП (а) і витрати продуктів згоряння

через ТУ (б) протягом доби. Зміна даних відбувається з кроком 1 секунда. Витрата продуктів згоряння протягом доби змінюється в діапазоні від 70 кг / год (в нічний час) до 110 кг/год в ранковому і вечірньому піку водоспоживання, а температура води в зворотному трубопроводі системи ГВП багатоквартирного житлового будинку протягом доби змінюється в діапазоні від 12 до 42 ° С, при середньому значенні 30 ° С

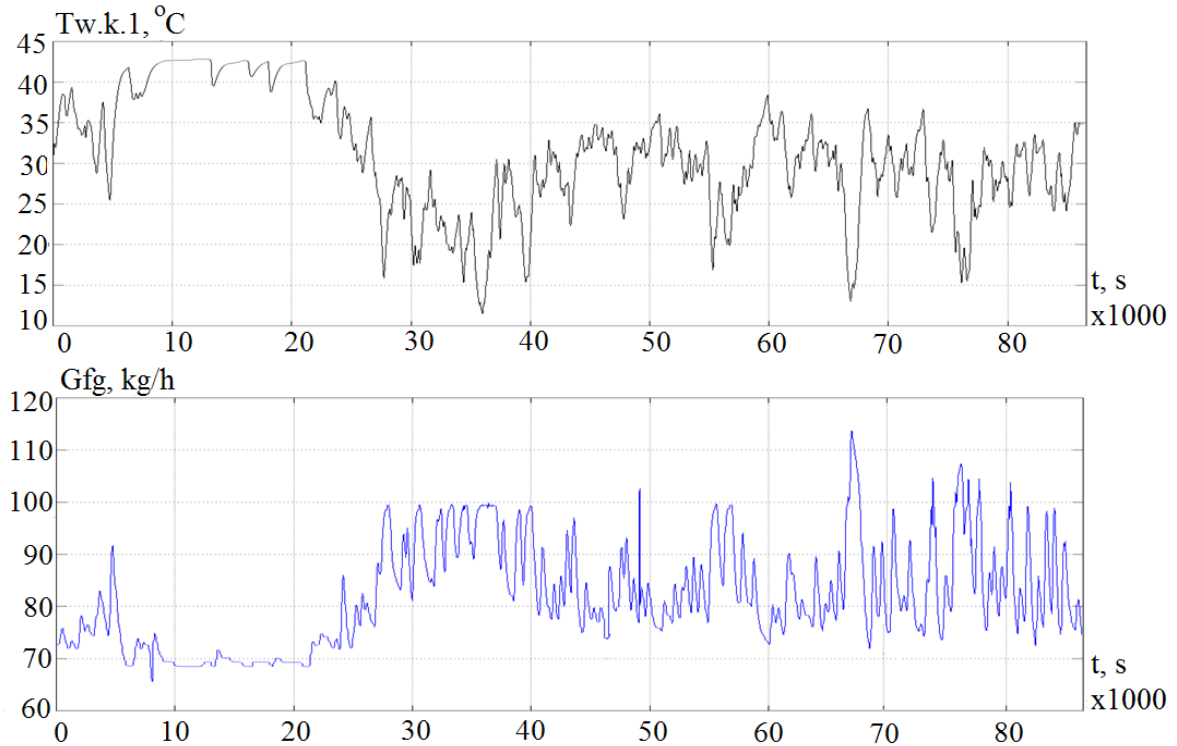


Рис. 4.36. Добові графіки зміни температури води на вході в конденсатор (а), та витрати продуктів згоряння крізь теплоутилізатор (б)

На рисунку 4.37 представлені отримані в результаті імітаційного моделювання добові графіки зміни рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника при роботі САК базової структури (1) та найбільш енергоефективної серед альтернативних (2).

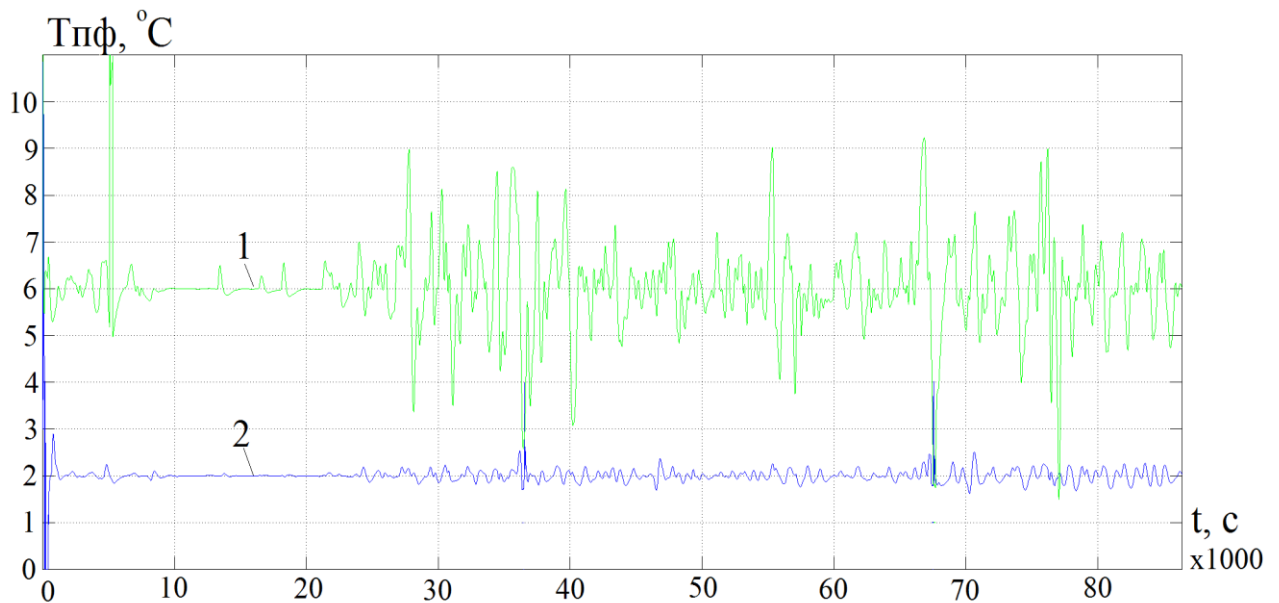


Рис. 4.37. Добові графіки зміни рівня перегріву на виході випарника при роботі базової (1) та найбільш конкурентоспроможної (2) САК

З результату експерименту видно, що альтернативна САК забезпечує більшу динамічну точність, менше динамічне відхилення при впливі збурень, що дозволило знизити заданий рівень перегріву з 6 до 2 °С, виключивши при цьому можливість падіння перегріву до нуля, що може призвести до аварійної ситуації, через не повне википання холодоагенту та потрапляння рідкої фази до компресора.

На рисунку 4.38 представлені отримані в результаті імітаційного моделювання добові графіки зміни потужності конденсатора ТН при роботі САК базової структури (1) та найбільш енергоефективної серед альтернативних (2).

На рисунку 4.39 представлені отримані в результаті імітаційного моделювання добові графіки зміни утилізованої теплової потужності при роботі САК базової структури (1) та найбільш енергоефективної серед альтернативних (2).

