

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ГАЛЯНЧУК ІГОР РОМАНОВИЧ

УДК 621.184.4/.5

ДИСЕРТАЦІЯ

**МОДЕЛЮВАННЯ КОНВЕКТИВНИХ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ
СИСТЕМ ПАРОВИХ КОТЛІВ ТЕС**

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

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


_____ І.Р. Галянчук

Науковий керівник: Кравець Тарас Юрійович, кандидат технічних наук, доцент.

Львів – 2020

АНОТАЦІЯ

Галаянчук І.Р. Моделювання конвективних теплопередавальних систем парових котлів ТЕС. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика – Національний університет «Львівська політехніка» Міністерство освіти і науки України, Львів, 2020.

Дисертація присвячена питанням підвищення ефективності роботи конвективних теплопередавальних систем (ТПС) парових котлів ТЕС в режимах від мінімального до максимального навантаження при використанні системного підходу до дослідження процесів передачі тепла, шляхом моделювання, що в кінцевому варіанті призводить до енергозбереження під час генерування теплової та електричної енергії.

На основі огляду літературних джерел встановлено, що існуючий методичний апарат розрахунків конвективних теплообмінників не відповідає новим потребам, умовам та можливостям досліджень режимів роботи теплообмінних вузлів об'єктів теплоенергетики, особливо це стосується складних теплоенергетичних систем. Систематичні розробки їх розрахунку, по суті, відсутні, а дана проблематика є новою і раніше не досліджувалась, що призвело до значних труднощів під час розв'язання поставлених завдань.

Розроблено методичні основи побудови моделей теплопередавальних систем взаємозв'язаних теплообмінників. Запропоновано чисельне представлення ТПС і її елементів у вигляді температурних характеристик, що відображають залежність вихідних температур теплоносіїв від вхідних температур і об'єктних безрозмірних параметрів ТПС.

Встановлено, що інформація про зміни режимних та об'єктних параметрів в ТПС передається між елементами лише у формі зміни температури теплоносіїв в лініях з'єднання елементів і саме температурні характеристики стають основною формою моделей ТПС і їх елементів. Застосуванням температурних характеристик забезпечена уніфікація форми

моделей всіх елементів і підсистем ТПС, що максимально спрощує процес поєднання моделей різних елементів. У зв'язку з цим розроблено моделі елементів ТПС у формі температурної характеристики і схем теплопередавальних систем, які відображають термодинамічні процеси в енергоустановці. В моделях елементів застосовано узагальнені безрозмірні об'єктні параметри, використання яких дає можливість проводити розрахунки на основі різних варіантів вихідної інформації, аналізувати їх та підвищити ефективність роботи теплоенергетичного обладнання.

Сформульовано загальний принцип формування моделей ТПС шляхом вирішення системи рівнянь, що містить рівняння температурних характеристик елементів та рівняння з'єднань елементів у формі рівності температур на початку і в кінці лінії з'єднання.

Вдосконалено методику режимних розрахунків, яка дає змогу визначити температури взаємозв'язаних теплообмінників залежно від внесених режимних та об'єктних змін на основі відомих вхідних та вихідних температур теплоносіїв у номінальному режимі. Це дає можливість враховувати нерівномірності поля температур у міжходових каналах, застосовувати узагальнені безрозмірні параметри, визначати значення температур не лише у міжходових каналах, але і на вході та виході кожного теплообмінника.

Розроблено моделі конвективних поверхонь нагріву для парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92, ТП-10, які відображають основні фізичні явища перенесення теплоти в них. Досліджено взаємний вплив параметрів та складових механізму теплообміну на процес перенесення тепла від гріючого до нагріваних теплоносіїв. Розроблені моделі дають змогу прогнозувати вплив зміни вхідних температур теплоносіїв на зміну їх вихідних температур, виявляти можливі удосконалення теплопередавальних систем, а також аналізувати роботу теплообмінних апаратів в режимах від мінімального до максимального навантаження.

Для вказаних моделей теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів виведено залежності та визначено числові

значення режимних коефіцієнтів K_{iN} для номінального режиму роботи при вихідних значеннях їх об'єктних параметрів.

На основі аналізу процесів регулювання температури пари проміжного перегріву та моделювання впорскувальних пристроїв запропоновано та отримано патенти на нові способи регулювання температури пари проміжного перегріву в пускових режимах роботи парових котлів та енергоблоків ТЕС.

Ключові слова: модель, теплопередавальна система, теплова електрична станція, теплоносій, теплообмінник.

Список публікацій за темою дисертації:

1. Mysak J. Development of mathematical models and the calculations of elements of convective heat transfer systems / J. Mysak, I. Galyanchuk, M. Kuznetsova // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2016. – Том 82 № 4/8. – С. 33-41. (SCOPUS) *(особистий внесок здобувача: розроблено моделі елементів теплопередавальної системи, виконання розрахунків, формування статті)*.
2. Galyanchuk I. Mathematical Modelling of the Heat Transfer System of the Convective Heating Surfaces of the TPP-210A Steam Boiler / I. Galyanchuk, T. Kravets // Energy engineering and control systems. – 2020. – № 6. – С. 16-22 (Index Copernicus) *(особистий внесок здобувача: сформовано схеми та моделі конвективної теплопередавальної системи поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А, виконання розрахунків, формування статті)*.
3. Чабан О.Й. Моделі і розрахунки елементарних конвективних теплообмінників / О.Й. Чабан, І.Р. Галянчук // Вісник ДУ «Львівська політехніка». «Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація». – 1999. – № 365. – С. 32-40 *(особистий внесок здобувача: уніфіковано моделі теплообмінників, виконання розрахунків, формування статті)*.
4. Галянчук І.Р. Математичні моделі теплопередавальної системи для дво- та триходового теплообмінників / І.Р. Галянчук, М.Я. Кузнецова // «Восточно-европейский журнал передовых технологий». – 2013. – № 2/8 (62). –

С. 29-32 *(особистий внесок здобувача: сформовано схеми та моделі теплопередавальної системи для дво- та триходового теплообмінників, формування статті).*

5. Галянчук І.Р. Математичне моделювання та дослідження властивостей повітропідігрівника котла / І.Р. Галянчук, М.Я. Кузнецова // Вісник НУ «Львівська політехніка». «Теплоенергетика. Інженерія докiлля. Автоматизація». – 2014. – № 795. – С.40-50 *(особистий внесок здобувача: сформовано схеми та моделі повітропідігрівника парового котла, виконання розрахунків, формування статті).*