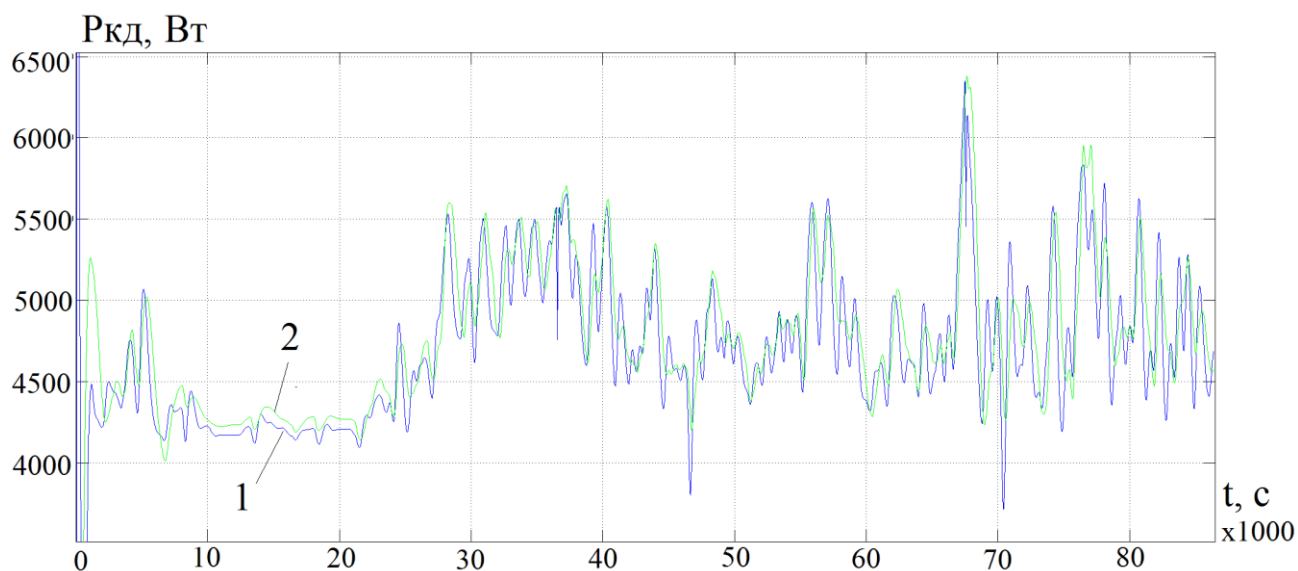


Рис. 4.38. Добові графіки зміни потужності конденсатора ТН при роботі базової (1) та найбільш конкурентоспроможної (2) САК

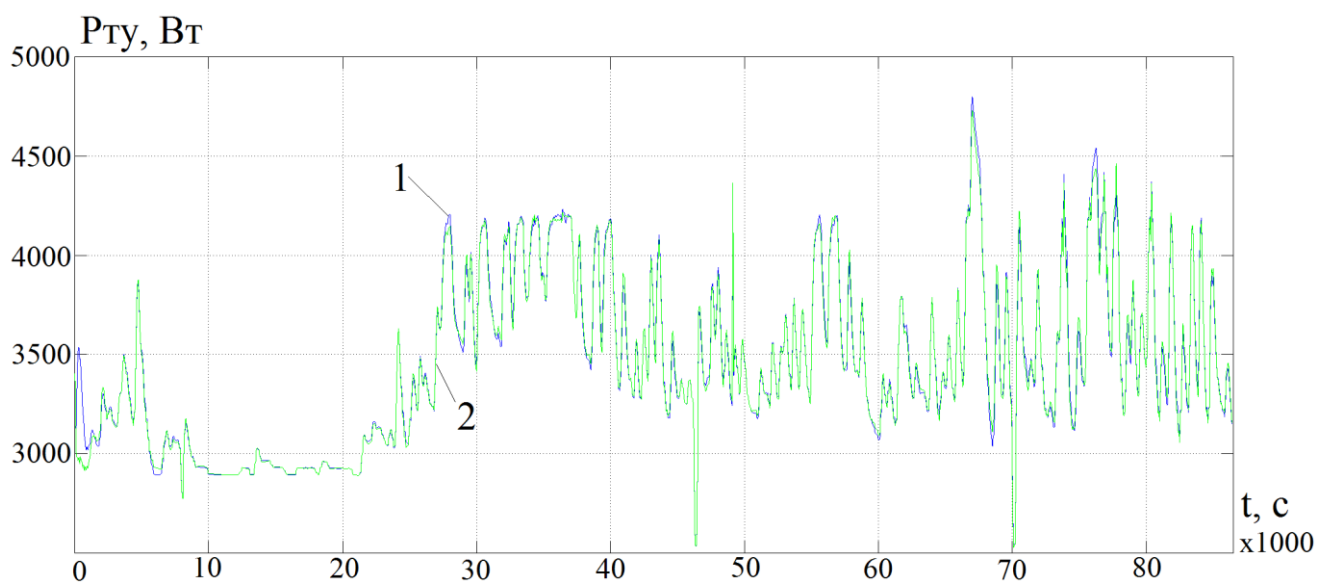


Рис. 4.39. Добові графіки зміни утилізованої теплової потужності при роботі базової (1) та найбільш конкурентоспроможної (2) САК

На рисунку 4.40 представлені отримані в результаті імітаційного моделювання добові графіки зміни споживаної компресором електричної потужності при роботі САК базової структури (1) та найбільш енергоефективної серед альтернативних (2).

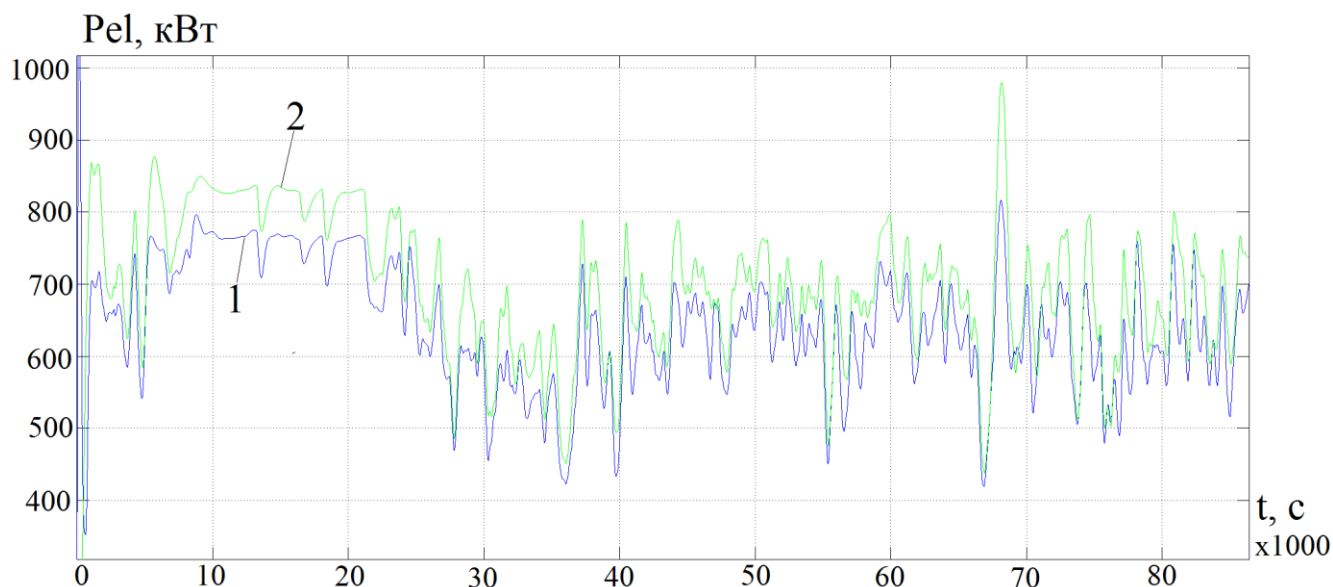


Рис. 4.40. Добові графіки зміни споживаної компресором електричної потужності при роботі базової (1) та найбільш конкурентоспроможної (2) САК

На рисунку 4.41 представлені отримані в результаті імітаційного моделювання добові графіки зміни коефіцієнта продуктивності ТН при роботі САК базової структури (1) та найбільш енергоефективної серед альтернативних (2).