6. Галянчук І.Р. Визначення наслідків режимних змін повітропідігрівача котла ТП-100 / І.Р. Галянчук, Й.С. Мисак, М.Я. Кузнецова // «Енерготехнологии и ресурсозбережение». – 2015. – № 1. – С. 64-72 *(особистий внесок здобувача: сформовано схеми та моделі конвективної теплопередавальної системи поверхонь нагріву парового котла ТП-100, виконання розрахунків, формування статті).*

7. Мисак Й.С. Патент України № 73425 UA 7 F22G5/12. Спосіб регулювання температури пари промперегріву в пускових режимах прямотруминного котла / Й.С. Мисак, І.Р. Галянчук, М.В. Клуб, В.Ф. Близнюк, В.Ю. Крук // опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7 *(особистий внесок здобувача: розробка способу, оформлення).*

8. Мисак Й.С. Патент України № 73826 UA 7 F22G5/00, 5/12. Спосіб регулювання температури пари промперегріву в пускових режимах енергоблоків / Й.С. Мисак, П.О. Гут, В.Ю. Крук, М.В. Клуб, І.Р. Галянчук // опубл. 15.09.2005, Бюл. № 9 *(особистий внесок здобувача: розробка способу, оформлення).*

9. Галянчук І. Регенерація енергії як засіб підвищення енергоефективності / І. Галянчук, О. Чабан // Міжнародна науково-технічна конференція «Енергоефективність – 2002» (Київ, 29-30 жовтня 2002 р.). – 2002. – С. 84. *(Особистий внесок здобувача: аналіз теплоенергетичних установок)*

10. Галянчук І.Р. Особливості впливу конструктивних та режимних змін у двоступеневих теплообмінниках котла / І.Р. Галянчук, Й.С. Мисак // 11-я Международная научно-практическая конференция «Угольная теплоэнергетика: проблемы реабилитации и развития» (Киев, 16-20 сентября 2015 г.). – 2015. – С. 49-52. *(особистий внесок здобувача: сформовано схеми та моделі теплопередавальної системи для двоступеневих теплообмінників, дослідження впливу конструктивних та режимних змін).*

11. Галянчук І.Р. Структурно-функціональний аналіз теплоенергетичних установок / І.Р. Галянчук, Й.С. Мисак // VIII Міжнародна науково-практична конференція «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні» (Львів, 2-3 квітня 2015 р.). – 2015. – С. 223-226. *(Особистий внесок здобувача: аналіз теплоенергетичних установок).*

12. Мисак Й. С. Класифікація систем передачі тепла енергоустановок / Й.С. Мисак, І.Р. Галянчук, М.Я. Кузнецова // IX Міжнародна науково-практична конференція «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні» (Львів, 6-7 квітня 2017 р.). – 2017. – С. 294-296. *(Особистий внесок здобувача: проведено класифікацію всіх можливих систем передачі тепла).*

SUMMARY

Galyanchuk I.R. Modeling of convective heat-transfer systems of steam boilers of thermal power plants. – Qualifying scientific paper on the rights of the manuscript.

Thesis for a Candidate's Degree in Engineering by specialty 05.14.06 – Technical Thermophysics and Industrial Heat Power Engineering. – Lviv Polytechnic National University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2020.

The thesis is dedicated to the question of increase of the efficiency of operation of convective heat-transferring systems of steam boilers of thermal power plants in the modes from minimum to maximum load when using a systemic approach to the study of the processes of heat transmission, by means of modeling, which eventually leads to energy conservation during generation of thermal and electric energy.

On the basis of the review of literary sources, it is established that the existing methodical apparatus of calculations of convective heat-exchanging units does not meet new requirements, conditions and possibilities of investigations of the operative modes of the heat-exchanging units of heat-power facilities; this especially concerns complex thermal-energy systems. Actually, there are no systematic elaborations of their calculation, and this problematic is new and has not been researched, which has led to significant difficulties during resolution of the set tasks.

Methodical foundations for building models of heat-transferring systems of interrelated heat-exchanging units are worked out. We suggest numeric representation of the heat-transferring system and its elements in the aspect of temperature characteristics, which reflect dependence of the outgoing temperatures of coolants on the incoming temperatures and objective non-dimensional parameters of the heat-transferring system.

It is established that information about changes of mode and object parameters in the heat-transferring system is transmitted between the elements only in the form of temperature change of coolants in the connection lines of the elements, and it is the temperature characteristics that become the main form of models of heat-transferring systems and their elements. Application of temperature characteristics provides for unification of the form of models of all the elements and subsystems of the heat-transferring system, which simplifies to the maximum the process of combination of models of different elements. Regarding this, there are developed models of the elements of the heat-transferring system in the form of the temperature characteristics and the schemes of heat-transferring systems, which reflect thermo-dynamic processes in the power unit. In the models of the elements, there are applied generalized non-dimensional objective parameters the use of which allows making calculations on the basis of different variants of outgoing information, analyzing them and increasing the efficiency of operation of the thermal energy equipment.

The general principle of formation of models of HTS by means of resolution of a system of equations is formulated, which contains equations of temperature

characteristics and equations of connection of elements in the form of equality of temperatures at the beginning and at the end of the connection line.

The methodology of mode calculations is perfected, which allows determining the temperatures of the interrelated heat-exchanging depending on the introduced mode and object changes on the basis of known incoming and outgoing temperatures of the coolants in the nominal mode. This gives a possibility to take into account unevenness of the field of temperatures in the intercourse channels, to apply generalized non-dimensional parameters, define the values of the temperatures not only in the intercourse channels but also at the entrance and exit of each heat-exchanging.

Models of convective heating surfaces for steam boilers TPP-312, TPP-210A, TP-100, TP-92, TP-10 are worked out, which reflect the main physical phenomena of heat transmission in them. Mutual impact of the parameters and components of the mechanism of heat-exchange on the process of heat-transfer from the heating to heated coolants is studied. The elaborated models allow forecasting the influence of change of incoming temperatures of coolants on change of their outgoing temperatures, detecting possible perfections of heat-transferring systems, as well as analyzing operation of heat-exchanging units in modes from minimum to maximum load.

For the above-mentioned models of heat-transferring systems of convective heating surfaces of steam boilers, dependences are deduced, and numeral values of mode coefficients K_{IN} for the nominal operation mode with outgoing values of their object parameters are determined.

On the basis of analysis of the adjustment processes of the steam temperature of intermediate overheating and modeling injection devices, we have suggested and received patents for new ways of adjustment of the steam temperature of intermediate overheating in the start-up modes of operation of steam boilers and power generating units of thermal power plants.

Keywords: model, heat-transfer system, thermal power plant, heated coolant, heat-exchanger.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	12
ВСТУП.....	13
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ СИСТЕМ.....	22
1.1. Аналіз літературних джерел	23
1.2. Принципи поділу теплопередавальних систем на дискретні складові частини	33
Висновки до розділу 1	35
РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА МОДЕЛЮВАННЯ ТА МЕТОДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ ОБ'ЄКТІВ.....	36
2.1. Побудова математичної моделі теплопередавальної системи	36
2.2. Структурні схеми теплоенергетичних об'єктів	52
2.3. Особливості режимних розрахунків енергоблоків.....	56
2.4. Методологічні основи режимних розрахунків системи конвективних поверхонь нагріву діючих парових котлів	57
2.5. Моделі та методи розрахунків елементарних конвективних теплообмінників.....	60
2.4.1. Традиційні методи розрахунків одноходового теплообмінника.....	60
2.4.2. Нові методи розрахунку теплообмінника	63
2.4.3. Розрахунки узагальнених параметрів теплообмінного апарата	64
2.6. Моделі багатоступеневих теплообмінників.....	66
2.5.1. Розрахунки та аналіз властивостей повітропідогрівника парового котла, як багатоступеневого теплообмінника	71
2.5.2. Особливості впливу конструктивних та режимних змін у двоступеневих теплообмінниках	83

2.6. Заміщення складних теплопередавальних систем режимно подібними	89
Висновки до розділу 2	91
РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНВЕКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ ПАРОВИХ КОТЛІВ ТЕС	92
3.1. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 енергоблока 300 МВт Ладизинської ТЕС	92
3.2. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А енергоблока 300 МВт Трипільської ТЕС	99
3.3. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 енергоблока 200 МВт Бурштинської ТЕС.....	104
3.4. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 енергоблока 150 МВт Добротвірської ТЕС.....	118
3.5. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 енергетичного обладнання потужністю 100 МВт Добротвірської ТЕС.....	127
Висновки до розділу 3	135
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ТА РОЗРАХУНКИ МОДЕЛЕЙ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНВЕКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ ПАРОВИХ КОТЛІВ ТЕС	136
4.1. Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 енергоблока 300 МВт Ладизинської ТЕС	136

4.2.	Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А енергоблока 300 МВт Трипільської ТЕС	139
4.3.	Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 енергоблока 200 МВт Бурштинської ТЕС.....	143
4.4.	Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 енергоблока 150 МВт Добротвірської ТЕС.....	150
4.5.	Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 енергетичного обладнання потужністю 100 МВт Добротвірської ТЕС.....	154
4.6.	Аналіз процесів регулювання температури пари проміжного перегріву прямотруминних парових котлів енергоблоків.....	157
4.6.1.	Спосіб регулювання температури пари промперегріву в пускових режимах роботи енергоблоків	159
4.6.2.	Спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву в пускових режимах прямотокового котла.....	162
	Висновки до розділу 4	167
	ВИСНОВКИ.....	168
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	170
	ДОДАТОК А.....	181

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВЕ – водяний економайзер;

ВПП – вторинний пароперегрівник;

ВРЧ – верхня радіаційна частина;

КПП – конвективний пароперегрівник;

КПП вт – конвективний пароперегрівник високого тиску;

КПП нт – конвективний пароперегрівник низького тиску;

НРЧ – нижня радіаційна частина;

ПП – повітропідігрівник;

РПП – регенеративний повітропідігрівник;

СРЧ – середня радіаційна частина;

ТЕС – теплова електрична станція;

ТПС – теплопередавальна система;

ШПП – ширмовий пароперегрівник.

ВСТУП

Ефективне функціонування і стабільний розвиток практично усіх галузей промисловості вимагає раціонального використання існуючих і пошуку нових надійних та екологічно чистих джерел енергії. При проектуванні та експлуатації теплових енергоустановок звичним є застосування технологічних схем, в яких елементи установок виділяються за конструктивними чи технологічними ознаками: пароперегрівник, конденсатор, деаератор, сепаратор, компресор, двигун, і т. п. Відповідно до цих схем опрацьовані методи проектних (конструкторських) та перевірочних розрахунків енергоустановок.

Під час експлуатації, дослідження та налагодження теплоенергетичного обладнання ТЕС необхідним є визначення впливу різних режимних змін на умови та показники роботи як конкретних агрегатів в цілому так і їх вузлів зокрема.

Для парового котла такими режимними чинниками можуть бути:

- витрата теплоносіїв (повітря, води, пари, димових газів) на вході в паровий котел чи в окремі його поверхні нагріву;
- температура теплоносіїв на вході в паровий котел та його вузли;
- стан поверхонь нагріву (забруднення);
- обводи, рециркуляції та перетоки теплоносіїв;
- додаткові підводи чи відводи теплоносіїв.

Наведені входні режимні чинники обумовлюють зміни температури теплоносіїв на вході парового котла та на виході з його вузлів, що істотно впливає на зміну економічності та надійності роботи парового котла.

Традиційно вказані залежності визначаються експериментально. Однак, із збільшенням потужності, параметрів та габаритів устаткування проведення експериментів ускладнюється та є трудомістким.

Використання відомих методів проектних (конструкторських) та перевірочних розрахунків [1, 2] під час розв'язання режимних задач є недостатньо ефективними, оскільки застосування цих методів вимагає значної кількості початкової інформації, яка є важкодоступною в умовах експлуатації

(устаткування істотно зношене, забруднене або умови його використання відрізняються від закладених у проекті).

Вказані труднощі стимулюють розроблення спеціальних методів розрахунків, які б давали змогу визначати режимні залежності оперативно, на основі обмеженої найбільш доступної початкової інформації.

Обґрунтування вибору теми дослідження

Тема роботи відповідає науковому напрямку кафедри теплоенергетики, теплових та атомних електричних станцій Національного університету «Львівська політехніка», який орієнтований на удосконалення теплоенергетичних об'єктів.

Особливістю роботи є зосередження уваги на системах взаємозв'язаних теплообмінників, які достатньо не вивчені.

Для вирішування задач діагностування та оптимізації таких установок, фактичний стан яких внаслідок тривалої експлуатації істотно відрізняється від проектного, відомі схеми і методи розрахунків виявилися недостатньо ефективними. Основні труднощі виникають внаслідок того, що в експлуатаційних умовах практично недоступною є потрібна для перевірочних розрахунків цифрова інформація про фактичний стан обладнання, зокрема потужних котельних агрегатів ТЕС. Для вирішення таких практичних задач застосовують математичні методи, які полягають у послідовному формулюванні завдання, розробленні моделі, виборі методів дослідження отриманої моделі та аналізі отриманого результату.