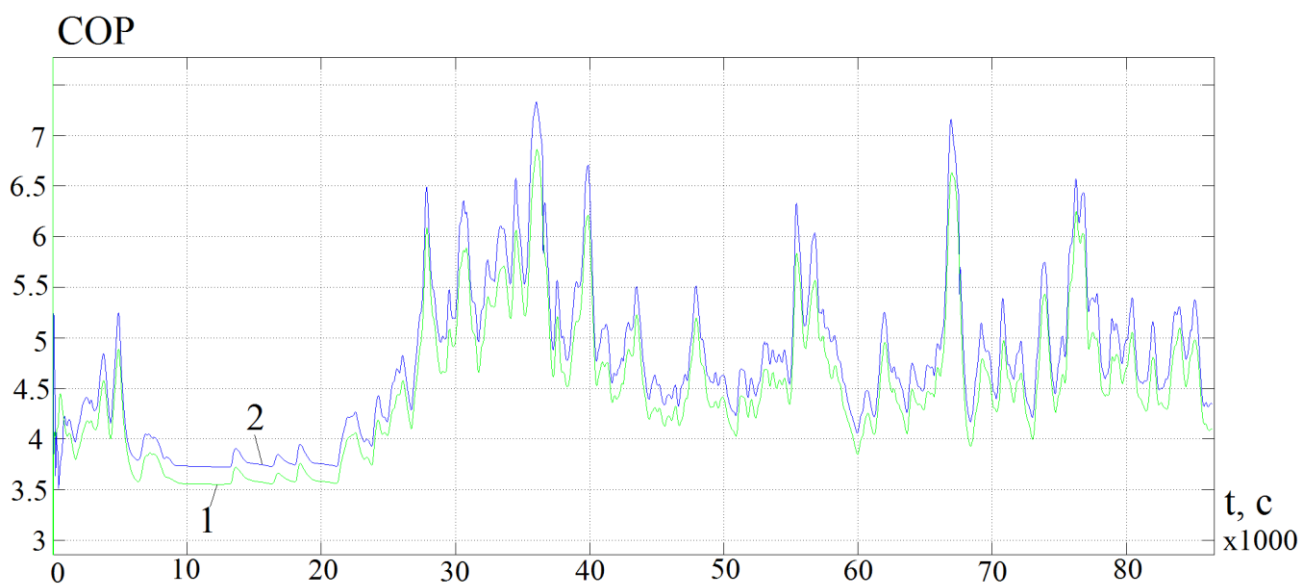


Рис. 4.41. Добові графіки зміни коефіцієнта продуктивності ТН при роботі базової (1) та найбільш конкурентоспроможної (2) САК

Як видно з результатів експериментальних досліджень, при моделюванні роботи системи УТПЗ упродовж доби, при впливі збурень, що відповідають реальним умовам експлуатації, альтернативна САК показала кращі енергетичні показники. Завдяки зниженню рівня перегріву парів холодоагенту з 6 до 2 °С вдалося знизити споживану електричну потужність компресора, при майже незмінних теплових потужностях конденсатора та теплоутилізатора. Зниження споживаної електричної потужності також підвищило коефіцієнт перетворення ТН (COP). В таблиці 4.12 наведені основні показники якості регулювання та енергетичної ефективності.

Таблиця 4.12.

**Основні показники якості регулювання та енергетичної
ефективності**

Структура САК	Базова	З каскадним регулятором $T_{ПФ}$ інваріантна до зміни $T_{В.В.1}$	Різниця, %
Інтегрально-модульний показник	11730	7023	-41
Максимальне динамічне відхилення	4,2	1,3	-70
Споживана електроенергія, кВт·год	16,7	15.43	-7,6
Енергія, отримана на конденсаторі, кВт·год	112,8	114	+1,7
Енергія, утилізована в ТУ, кВт·год	82,8	82,9	+1,2
Середній коефіцієнт перетворення	4,95	5,37	+7,8

4.5. Висновки з розділу 4

Проведено синтез базової САК процесом УТПЗ простої структури (з двома ПІД-регуляторами) а також 6 альтернативних варіантів САК, кожна з яких спрямована на підвищення якості регулювання. Остання структура САК, що містить каскадні регулятори температури перегріву парів холодоагенту на виході випарника та температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора є найбільш конкурентоспроможною.

Застосування каскадної структури САК температури продуктів згоряння на виході теплоутилізатора з використанням температури води на виході випарника в якості проміжної регульованої змінної дозволило підвищити динамічну точність контуру і запобігти виникненню аварійних ситуацій пов'язаних з можливим пониженням температури води нижче точки замерзання, що має велике значення при роботі системи утилізації в режимі охолодження не продуктів згоряння, а атмосферного повітря при роботі в неопалювальний період.

Застосування каскадної структури САК рівня перегріву парів холодоагенту на виході випарника з використанням в якості проміжної регульованої змінної витрати холодоагенту, що розраховується за моделлю, доповненої коригувальною ланкою по температурі води на вході випарника дозволило за рахунок лінеаризації видаткової характеристики розширювального клапана підвищити стійкість САК рівня перегріву, забезпечивши при цьому її інваріантність до режимів на конденсаторі та випарнику ТН і автономність від контуру регулювання продуктивності теплового насоса.

Для зручності порівняння властивостей розглянутих САК, вони зведені у таблицю, де відображені особливості та переваги кожної САК.

Проведено випробування найбільш конкурентоспроможної САК при впливі збурень, що відповідають реальним умовам експлуатації в Одеському регіоні у продовж доби. Проведена оцінка енергетичної ефективності САК у порівнянні з базовою.

Досягнутий рівень динамічної точності дозволяє вести подальше вдосконалення САК, по рахунок введення в її склад крім функції регулювання ще й функцій оптимізації та гарантування.

ВИСНОВКИ

У дисертації представлено обґрунтування та вирішення нової науково-технічної задачі – розробки системи автоматичного керування (САК) утилізацією тепла продуктів згоряння газових котелень в умовах застосування парокомпресійних теплових насосів, алгоритми якої підвищують енергетичну ефективність утилізації та забезпечують безаварійне ведення процесу в широкому діапазоні кліматичних умов. Рішення цієї задачі вимагало розробки фізичної, математичної та імітаційної моделей процесу УТПЗ як ОК та проведення на їх основі великої кількості експериментів, включаючи імітаційні експерименти по порівняльному дослідженню ефективності САК з альтернативними алгоритмами, в тому числі з відомими.

Основні результати і висновки по дисертації полягають в наступному:

1. Розроблена та виготовлена фізична модель процесу УТПЗ з еквівалентною потужністю 5 кВт (що відповідає котлу, потужністю 30 кВт) з застосуванням теплового насоса електричною потужністю 1,5 кВт, яка обладнана автоматизованим робочим місцем дослідника, що дозволяє проводити експериментальні дослідження в автоматичному режимі за заздалегідь розробленим планом експерименту.

2. Обґрунтовано, в ході спеціальних цілеспрямованих експериментів на фізичній моделі процесу УТПЗ, доцільність введення нової регульованої змінної – значення масової витрати холодоагенту у випарнику розраховане по математичній моделі.

3. Удосконалено структуру контуру регулювання температури перегріву пари холодоагенту на виході випарника для запобігання в ньому автоколивань за рахунок застосування мікрокрокового режиму електропривода регулювального вентиля, що до 16 разів збільшує точність відтворення керуючого впливу.

4. Розроблено комплекс математичних моделей процесу УТПЗ як ОК, що описує нелінійні статичні і динамічні властивості каналів керування,

перехресних каналів, та каналів збурень процесу УТПЗ в умовах використання теплового насосу.

5. Обґрунтована концепція підвищення ефективності керованих процесів, зокрема енергоефективності процесу УТПЗ, на основі розгляду ОК як цілісного об'єкта, інтегруючого усі виявлені та математично описані канали взаємозв'язків між його змінними, за рахунок цілеспрямованого вдосконалення алгоритмів керування САК в напрямку підвищення динамічної точності керованих змінних на основі застосування принципів каскадності, інваріантності та автономності.

6. Проведені порівняльні дослідження варіантів САК процесом УТПЗ із базовим алгоритмом керування та альтернативними варіантами алгоритмів, що підвищують динамічну точність керованих змінних, з оцінкою енергоефективності процесу. За рахунок застосування розробленого алгоритму керування вдалось зменшити споживану електричну потужність на 7,6 %, та збільшити середній коефіцієнт перетворення ТН на 7,8 %. При цьому динамічні відхилення в перехідних режимах зменшено на 70 % та на 41 % зменшено інтегрально-модульний показник якості регулювання.

7. Отримана імітаційна модель зовнішніх збурень процесу УТПЗ на основі даних моніторингу функціювання автономної газової котельної багатоповерхового житлового будинку на інтервалі часу рівному одному року, з застосуванням якої проведено порівняльне моделювання базової та найбільш конкурентоздатної САК серед розглянутих альтернативних варіантів.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кобелев Н. С. и др. Котел отопительный газовый. Учебник. 2018.
2. Москалев М. О. Исследование основных особенностей функционирования газовых котлов. Молодежь и системная модернизация страны. 2019. С. 319-322.
3. Кудинов А. А. Горение органического топлива. Учебник. 2015.
4. Винтовкин А. А., Ладыгичев М. Г. Современные горелочные устройства. Справочник. – М: Машиностроение. 2001. 497 с
5. Александров Ю. Б., Танеева А. В., Новиков В. Ф. Методы исследования процесса горения газообразования топлива в теплоэнергетических установках. Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2006. №. 9-10.
6. Глухов А. П. Влияние коэффициента избытка воздуха на потери тепла с уходящими газами. – 2013.
7. Миляев Ф. А., Дубанин В. Ю. Влияние коэффициента избытка воздуха и нагрузки котельных установок на их экономичность. Энергетика и энергосбережение: теория и практика. 2017. С. 149-149.
8. Дабдина О. А., Даниленко А. Г. Анализ источников потерь тепловой энергии. Технологии техносферной безопасности. 2012. №. 5. С. 12-12
9. Наумов Н. Р. и др. Исследование работы газовых котлов малой мощности. Вестник Череповецкого государственного университета. 2017. №. 4 (79).
10. Jouhara H. et al. Waste heat recovery technologies and applications. Thermal Science and Engineering Progress. 2018. Т. 6. С. 268-289.
11. Brückner S. et al. Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. Applied Energy. 2015. Т. 151. С. 157-167.
12. Пирожков Н. С. Современные конструкции газовых горелок. ББК. №72 2010. С. 69.

13. Кудинов А. А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Учебник. 2000.
14. Kovalchuk D., Mazur A., Hudz S. The model for power efficiency assessment of condensation heating installations. Автоматизация технологических и бизнес-процессов. 2017. №. 9 Iss. 3. С. 13-19.
15. Ефимов А. В., Гончаренко А. Л. Математическая модель системы "котел–теплоутилизатор". Вестник Национального технического университета Харьковский политехнический институт. Серия: Информатика и моделирование. 2010. №. 21.
16. Аронов И. З. Использование тепла уходящих газов в газифицированных котельных. М.: Энергия, 1967. 191с.
17. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. Л.: Недра, 1990. 280 с.
18. Дьяков А.Ф. и др. Комплексные системы теплоутилизации и газоочистки на паровых и водогрейных котлах. Теплоэнергетика. 1992. No 11. С 50 – 55.
19. Бухаркин Е.Н. О перспективе применения конденсационных водогрейных котлов в газовых отопительных котельных. Промышленная энергетика. – 1991. – No 9. – С. 26 – 30.
20. Фиалко Н.М. и др. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа. Промышленная теплотехника. 2008. No 3. С. 68 – 76.
21. Горфин О. С., Зюзин Б. Ф., Михайлов А. В. Устройство для глубокой утилизации тепла дымовых газов поверхностного типа. Труды инсторфа. 2015. №. 11 (64).
22. Беспалов В. В., Беспалов В. И., Мельников Д. В. Исследование и оптимизация глубины утилизации тепла дымовых газов в поверхностных теплообменниках. Теплоэнергетика. 2017. №. 9. С. 64-70.

23. Чепурной М. Н. и др. Утилизация теплоты газов из котлов в утилизаторах контактного типа. Научные труды Винницкого национального технического университета. 2015. №. 4.
24. Голицын А. Н., Голубев Ю. В., Сурис А. Л. Утилизатор теплоты отходящих газов //Экология и промышленность России. 2003. №. 1. С. 12-13.
25. Zhao Y. et al. Analysis of thermoelectric generation characteristics of flue gas waste heat from natural gas boiler. Energy Conversion and Management. 2017. Т. 148. С. 820-829
26. Zhao Y. et al. Performance analysis of a thermoelectric generator applied to wet flue gas waste heat recovery. Applied Energy. 2018. Т. 228. С. 2080-2089.
27. Ежов В. С., Семичева Н. Е., Бурцев А. П. Повышение энергоэффективности зданий при утилизации тепловых потерь через наружные ограждения. Известия Юго-Западного государственного университета. 2016. №. 1. С. 102-105.
28. Виноградов С. В., Халыков К. Р., Доан Н. К. Применение термоэлектрических генераторов как средство утилизации сбросной теплоты судовых дизелей. Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2011. – №. 3.
29. Носач В. Г., Шрайбер А. А. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации. Промышленная теплотехника. – 2009.
30. Пащенко Д. И. Термохимическая регенерация тепла дымовых газов путем конверсии биоэтанола. Теплоэнергетика. 2013. №. 6. С. 59-59.
31. Che D., Liu Y., Gao C. Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler. Energy Conversion and Management. 2004. Т. 45. №. 20. С. 3251-3266.