Актуальність теми

Важливим стратегічним напрямком розвитку об'єктів теплоенергетики України є максимально можливе енергозбереження під час виробництва теплової та електричної енергії. Це зумовлено підвищенням цін на енергоносії, що посилює необхідність підвищення ефективності використання енергії палива, зниження металоємності теплопередавальних систем та елементів, зменшення втрат металу внаслідок корозії.

Теплообмінники конвективних поверхонь нагріву котельних установок є тією ланкою, що визначає ступінь утилізації тепла продуктів згоряння, а тому їх удосконалення дає значний внесок у вирішення вказаних проблем. Конвективні теплообмінники парового котла сприймають близько 30-40 % теплоти, що передається продуктами згоряння палива, а на їх виготовлення йде до 50-60 % всього металу поверхонь нагріву котельної установки.

Управління тепловими процесами, які містять сукупність конвективних поверхонь нагріву, вимагає знань статичних і динамічних характеристик усіх ланок парового котла, як об'єкта регулювання. Це зумовлено тим, що теплообмінний апарат або сукупність теплообмінних апаратів є складовою частиною системи утилізації тепла продуктів згоряння у парових котлах ТЕС. Тому визначення оптимальних характеристик теплообмінних апаратів є необхідним для проектування ефективних теплоенергетичних та теплотехнологічних установок, які працюють в умовах змінних навантажень, або параметрів виробничого процесу. Крім того, в багатьох випадках, теплообмінний апарат є не самостійним об'єктом регулювання, а окремою ланкою теплопередавальної системи.

Основним завданням підвищення ефективності роботи теплообмінних апаратів в режимах від мінімального до максимального навантаження є забезпечення максимально можливого ККД котла або теплопередавальної системи, де теплообмінник є робочим, або регульованим елементом.

Вдосконалення існуючих теплопередавальних технологій, а також розроблення і проектування нових є неможливим без використання сучасних методів їх моделювання. Під час розроблення чисельних методів моделювання, які можуть бути ефективно використані для розв'язання технологічних, інженерних і режимних задач на об'єктах теплоенергетики, доцільно використовувати максимально адекватні моделі.

Існуючі методи розрахунків та досліджень теплообмінних вузлів теплоенергетичних об'єктів розроблені, в основному, лише для автономних, а не взаємозв'язаних теплообмінників. Для розрахунків передбачено

використання номограм, а не прикладних програм для розрахунків на комп'ютерах. Ці методи вже не відповідають теперішнім потребам та можливостям. Тому для удосконалення теплоенергетичних об'єктів, підвищення ефективності їх роботи безумовно актуальним є моделювання ТПС.

Мета і завдання дослідження

Метою роботи є створення теоретичних основ моделювання та режимних розрахунків конвективних теплопередавальних систем парових котлів; удосконалення існуючих і створення нових методик моделювання та режимних розрахунків, а також розроблення моделей взаємозв'язаних гріючим теплоносієм кількох теплообмінників для аналізу їх роботи в режимах від мінімального до максимального навантаження.

Для досягнення мети у роботі поставлено такі завдання:

- розробити, для об'єктів теплоенергетики, методичні основи побудови моделей теплопередавальних систем взаємозв'язаних теплообмінників;
- вдосконалити методику режимних розрахунків для визначення наслідків внесених режимних змін у теплопередавальну систему взаємозв'язаних теплообмінників на основі відомих вхідних та вихідних температур теплоносіїв;
- розробити моделі теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92 та ТП-10 теплових електричних станцій для аналізу їх роботи в режимах від мінімального до максимального навантаження;
- визначити значення безрозмірних режимних коефіцієнтів K_{iN} у номінальному режимі роботи при вихідних значеннях об'єктних параметрів для теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92 та ТП-10;
- встановити адекватність розроблених моделей теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів експериментальним шляхом під час внесення в них режимних змін.

- розробити нові схеми та способи регулювання температури пари проміжного перегріву парових котлів енергоблоків.

Об'єкт дослідження

Теплові процеси в конвективних поверхнях нагріву парових енергетичних котлів ТЕС.

Предмет дослідження

Вплив величини вхідної температури робочих тіл на ефективність роботи конвективних теплообмінних поверхонь.

Методи дослідження.

У роботі використано комплекс теоретичних та експериментальних методів, а також моделювання теплових процесів в конвективних теплопередавальних системах парових енергетичних котлів ТЕС.

Достовірність досліджень забезпечена застосуванням сучасних підходів до розробки моделей та використанням гіпотез відносно теплових процесів, що вивчаються.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Розроблено методичні основи побудови моделей теплопередавальних систем взаємозв'язаних теплообмінників об'єктів теплоенергетики.
2. Вдосконалено методику режимних розрахунків теплопередавальних систем взаємозв'язаних теплообмінників на основі відомих вхідних та вихідних температур теплоносіїв.
3. Розроблено нові моделі теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92 та ТП-10 теплових електричних станцій.
4. Вперше отримано результати розрахунку безрозмірних режимних коефіцієнтів K_{IN} теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92 та ТП-10 в номінальному режимі роботи. Досліджено взаємний вплив вхідних та вихідних температур на процес перенесення тепла від гріючого до нагріваних теплоносіїв.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Робота виконувалась за науковим напрямом кафедри теплоенергетики, теплових та атомних електричних станцій Національного університету «Львівська політехніка», згідно з господарським договором «Розрахунки температурних режимів роботи устаткування котлів ТПП-312 енергоблоків 300 МВт Ладижинської ТЕС» за номером реєстрації науково-дослідної роботи № 210/624 від 05.07.2006 р., а також згідно з держбюджетною темою «Теоретичне обґрунтування та експериментальне дослідження ефективності роботи котельних установок в процесі довготривалої експлуатації» за номером державної реєстрації 0115U000439.

Також роботи виконувались за планами робіт ПрАТ «ЛьвівОРГРЕС», які враховували положення координаційних планів галузі, рішень науково-технічних конференцій, семінарів, нарад з проблем енергозбереження, зокрема:

- «Режимні розрахунки роботи устаткування енергоблоків 200 МВт Бурштинської ТЕС» Шифр роботи 2004-14 (Львів 2005);
- «Режимні розрахунки котлів блоків 300 МВт Трипільської ТЕС» Шифр роботи 2004-20 (Львів 2005);
- «Проміжні температурні розрахунки котлів ТП-92 Добротвірської ТЕС» Шифр роботи 2005-8 (Львів 2005);
- «Визначення температурних характеристик котлів ТП-10 Добротвірської ТЕС» Шифр роботи 2005-13 (Львів 2005).