32. Ганина О. В., Сазоненко Е. Р. Глубокая утилизация тепла дымовых газов ТЭС на природном газе. – 2019.
33. Чепурной М. Н., Ткаченко С. И., Куцак О. В. Повышение эффективности работы отопительных котелен при помощи контактных утилизаторов теплоты отходящих газов и теплонасосных установок. Научные труды Винницкого национального технического университета. 2010. №. 2.
34. Чепурний М. М., Резидент Н. В. Використання теплоти відхідних продуктів згорання палива в теплонасосних установках. 2013.
35. Дорохова Н. А. Утилизация теплоты дымовых газов котельного агрегата при помощи теплового насоса. 2017.
36. Набоко Е. П. и др. Исследование возможности применения тепловых насосов при утилизации сбросного тепла технологических потоков. Наука и современность. 2010. №. 7-2.
37. Клименко В. Н. Некоторые особенности применения парокомпрессионных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов. Промышленная теплотехника. 2011.
38. Жовмір М. М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палив за допомогою теплових насосів. Промышленная теплотехника. – 2008.
39. Никифорович Є. І., Литвинюк Ю. М. Перспективи використання теплових насосів для утилізації низькопотенційного тепла на прикладі ТЕЦ-5 м. Києва. Нова тема. 2008. №. 4. С. 13-16.
40. Qu M., Abdelaziz O., Yin H. New configurations of a heat recovery absorption heat pump integrated with a natural gas boiler for boiler efficiency improvement. Energy Conversion and Management. 2014, vol. 87, pp. 175-184.
41. Zhu K. et al. Total heat recovery of gas boiler by absorption heat pump and direct-contact heat exchanger. Applied thermal engineering. 2014, vol. 71, no. 1, pp. 213-218.

42. Wei M. et al. Simulation of a heat pump system for total heat recovery from flue gas. *Applied thermal engineering*. 2015, vol. 86, pp. 326-332.
43. Cao X. Q. et al. Performance analysis of different high-temperature heat pump systems for low-grade waste heat recovery. *Applied thermal engineering*. 2014, vol. 71, no. 1, pp. 291-300.
44. Ekren O., Sahin S., Isler Y. Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve. *International Journal of Refrigeration*. 2010. T. 33. №. 6. C. 1161-1168.
45. Ekren O., Sahin S., Isler Y. Operation of compressor and electronic expansion valve via different controllers. *Fuzzy Logic—Controls, Concepts, Theories and Applications*. 2012.
46. Maia A. A. T. et al. Control of an electronic expansion valve using an adaptive PID controller. 2010.
47. Ковальчук Д. А, Мазур О. В, Гудзь С. С. Дослідження процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей: лабораторна установка, вимірювані змінні, автоматизація експериментів. *Автоматизація технологічних та бізнес процесів*. 2018. №2, Т.10. С. 64-72.
48. Qureshi T. Q., Tassou S. A. Variable-speed capacity control in refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*. 1996. T. 16. №. 2. C. 103-113.
49. Lago T. G. S. et al. Effects of the electronic expansion valve and variable velocity compressor on the performance of a refrigeration system. *Advances in Energy Research*. 2020. T. 7. №. 1. C. 1-19.
50. Abu-Mulaweh H. I., Oloomi H. Electronically Controlled Expansion Valve for Use in a Geothermal Heat Pump System. *Int. J. of Thermal & Environmental Engineering*. 2014. T. 7. №. 1. C. 1-10.
51. Ekren O., Küçüka S. Energy saving potential of chiller system with fuzzy logic control. *International Journal of Energy Research*. 2010. T. 34. №. 10. C. 897-906.

52. Kandler C., Wimmer P., Honold J. Predictive control and regulation strategies of air-to-water heat pumps. *Energy Procedia*. 2015. T. 78. С. 2088-2093.
53. Changenet C. et al. Study on predictive functional control of an expansion valve for controlling the evaporator superheat. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2008. T. 222. №. 6. С. 571-582.
54. Huang Y. et al. Optimal energy-efficient predictive controllers in automotive air-conditioning/refrigeration systems. *Applied energy*. 2016. T. 184. С. 605-618.
55. Чайковська Є. Є., Стефанюк В. В. Інтелектуальна система управління теплонасосним енергопостачанням. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2011. С. 76-82.
56. Aye T. S., Lwin Z. M. Microcontroller based electric expansion valve controller for air conditioning system. *World Academy of Science, Engineering and Technology*. 2008. T. 42. С. 387-391.
57. Kianfar K., Izadi-Zamanabadi R., Saif M. Cascaded control of superheat temperature of an hvac system via super twisting sliding mode control. *IFAC Proceedings Volumes*. 2014. T. 47. №. 3. С. 1367-1373.
58. Elliott M. S., Estrada C., Rasmussen B. P. Cascaded superheat control with a multiple evaporator refrigeration system. *Proceedings of the 2011 American Control Conference. IEEE*, 2011. С. 2065-2070.
59. Мазурова О. К., Чебанова Т. О. К оценке эффективности переохлаждения для ряда хладагентов в теплонасосном цикле. *Вестник евразийской науки*. 2013. №. 3 (16).
60. Ефимов А. В., Гончаренко А. Л., Гончаренко А. В. Система глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из котельных агрегатов. 2013.
61. Малышев А. А. и др. Перспективные типы испарителей холодильных машин. *Вестник Международной академии холода*. 2013. №. 2.
62. Ейдеюс А. И., Кошелев С. В., Никишин М. Ю. Теплоотдача и падение

- давления при кипении хладагентов в змеевиках. Вестник Международной академии холода. 2016. №. 2.
63. Ховалыг Д. М., Бараненко А. В. Динамика двухфазных потоков при кипении хладагента R134a в миниканалах. Журнал технической физики. 2015. Т. 85. №. 3. С. 34.
 64. Kandlikar S. G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. 1990.
 65. Кулагин В. А., Пьяных Т. А. Расчет режимных параметров суперкавитационного испарителя. Международный научно-исследовательский журнал. 2013. Т. 8. №. 15. С. 56-59.
 66. Jin H., Spitler J. Parameter estimation based model of water-to-water heat pumps with scroll compressors and water/glycol solutions. Building Services Engineering Research and Technology. 2003. Т. 24. №. 3. С. 203-219.
 67. Чемяков В. В. Построение математической модели системы автономного теплоснабжения на базе теплового насоса. Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2012. №. 2-2 (147).
 68. Saleh B., Aly A. A. Flow Control Methods in Refrigeration Systems: A. International journal of control, automation and systems. 2015. Т. 4. №. 1.
 69. Wu J. Y., Wang R. Z., Xu Y. X. Dynamic analysis of heat recovery process for a continuous heat recovery adsorption heat pump. Energy conversion and management. 2002. Т. 43. №. 16. С. 2201-2211.
 70. Ковальчук Д. А., Мазур О. В., Гудзь С. С. Оценка энергетической эффективности газового конденсационного водогрейного котла как объекта управления. Scientific Works. 2016. Т. 80. №. 2.
 71. Ковальчук Д. А., Мазур О. В., Хобін В. А. Дослідження процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей: результати експериментів, структурна та параметрична ідентифікація основних каналів об'єкту. Automation of technological and business processes. 2019. Т. 11. №. 1.

С. 32-42.

72. Ковальчук Д. А., Мазур О. В. Дослідження процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей: імітаційне моделювання. Automation of technological and business processes. 2019. Т. 11. №. 4. С. 68-82.
73. Минина О. М. Определение динамических характеристик и параметров регулируемых процес сов. М.: Изд-во АН СССР 1963. -46 с.
74. Анипко О. Б. Об одном подходе к оценке эффективности применения теплонасосных установок для использования источников низкопотенциальной теплоты . ІТЕ : Інтегровані технології та енергозбереження. 2005. № 3. С.13-15.
75. Басок Б. І. Аналіз технічних характеристик теплонасосної станції, що використовує низькопотенційну теплоту стічних вод Бортницької станції аерації для теплопостачання житлових мікрорайонів «Осокорки» і «Позняки» м. Києва. Промышленная теплотехника. 2011. Т. 33, № 6. С.58-63.
76. Безродний М. К. Енергетична ефективність комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення і вентиляції / М. К. Безродний, Н. О. Притула. Наукові вісті Національного технічного університету України «КПІ». 2011. № 1. С.19-25.
77. Безродный М. К., Притула Н. А. Энергетическая эффективность теплонасосно-рекуператорной системы низкотемпературного водяного отопления и вентиляции. Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2011. № 5. С.11-17.
78. Бубялис Э., Марцинаускас К., Шкема Р. Возможности и перспектива применения тепловых насосов в производстве низкопотенциальной теплоты . Промышленная теплотехника. 2000. Т. 22, № 3. С.53-56.
79. Дубовський С. В. Сучасний стан, техніко-економічні передумови та перспективи розвитку систем низькотемпературного теплозабезпечення на основі теплових насосів . Відновлювана енергетика. 2007. № 4.

С.6-32.

80. Калиниченко И. В. Анализ схемных решений теплонасосной паропроизводящей установки при утилизации теплоты судовых ДВС. Суднова енергетика: стан та проблеми : IV міжнар. наук.-техн. конф. студ., асп., науковців та фахівців : матеріали, м. Миколаїв, 4-5 листопада 2009 р. Миколаїв, 2009. С.71-73.
81. Левин М. М., Яковлев А. И., Кобцев О. М., Панов В. В. О возможности применения парокompрессионных тепловых насосов для утилизации низкопотенциальных тепловых сбросов с конденсаторов турбин ТЭС. Вестник Национального технического университета «ХПИ». Х., 2010. Тем. вып. 2: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. С.86-91.
82. Новаківський Є. В., Кириленко В. М., Саврук І. П. Аналіз вологого повітря як джерела низькопотенційного тепла для теплового насоса типу «повітря–вода». Відновлювана енергетика. 2011. № 2. С.80-84.
83. Норенко С. А. Использование теплоты с низкотемпературным потенциалом для обогрева индивидуальных жилых домов. Сучасні проблеми суднової енергетики. 2007 : матеріали міжнар. наук. та наук.-метод конф., м. Одеса, 15-17 травня 2007 р. Одеса, 2007. С.80-82.
84. Пуховий І. І., Кривошеєв М. О. Використання теплоти з конденсаторів холодильних установок та кондиціонерів великої потужності (в режимі теплового насосу). Энергоэффективность. 2010: тез. докл. междунар. науч.-практ. конф., Украина, Киев, 19-21 октября 2010 г. К., 2010. С.309-311.
85. Степанов М. В., Александрук Ю. П. Ексергетична оцінка ефективності теплових насосів в системах використання вторинних енергоресурсів. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук. -техн. зб. / Київ. нац. ун-т буд-ва і архітектури. К., 2001. Вип. 1. С.105-112.
86. Титарь С. С., Климчук А. А. Использование сбросного тепла в системе

автономного теплоснабжения жилых зданий. Вестник Национального технического университета «ХПИ». Х., 2011. Тем. вып. 6: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. С.121-125.

87. Троїцький О. М., Денисова А. Є. Методи розрахунку теплового насосу з використанням скидних вод. Холодильна техніка і технологія. 2010. № 4. С.34-38.
88. Баласанян Г. А., Климчук А. А., Миняйло М. Б. Моделирование режима прерывистого отопления комбинированной системы теплоснабжения с тепловым насосом. Вісник НТУ «ХПИ». 2015. № 17(1126).
89. Баласанян Г. А., Климчук А. А., Миняйло М. Б. Оптимальная мощность теплового насоса в комбинированных системах теплоснабжения для южного региона Украины. 2015. Вісник НТУ «ХПИ». 2015. № 16(1125).
90. Ефимов А. В., Гончаренко А. Л. Расчет температур теплоносителей в конденсационных теплоутилизационных аппаратах на основе балансовых уравнений. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». 2008.
91. Дорохова Н. А. Утилизация теплоты дымовых газов котельного агрегата при помощи теплового насоса. 2017.
92. Sit M. L. et al. Improving the Efficiency of the Heat Pump Control System of Carbon Di-oxide Heat Pump with Several Evaporators and Gas Coolers. Problemele energeticii regionale. 2016. №. 3. С. 107-110.
93. Jin, Hui, and Jeffrey D. Spitler. A parameter estimation based model of water-to-water heat pumps for use in energy calculation programs. ASHRAE transactions. №108 (2002) С. 3-8.
94. Shah R. et al. Dynamic modeling and control of single and multi-evaporator subcritical vapor compression systems. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign. 2003.

95. Кишкин, А. А., Лавров, Н. А., Делков, А. В., & Мокеев, В. В. (). Моделирование режимов работы малых холодильных установок. Инженерный журнал: наука и инновации. 2012. №5 С. 52-55.
96. Татаренко Ю. В. Введение в математическое моделирование характеристик паровых компрессорных холодильных машин. 2015.
97. Приходько Р. А., Растеряев Н. В. Реализация математической модели теплообменника для прямотока в среде пакета MathCAD. Актуальные направления научных исследований: перспективы развития. 2017. С. 189-194.
98. Низамутдинов Р. Ж., Пташкина-Гирина О. С., Доскенов А. Х. Имитационная модель работы теплонасосной установки в системе отопления в условиях Челябинской области. Вестник Красноярского государственного аграрного университета. 2013. №. 3.
99. Тарасова В. А. Математическая модель течения двухфазного теплоносителя через капиллярно-пористую структуру испарителя контурной тепловой трубы. Авиационно-космическая техника и технология. 2008. №. 4. С. 39-42.
100. Набоко Е. П., Жатакбаев Б. Д., Касенова Д. Е. Исследование возможности использования низкопотенциальных тепловых потоков. Достижения вузовской науки. 2018. С. 51-53.
101. Визгалов С. В., Ибраев А. М., Шарапов И. И. Коэффициент подачи роторного компрессора внешнего сжатия. Вестник Казанского технологического университета. 2010. №. 9. С21-28.
102. Соловьев В. В., Степанова В. Ю., Шадрин В. В. Математическая модель системы отопления многоэтажного здания. Известия Южного федерального университета. Технические науки. 2012. Т. 127. №. 2.
103. Kinab E. et al. Reversible heat pump model for seasonal performance optimization. Energy and Buildings. 2010. Т. 42. №. 12. С. 2269-2280.
104. Татаренко Ю. В. Математическое моделирование процессов

холодильных систем. Учебник. 2015.