Практичне значення отриманих результатів

Сформовано схеми та розроблено моделі конвективних теплопередавальних систем поверхонь нагріву парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92, ТП-10 ТЕС, які орієнтовано на практичне застосування в режимах від мінімального до максимального навантаження. Розроблені моделі дають змогу прогнозувати вихідні температури теплоносіїв, у випадку зміни вхідних температур, аналізувати роботу теплообмінних апаратів без виконання реальних трудозатратних випробувань, що часто є

складним або і неможливим для виконання завданням в робочих умовах обладнання.

Отримана автором нова методика режимних розрахунків використовується у навчальному процесі для підготовки фахівців за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» під час викладання дисципліни «Математичне моделювання в теплоенергетиці» та за спеціальністю 143 «Атомна енергетика» під час викладання дисципліни «Математичне моделювання в атомній енергетиці», а також для написання бакалаврських та магістерських кваліфікаційних робіт.

Розроблено спосіб регулювання температури пари промперегріву в пускових режимах прямотруминного котла (Патент України на винахід № 73425).

Розроблено спосіб регулювання температури пари промперегріву в пускових режимах енергоблоків (Патент України на винахід № 73826).

Впровадження результатів роботи виконано:

Результати дисертаційної роботи впроваджені на Ладижинській, Трипільській, Бурштинській, Добротвірській теплових електричних станціях, ПрАТ «ЛьвівОРГРЕС, зокрема, розроблені моделі конвективних теплопередавальних систем використовуються під час дослідження ефективності роботи обладнання, а також в навчальний процес Національного університету «Львівська політехніка».

Особистий внесок автора

Полягає у дослідженні та аналізі режимів роботи конвективних теплопередавальних систем парових котлів ТЕС. Основні результати, викладені в дисертації, отримані автором самостійно. Автору особисто належать ідеї та розробки, пов'язані зі створенням нових методичних основ моделювання і розрахунків теплопередавальних систем, а також розроблення моделей елементів теплопередавальних систем, які можна використати для створення програм автоматизованого аналізу роботи теплоенергетичного обладнання.

У опублікованих наукових працях, написаних у співавторстві, здобувачеві належать такі особисті наукові внески: уніфіковано моделі теплообмінників [9]; наведено аналіз теплоенергетичних установок [81, 85]; проведено класифікацію всіх можливих теплопередавальних систем [84]; сформовано схеми та моделі теплопередавальної системи для двоступеневих теплообмінників, дослідження впливу конструктивних та режимних змін [96]; сформовано схеми та моделі теплопередавальної системи для дво- та триходового теплообмінників [82]; сформовано схеми та моделі повітропідігрівника парового котла [83]; розроблено моделі елементів теплопередавальних систем [80]; сформовано схеми та моделі конвективних теплопередавальних систем поверхонь нагріву парових котлів ТЕС [99, 100].

Апробація результатів дисертації

Основні положення і результати роботи доповідались, обговорювались та отримали позитивні відгуки на науково-технічних та науково-практичних конференціях:

1. Міжнародна науково-технічна конференція «Енергоефективність – 2002» (**Київ, 29-30 жовтня 2002 р.**).
2. IV Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми економії енергії» (**Львів, 8-12 жовтня 2003 р.**).
3. 10-я Международная научно-практическая конференция «Угольная теплоэнергетика: проблемы реабилитации и развития» (**Київ, Пуща-Водица, 18-22 сентября 2014 г.**).
4. Международная научно-практическая конференция «Современные практики проведения реконструкций, капитальных ремонтов и текущей эксплуатации основного и вспомогательного оборудования ТЭС» (**Львов, 10-12 марта 2015 г.**).
5. 11-я Международная научно-практическая конференция «Угольная теплоэнергетика: проблемы реабилитации и развития» (**Київ, 16-20 сентября 2015 г.**).

6. VIII Міжнародна науково-практична конференція «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні» (Львів, 2-3 квітня 2015 р.).

7. IX Міжнародна науково-практична конференція «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні» (Львів, 6-7 квітня 2017 р.).

Публікації.

За темою дисертації опубліковано **12** наукових публікацій, з них 4 статті у наукових фахових виданнях України, 2 статті у виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз даних (**1 – Scopus, 1 – Index Copernicus**), 4 публікації у матеріалах міжнародних науково-технічних та науково-практичних конференцій та отримано 2 патенти України на винахід.

Структура та обсяг дисертації.

Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних літературних джерел та додатку. Загалом обсяг дисертаційної роботи складає 186 сторінок з яких: 167 сторінок основної частини, яка містить 37 рисунків та 18 таблиць. 11 сторінок списку використаних джерел літератури з 104 найменувань та 5 сторінок додатку.

РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ СИСТЕМ

Моделі протитечійного і прямотечійного теплообмінника були розроблені ще у минулому столітті. Вони представлені рівняннями з використанням температурного напору і без нього [1, 2, 3].

За час відсутності прикладних програм для розрахунків на комп'ютерах зручнішими для практичних розрахунків виявилися залежності з температурним напором.

Результати опрацювання моделі теплообмінника з однократно перехресним рухом теплоносіїв без поперечного перемішування кожного з них вперше опублікував Вільгельм Нуссельт у 1911 році, а удосконалений варіант – у 1930 р. [1].

Моделі теплообмінників для інших варіантів поперечного перемішування кожного з теплоносіїв опублікував Д. М. Сміт у 1934 р. [2].

Вперше опрацьовані математичні моделі теплообмінників з перехресним рухом теплоносіїв [1, 2] не містили в собі температурного напору, а складність представлених залежностей істотно обмежувала сферу їх практичного застосування.

Опрацювавши додатково матеріали [1] і [2] Р. А. Бауман, А. К. Мюллер і В. М. Нагл у 1940р. запропонували і побудували відповідні номограми [3]. Протягом наступних десятиліть такий підхід став найбільш прийнятним для практичних розрахунків, що і було відображено у довідниковій та навчальній літературі.

Протягом цих же десятиліть виконано значну кількість напрацювань та додаткового удосконалення методів теплових розрахунків теплообмінників. Однак потреба в радикальних змінах виникла під час досліджень систем взаємозв'язаних теплообмінників та впровадження прикладних програм для розрахунків на комп'ютерах.