105. Горін В. В., Серета В. В., Барабаш П. О. Метод розрахунку теплообміну під час конденсації холодоагентів у середині горизонтальних труб у разі стратифікованого режиму течії фаз. Холодильна техніка та технологія. 2019. №. 55, вип. 1. С. 47-53.
106. Шит М. Л., Шит Б. М. Система автоматического управления тепловым насосом в составе установки для пастеризации и охлаждения молока, часть II. Проблемы региональной энергетики. 2013. №. 1 (21).
107. Şit M., Şit B. Система автоматического управления тепловым насосом в составе установки для пастеризации и охлаждения молока, часть I. Problemele Energeticii Regionale. 2012. Т. 20. №. 3. С. 48-57.
108. Павлов А. И. Динамическая коррекция коэффициента передачи пропорционально-интегрального регулятора. Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. 2015. №. 7, № 1. С. 31-34.
109. Kovalchuk D., Mazur A. Synthesis and comparative analysis of alternative variants of automatic control systems for the process of heat recovery from combustion products using heat pumps. Polish journal of science. 2020. №34, Т.1. С. 51-60.
110. Ужанский В. С. Автоматизация холодильных установок распределительных и производственных холодильников. М. : Пищевая пром-сть, 1966. — 275 с.
111. Федоров А. Ф., Кузьменко Е. А. Системы управления химико-технологическими процессами: учебное пособие. Томский политехнический университет. Томск : изд-во Томского политехн. универ-та, 2011. 224 с.
112. Наладка средств автоматизации и автоматических систем регулирования: [справ. пособие / подред. А. С. Ключева]. [2-е изд.]. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 368 с.
113. Мазур А. В. Повышение энергетической эффективности тепловых

процессов пищевых технологий средствами гарантирующего управления: дис. канд. техн. наук: 05.13.07 / Мазур Александр Васильевич. Одесса, 2006. 208 с.

114. Ищенко И. Н., Титлов А. С. Моделирование процессов тепло- и массообмена в противоточном змеевиковом абсорбере. Харчова наука і технологія. 2010. № 3. С. 125-128.
115. Гультяев А.К. Matlab 5.2. имитационное моделирование в среде Windows: практ. пособ. / А.К. Гультяев. — СПб. : КОРОНА Принт, 1999. 288 с.
116. Дьяконов В. Математические пакеты расширения MATLAB : спец. справ. / В. Дьяконов, В. Круглов. СПб. : Питер, 2001. 480 с.
117. Дьяконов В. Simulink 4 : спец. справ. / В. Дьяконов. СПб. : Питер, 2002. 528 с.
118. Стефани Е.П. Основы расчета настройки регуляторов теплоэнергетических процессов / Е.П. Стефани. — М. : Энергия, 1972. 377 с.
119. Шитиков А. Цифровые датчики температуры от Dallas Semiconductor. Компоненты и технологии. 2001. №. 12. С. 36-38.
120. Евстифеев А. В. Микроконтроллеры AVR семейства Mega. Руководство пользователя. М.: Издательский дом «Додэка-XXI». – 2007.
121. Ларина Е. А., Леонидов В. В., Москалев Н. С. Методика проектирования цифровых систем управления на базе AVR-микроконтроллеров. Международный научно-исследовательский журнал. 2016. №. 6-2 (48).
122. Цветков В. Я. Сбор данных и информации. Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2016. №. 4-3. С. 646-647.
123. Бабешко В. Н. Обработка данных на основе многопроцессорных вычислительных систем. Актуальные проблемы технических наук: материалы междунар. научнопрактической конф. Уфа: Аэтерна. 2015.

С. 6-8.

124. Капов С. Н. и др. Обработка статистической информации в MS EXCEL и системе MATHCAD. Учебное пособие. 2017.
125. Новиков Г. В. Частотное управление асинхронными электродвигателями. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2016.

ДОДАТКИ

Додаток А**СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ****Монографія**

1. Бондаренко З.В., **Ковальчук Д.А.**, Мазур О.В. та ін. Інформаційні технології та автоматизація. Одеса, 2020. 247 с. *(Здобувачем представлено опис лабораторної установки щодо дослідження процесів утилізації тепла продуктів згоряння, наведено деякі результати експериментальних досліджень, проведено ідентифікацію статичних та динамічних властивостей процесу та синтезовано комплекс математичних моделей, що описують властивості процесу).*

Статті у наукових фахових виданнях України:

2. **Ковальчук Д. А.**, Мазур О. В., Гудзь С. С. Оценка энергетической эффективности газового конденсационного водогрейного котла, как объекта управления. Наукові праці ОНАХТ. 2017. №2, Т. 80. С. 95-98. *(Здобувачем розроблено та реалізовано у середовищі імітаційного моделювання математичну модель розрахунку ефективності економайзера газового котла).*

3. **Kovalchuk D.**, Mazur A. The model for power efficiency assessment of condensation heating installations. Автоматизація технологічних та бізнес процесів. 2017. №. 9, Т. 3. С. 13-19. *(Здобувачем розроблено імітаційну модель системи опалення житлового будинку та проведено дослідження зі зміни режимів її роботи упродовж опалювального сезону).*

4. **Ковальчук Д. А.**, Мазур О. В., Гудзь С. С. Дослідження процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей: лабораторна установка, вимірювані змінні, автоматизація експериментів. Автоматизація технологічних та бізнес процесів. 2018. №2, Т.10. С. 64-72. *(Здобувачем досліджено процеси утилізації тепла пароповітряних сумішей).*

5. **Ковальчук Д. А.**, Мазур О. В., Хобін В. А. Дослідження процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей: результати експериментів, структурна та параметрична ідентифікація основних каналів об'єкту.