Зростання потужності енергоустановок, ускладнення їх вузлів із взаємозв'язаних теплообмінників та збільшення кількості факторів режимного і

конструктивного впливу на теплопередавальні системи істотно обмежили можливості експериментальних досліджень умовами безпеки, коштів і часу.

Впровадження прикладних програм для розрахунків на комп'ютерах практично зняло обмеження для широкого використання складних моделей [4]. Одночасно актуальним стало опрацювання методів формування та застосування моделей систем теплообмінників, взаємно пов'язаних як між собою, так і з іншими елементами енергоустановок.

Актуальною стала потреба досліджень впливу режимних і конструктивних змін на теплообмінники, стан яких в експлуатаційних умовах відрізняється від проектного. Застосування класичних методів перевірочних розрахунків ускладнюється труднощами отримання необхідної початкової інформації про фактичне значення витрати теплоносіїв та фактичний стан стінок теплообмінників.

У підсумку необхідним стало опрацювання істотно нових підходів до формування і застосування моделей теплообмінників.

Значний обсяг відповідних робіт виконано в енергоналаджувальному підприємстві ЛьвівОРГРЕС та на кафедрі теплоенергетики, теплових та атомних електричних станцій Національного університету «Львівська політехніка».

1.1. Аналіз літературних джерел

Передача тепла в енергоустановках є об'єктом досліджень з тих пір, коли з'явилася потреба у його використанні. На даний час продовжують досліджувати процеси передачі тепла, конструкції і схеми теплообмінного обладнання, його властивості та режими роботи, методи розрахунку, проектування, виготовлення та експлуатації [5, 6, 7, 8, 9].

Вивчення процесів передачі тепла в енергоустановках досягло такого рівня, який дасть змогу створити нормативні методи розрахунку і проектування теплообмінного обладнання основних агрегатів енергоустановок [10, 11, 12, 13, 14].

Теплообмінне обладнання використовується не тільки в енергетиці, а й в інших галузях техніки, де також ведуться відповідні дослідження процесів передачі тепла.

У результаті до теперішнього часу накопичений і узагальнений значний, обсяг інформації з різних питань створення і використання теплообмінного устаткування [12, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27]. Її використання дає можливість, в основному, успішно вирішувати завдання створення теплообмінного обладнання нових енергоустановок. Тривають дослідження зосереджені, основним чином, на виявленні закономірностей протікання в теплообмінниках теплофізичних та гідравлічних процесів при особливих, попередньо мало досліджених умовах.

Вже протягом декількох десятиліть розроблено способи опису взаємозв'язків параметрів теплообмінного обладнання та форми опису процесів теплообміну [28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35].

Таке становище в науці про передачу тепла сприяло формуванню думки про достатню її завершеність, принаймні в області методів теплових розрахунків теплообмінного устаткування.

У вступі роботи вказано, що у зв'язку з труднощами експериментальних досліджень складного теплообмінного обладнання енергоустановок великої потужності необхідно проводити аналітичні дослідження, проте існуючі методи досліджень у багатьох випадках є недостатньо ефективними. Особливо істотні ускладнення виникають при дослідженнях комплексів взаємозв'язаних теплообмінників, а також при дослідженнях властивостей обладнання на підставі вихідної інформації, отриманої з експлуатаційних установок.

Для підвищення ефективності аналітичних досліджень теплообмінного обладнання енергоустановок в даній роботі застосовано системний підхід до дослідження процесів передачі тепла.

Загальні принципи системного підходу до досліджуваних об'єктів висвітлені в багатьох фундаментальних роботах [36, 37, 38, 39], як із загальної теорії систем, так і стосовно до конкретних технічних, біологічних і соціальних

об'єктів. Аналіз і узагальнення цих робіт виходить за рамки потреб і реальних можливостей даної роботи.

Загальні питання системного аналізу в енергетиці викладені у фундаментальних роботах Л. А. Мелентьева [36], Л. С. Попырина [28], а також у ряді інших робіт. Близькими за змістом до теплоенергетики є дослідження хіміко-технологічних систем, висвітлених в роботах В. В. Кафарова [37].

Розробки з питань системного аналізу електроенергетичних і хіміко-технологічних систем досягли вже такого рівня, що на їх базі створена навчальна література для ВНЗ [36, 37].

Дослідження теплоенергетичних систем стали розвиватися відносно недавно і їх результати у формі підручників наразі не відображені.

Заслуговує на увагу та обставина, що існуюча в даний час базова навчальна література з теплоенергетики складена, в основному, у традиційній, давно сформованій формі, без спеціального виділення системного підходу. Це відноситься до підручників з теплових електростанцій [40, 41, 42], парових котлів [43], турбін [44], режимів роботи обладнання [45] та інших, у тому числі також з термодинаміки [46, 47] і термопередачі [13].

Вдосконалення існуючих технологій виробництва енергії, а також розроблення і проектування нових є неможливим без використання сучасних методів їх моделювання [48]. Дані методи дають змогу значно швидше і економічно вигідно, порівняно з традиційними підходами, порівнювати між собою різні варіанти режимів роботи обладнання і його конструктивні особливості.

Математичне моделювання успішно використовується для проведення чисельного аналізу енергетичних балансів під час порівняння різних варіантів об'єднання сонячних теплових систем з фотоелектричними перетворювачами для одночасного виробництва теплової і електричної енергії [49]. Підвищення ефективності гібридних систем, що одночасно використовують різні поновлювальні джерела енергії [50], методами математичного моделювання також можна досягти оптимального вибору системи за її продуктивністю,

контролювати кількість доступної енергії від кожного джерела поновлювальної енергії і кількість енергії, що використовується від кожного джерела, проектувати системи зберігання теплової енергії, що використовують приховану теплоту фазових переходів [51].

Методи математичного моделювання також використовуються для підвищення ефективності вловлювання парникових газів. Так у [52] запропонована динамічна модель, що призначена для інтелектуального керування процесом вловлювання вуглекислого газу при спалюванні пилоподібного вугілля.

Під час розроблення чисельних методів моделювання, які можуть бути найбільш ефективно використані для вирішення технологічних, інженерних і режимних задач в галузі теплоенергетики, необхідно використовувати максимально адекватні моделі. Для прикладу модель парового котла з циркулюючим псевдозрідженим шаром вугілля [53], яка враховує гідродинаміку, теплообмін і особливості горіння палива добре узгоджується з експериментальними даними, які були отримані на промисловому паровому котлі, в частині передбачення температури димових газів, їх складу і концентрації компонентів газової суміші в різних точках парового котла. Використання оптимальних моделей, що враховують максимально можливу кількість змінних [54], дає можливість встановити вплив різних факторів на роботу теплоенергетичного обладнання котелень ТЕЦ, ТЕС та проводити розрахунки нормативних і фактичних показників його роботи. Зокрема, використовуючи регресійний аналіз [55], можна на основі різної вихідної інформації отримувати одно- чи багатофакторні рівняння. Результати моделювання турбіни [56] є необхідними для правильної роботи системи динамічного аналізу і керування її потужністю. Розроблена модель спірального теплообмінника, яка враховує різні режими теплоперенесення [57], дає можливість розробити конструкцію теплообмінника, що забезпечить найкращу передачу теплоти при мінімальній металоємності. З метою дослідження впливу місця розміщення деаератора на ефективність рекуперації тепла парогенератора

було проведено аналіз [58], який виявив, що розміщення деаератора між підігрівачами низького і середнього тиску забезпечує більшу ефективність роботи порівняно з розміщенням деаератора в конденсаторі турбіни, що добре узгоджується з експериментальними даними.

Використовуючи методи математичного моделювання, можна розробляти моделі і проводити аналіз їх виконання не лише відносно окремих елементів теплоенергетичного обладнання, але і реалізовувати моделювання складних багатокомпонентних об'єктів. Одним з прикладів є імітаційне моделювання вугільної електростанції потужністю 500 МВт [59], термодинамічні моделі якої засновані на першому законі термодинаміки з використанням рівнянь балансу для кожного компоненту. Досліджуваний компонент, в свою чергу, моделюється окремим об'єктом контролю в стаціонарних умовах. Також на основі проектування реальної електростанції за параметрами була розроблена математична модель циклу газової турбіни комбінованого виробництва тепла і електроенергії [60]. Адекватність даної моделі підтверджена результатами тестування роботи блоку, які виявились достатньо близькими до реальних результатів.

Отримані, в процесі розробки математичних моделей, результати мають бути основою для вдосконалення їх конструкцій та теплових схем [28, 61], оптимізації режимів їх роботи, зниження шкідливих впливів [62] і пошуку нових підходів та рішень [63].

Теплопередавальні системи енергоустановок, як автономний об'єкт досліджень, поки, по суті, не виділяються. Окремі теплообмінники і групи теплообмінників у складі агрегатів енергоустановок розглядаються як складова частина теплоенергетичних систем. У цьому випадку враховуються, як правило, тільки їх часткові структури, часткові функції та властивості, істотні тільки для досліджуваної теплоенергетичної системи.

Не виконано поки загальний структурний аналіз ТПС котельних енергоустановок, а також аналіз функцій таких ТПС у складі котельної

енергоустановки. Недостатньо досліджені загальні властивості ТПС котельних енергоустановок.

Моделі елементів ТПС на сьогоднішній день частково розроблені, але, в основному, це стосується досліджень автономно працюючих теплообмінників.

Аналіз цих моделей, з точки зору застосування при системному дослідженні передачі тепла в енергоустановках, дає можливість встановити такі особливості:

- а) в моделях не виділяються об'єктні та режимні параметри;
- б) не забезпечено однотипність в представленні моделей різних елементів (теплообмінників, змішувачів і дільників потоків теплоносіїв, інших);
- в) розрахункові вирази перехрестнотечійних теплообмінників містять коефіцієнти, значення яких визначаються тільки за номограмами; в літературі не наведені залежності для обчислення цих коефіцієнтів, що істотно ускладнює завдання забезпечення розрахунку теплообмінників прикладними програмами на комп'ютерах;
- г) не визначений спосіб опису з'єднань між елементами.

Зазначено вище положення частково відображає існуюча довідкова література з теплопередачі [15, 16, 17, 18, 19].

Найбільш поширений, при розрахунках енергоустановок, комплекс математичних моделей конвективних теплообмінників існує багато десятиліть. Відповідно закріпилася думка про його достатню завершеність і досконалість.

Труднощі при розрахунках теплообмінників зі складною схемою руху потоків частково усувалися шляхом використання формул з емпіричними коефіцієнтами. Такі формули для розрахунку систем теплопостачання були запропоновані Е. Я. Соколовим [42]. Таким же коефіцієнтом ϵ , по суті, індекс протитечії, широко використовуваний в роботі [64].

У підсумку припинився розгляд вихідних форм математичних моделей перехрестнотечійних теплообмінників, які були вперше розроблені В. Нуссельтом [1] і Д. М. Смітом [2], особливою перевагою яких є використання безрозмірних комплексів, наочність представлення

взаємозв'язків температур теплоносіїв на вході і виході теплообмінників. Ці переваги виявилися особливо істотними при дослідженнях теплопередавальних систем із застосуванням розрахунків прикладними програмами на комп'ютерах.

У період створення зазначених моделей їх інженерне використання було ускладнене громіздкістю формул, що містять експоненціальні вирази.

Досить зручний, для інженерної практики того часу, метод розрахунку теплообмінників був запропонований Р. А. Бауманом, А. К. Мюллером і В. М. Наглом [3]. У цьому випадку на підставі даних робіт В. Нуссельта [1] і Д. М. Сміта [2] були розраховані та побудовані номограми поправочних коефіцієнтів, що використовують до теперішнього часу.

Закріпленню у використанні на тривалий час розробок [3] сприяли також міжнародні політичні події. Так робота В. Нуссельта [1] була видана в Німеччині (Берлін, 1930 р.), робота Д. М. Сміта [2] – в Англії (Лондон, 1934 р.), тобто перед другою світовою війною. Робота Р. А. Баумана, А. К. Мюллера і В. М. Нагла [3] видана в США вже на початку другої світової війни (Нью-Йорк, 1940 р.)

У вітчизняних виданнях розглянуті роботи В. Нуссельта і Д. М. Сміта відносно найбільш повно викладені в книзі М. Якоба [29], що перекладена з англійської мови.

З подальших спроб вдосконалення математичних моделей теплообмінників найбільш відома робота В. М. Кэйса и А. Л. Лондона [65], проте проведений аналіз показав, що створені ними моделі хоч і близькі до моделей В. Нуссельта і Д. М. Сміта, але все таки менш досконалі.

Моделі радіаційних теплообмінників відпрацьовані поки значно слабше, ніж моделі конвективних теплообмінників. Відомі, зокрема, нульмерні і зонні моделі топків котлів, що розглядаються як радіаційні теплообмінники [30, 66].