Автоматизація технологічних та бізнес процесів. 2019. №. 11, Т. 1. С. 32-42. *(Здобувачем проведено аналіз результатів експериментальних досліджень, побудовано структурну схему процесу утилізації тепла продуктів згорання як об'єкта керування, проведено ідентифікацію основних каналів керування, збурень та перехресних зв'язків, та отримано їхні математичні моделі).*

6. Ковальчук Д. А. Мазур О. В. Дослідження процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей: імітаційне моделювання. Автоматизація технологічних та бізнес процесів. 2020. №4, Т.11. С. 68-82. *(Здобувачем виконано реалізацію моделей усіх складових процесу утилізації тепла продуктів згорання у середовищі імітаційного моделювання та проведено комп'ютерні експериментальні дослідження з перевірки отриманих моделей на адекватність).*

Стаття у науковому виданні іншої держави

7. Kovalchuk D., Mazur A. Synthesis and comparative analysis of alternative variants of automatic control systems for the process of heat recovery from combustion products using heat pumps. Polish journal of science. 2020. №34, Т. 1. С. 51-60. *(Здобувачем виконано синтез та порівняльне моделювання шести альтернативних варіантів систем автоматичного керування та обрано серед них найбільш ефективну).*

Матеріали та тези наукових доповідей:

8. Ковальчук Д. А., Мазур О. В. Лабораторна установка для дослідження систем утилізації тепла димових газів як об'єктів керування. Вимірювання, контроль та діагностика в технічних системах (ВКДТС-2017): IV Міжнародна конференція, м. Вінниця 31 жовтня – 02 листопада 2017 року: тези доповіді. Вінниця, 2017. С. 86-87. *(Здобувачем представлено опис розробленої автоматизованої лабораторної установки щодо дослідження процесів утилізації тепла продуктів згорання, її технологічної схеми, технічних засобів автоматизації, контурів регулювання, програмного забезпечення, представлено деякі результати експериментальних досліджень).*

9. **Kovalchuk D. A., Mazur A. V.** The workstation for the flue gas heat utilization process research. Інформаційні технології та автоматизація 2017: Міжнародна наукова конференція, м. Одеса, 2017 року: тези доповіді. Одеса, 2017, С. 31-35. *(Здобувачем представлено опис розробленої автоматизованої лабораторної установки щодо дослідження процесів утилізації тепла продуктів згоряння, її технологічної схеми, технічних засобів автоматизації, контурів регулювання, програмного забезпечення, представлено деякі результати експериментальних досліджень).*

10. **Ковальчук Д. А., Мазур О. В.** Експериментальні дослідження теплонасосного утилізатора тепла пароповітряних сумішей як об'єкта керування. Інформаційні технології та автоматизація 2018: Міжнародна наукова конференція, м. Одеса, 2018 року: тези доповіді. Одеса, 2018. С40-42. *(Здобувачем представлено результати та аналіз експериментальних досліджень процесу утилізації тепла продуктів згоряння на лабораторній установці, побудовано структурну схему процесу утилізації як об'єкта керування, проведено ідентифікацію статичних та динамічних властивостей основних каналів керування, збурень та перехресних зв'язків та отримано їх математичні моделі).*

11. **Ковальчук Д. А., Мазур О. В., Гуцан В. В.** Автоматизація досліджень процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей. Інформаційні технології та автоматизація 2019: Міжнародна наукова конференція, м. Одеса, 2019 року: тези доповіді. Одеса, 2019. С. 53-56. *(Здобувачем виконано реалізацію моделей усіх складових процесу утилізації тепла продуктів згоряння у середовищі імітаційного моделювання та проведено комп'ютерні експериментальні дослідження щодо перевірки отриманих моделей на адекватність).*

Додаток Б

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПП
«Теплоенергоналадка»



Бугеря І.В.

14.09 2020 року

АКТ

Приймання документації спеціалізованого контролера та програмного забезпечення для реалізації енергоефективних алгоритмів керування процесом утилізації тепла продуктів згорання з застосуванням парокомпресійного теплового насосу для використання в розробках ПП «Теплоенергоналадка»

1. Підстава для розробки спеціалізованого контролера та програмного забезпечення і його автори - впровадження прикладних результатів дисертаційної роботи «Енергоефективне автоматичне керування утилізацією тепла продуктів згорання газових котелень в умовах застосування парокомпресійних теплових насосів», дисертант Ковальчук Д.А., науковий керівник Мазур О.В., робота виконана на кафедрі АТПіРС Одеської національної академії харчових технологій (ОНАХТ).

Область застосування спеціалізованого контролера та програмного забезпечення - у складі АСУТП при проектуванні та реалізації систем утилізації тепла процесів згорання на газових котельнях.

Ефект від застосування спеціалізованого контролера та програмного забезпечення:

а) підвищення динамічної точності регулювання змінних процесу утилізації тепла продуктів згорання при впливі збурень у широкому діапазоні;

б) зменшення споживання електроенергії компресором теплового насосу, за рахунок ведення процесів у енергоефективних режимах.

в) запобігання виникненню аварійних ситуацій пов'язаних з потраплянням рідкого холодоагенту у компресор через неповне википання, або заморожування випарника при різких змінах теплового навантаження на теплоутилізатор.

2. Комплект переданої документації:

а) електрична принципова схема контролера на базі мікроконтролера AVR, та її опис;

б) програмний код на мові C для мікроконтролерів AVR фірми Atmel, та його опис;

в) інструкція з налагодження контролера за допомогою пульта місцевого керування;

г) таблиця команд керування контролером по протоколу Modbus RTU.

3. Підстава для приймання документації спеціалізованого контролера - угода про співпрацю між кафедрою АТПіРС ОНАХТ і ПП «Теплоенергоналадка» по впровадженню спеціалізованого контролера при реалізації АСУТП утилізації тепла процесів згорання газової котельні багатоповерхового будинку за адресою м. Одеса, вул. Канатна 130 (ОСББ «Ломоносовець») від 14.09.2020 р.

Від ПП «Теплоенергоналадка»:

Директор

 Бугеря І.В.
Інженер-проектувальник

 Пушкін О.О.

Від ОНАХТ:


Завідувач кафедрою автоматизації технологічних процесів і робототехнічних систем

 Хобін В.А.

Доцент кафедри АТПіРС, науковий керівник

 Мазур О.В.

Асистент кафедри АТПіРС, здобувач

 Ковальчук Д.А.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор Одеської національної
академії харчових технологій
доктор техн. наук, професор



Богдан ЄГОРОВ

2021 року

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів наукових досліджень за дисертацією

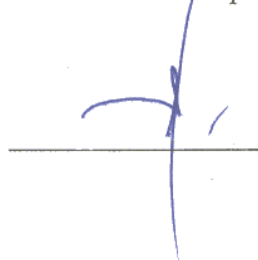
Ми, що нижче підписалися, проректор з науково-педагогічної та навчальної роботи к.т.н., доц. Трішин Ф.А., з одного боку, та проректор з наукової роботи к.т.н., доц. Поварова Н.М., з іншого боку, даним актом підтверджуємо, що результати за дисертацією Ковальчука Дмитра Андрійовича на тему «Енергоефективне автоматичне керування утилізацією тепла продуктів згоряння газових котелень в умовах застосування парокомпресійних теплових насосів», яка виконання під науковим керівництвом к.т.н., доц. Мазура О.В., по спеціальності 05.13.07 – автоматизація процесів керування впроваджено в навчальний процес Одеської національної академії харчових технологій у вигляді:

1. Автоматизованої лабораторної установки по дослідженню процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей та систем керування ними, яка використовується при проведенні лабораторних робіт за дисципліною «Організація та методи дослідження систем керування у виробничих умовах» та наукових досліджень аспірантів, що навчаються за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології».

2. Комплексу імітаційних моделей процесів утилізації тепла пароповітряних сумішей парокомпресійними тепловими насосами, реалізованих в середовищі Matlab Simulink, що використовуються при виконанні дослідницьких курсових та випускних робіт студентами та аспірантами що навчаються за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології».

Додаток: Витяг з протоколу кафедри АТПіРС

Проректор з науково-педагогічної
та навчальної роботи



Федір ТРИШИН

Проректор з наукової роботи



Наталя ПОВАРОВА