Характеристики елементів і підсистем передачі тепла, що відображують залежність вихідних параметрів від вхідних параметрів, в даний час наводяться рідко. Графіки порівняння прямотечійних і протитечієвих теплообмінників носять, по суті, тільки ілюстративний, а не довідковий характер. Для груп

взаємозв'язаних теплообмінників наводяться лише частково деякі характеристики, що відображають вплив окремих, часткових чинників, наприклад, вплив обводу пари в пароперегрівнику парового котла [67, 68, 69, 70, 71].

У результаті до теперішнього часу не досліджені достатньо загальні властивості різних ТПС конвективних поверхонь нагріву парових котлів.

Методи теплових розрахунків теплообмінного обладнання енергоустановок в даний час розроблені як стосовно до теплообмінників, так і стосовно комплексів теплообмінників, що входять до складу котельних агрегатів.

Розрахунки теплообмінників базуються на існуючих, розглянутих вище, математичних моделях теплообмінників і орієнтовані на вирішення завдання конструктивного і перевірного характеру.

Конструктивні та перевірочні розрахунки теплообмінного обладнання котельних агрегатів в багатьох випадках нормовані. Це відноситься до розрахунків поверхонь нагріву парових котлів [12, 20], конденсаційних установок і систем підігрівників води паром відборів турбін, теплообмінного обладнання атомних енергоустановок. У цьому випадку, як правило, в кожному конкретному випадку взаємозв'язок теплообмінників не виражаються аналітично, а враховуються у процесі розрахунків методом послідовних наближень. Моделі типових підсистем передачі тепла не використовуються. Режимні задачі розв'язуються, як правило, з великими утрудненнями, методом перевірочних розрахунків. Спеціальний методичний апарат режимних розрахунків теплообмінного обладнання не відпрацьований. У той же час розроблений такий апарат для дослідження змін в теплових схемах турбоустановок, насамперед, в роботах Я. М. Рубинштейна і М. И. Шепетильникова [72].

Суттєвою особливістю виконуваних теплових розрахунків теплообмінного обладнання енергоустановок є та обставина, що переважаючими в них є не розрахунки теплообмінників, а розрахунки процесів теплообміну між

теплоносіями і стінкою поверхні нагріву. Таке положення знаходить відповідне відображення в нормативній літературі і в підручниках [12, 20].

Так, зокрема, в базовому вітчизняному підручнику з теплопередачі для теплоенергетичних спеціальностей ВНЗ [13] тільки менше 5 % обсягу книги присвячено питанням розрахунку теплообмінників, а інша частина присвячена, в основному, розгляду процесів теплообміну.

Сформоване положення, мабуть, зумовлено низкою об'єктивних і суб'єктивних факторів. Однак подальше його збереження видається недоцільним. Про це побічно свідчить інтенсивний розвиток методів розрахунку теплообмінного обладнання хіміко-технологічних виробництв та атомної енергетики, а також закордонна практика. Характерно, що саме в перекладах публікується значна частина інформації про методи розрахунків теплообмінного обладнання [29, 31, 32, 33, 73, 74].

У всіх цих літературних джерелах розглядається розрахунок не теплопередавальних систем, а тільки розрахунок найпростіших теплообмінників. І у цьому випадку процесам теплообміну і, власне, теплообмінникам приділяється приблизно однакову увагу.

Подібність теплообмінників і теплопередавальних систем, щодо реагування їх на режимні і конструктивні зміни які вносяться, в літературі не висвітлена.

Термодинамічний аналіз впливу передачі тепла в теплообмінниках на показники енергоустановки в цілому виконується поки в обмеженому обсязі. Наголошується, що у зв'язку з наявністю теплообмінників існує зовнішня незворотність термодинамічних циклів, однак досить докладно це питання не досліджене. Відносно якнайповніше термодинамічний аналіз впливу теплообмінників представлено в роботах А. И. Андрющенко [75, 76] і В. М. Бродянского [34, 35].

Цей аналіз виконаний з використанням поняття ексергії. Однак і у вказаних роботах досліджується, насамперед, вплив тільки одиничних

теплообмінників, а не загальний вплив всієї теплопередавальної системи в енергоустановці.

Техніко-економічний аналіз та оптимізація теплообмінного обладнання енергоустановок здійснюється в даний час відповідно до загальних принципів виконання таких робіт. Питанням техніко-економічного аналізу теплообмінного обладнання приділено багато уваги у [77].

Характерним для існуючих техніко-економічних досліджень теплообмінного обладнання енергоустановок є те, що вони зосереджені на конкретних агрегатах, а не на теплопередавальних системах. У цьому випадку, як правило, використовуються розмірні, а не узагальнені величини, що істотно звужує узагальненість отримуваних результатів.

Теплові розрахунки протитечійних і прямотечійних теплообмінників виконують методом прямих обчислень шуканих вихідних температур теплоносіїв. Перевірочні розрахунки теплообмінників з перехресним рухом потоків теплоносіїв в даний час виконуються тільки методом послідовних наближень і використанням представлених на номограмах поправочних коефіцієнтів.

Для взаємозв'язаних теплообмінників в кожному конкретному випадку складається своя система рівнянь і вирішується вона методом послідовних наближень.

У даній роботі показано, що комплекс взаємозв'язаних теплообмінників описується зазвичай системою лінійних рівнянь. Відповідно для їх вирішення доцільно використовувати сучасний математичний апарат лінійної алгебри. Роботи в цьому напрямі виконані В. В. Кафаровим [37].

Динамічні характеристики теплообмінного обладнання енергоустановок досліджуються в даний час особливо інтенсивно у зв'язку з удосконаленням режимів роботи обладнання, підвищенням маневреності установок, ускладненням завдань автоматичного регулювання об'єктів, створенням тренажерів для оперативного персоналу. Результати цих досліджень висвітлені у багатьох роботах, зокрема в роботах В. А. Иванова [78], Е. П. Серова и

Б. П. Королькова [79], Н. С. Хорькова [4] та ін. Відповідні роботи виконуються в багатьох науково-дослідних інститутах та налагоджувальних організаціях.

Природно, що в цих роботах для вихідних встановлених режимів роботи теплообмінного обладнання приймається існуючий методичний апарат, деякі недоліки якого висвітлені вище. Не враховується, зокрема, можливість використання в розрахунках тієї інформації, яка найбільш доступна на обладнанні, що експлуатується.

Детальний розгляд вивчення динамічних характеристик теплообмінного обладнання виходить за рамки даної роботи, присвяченої дослідженням, насамперед, встановлених режимів роботи ТПС.

Видається, що нові розробки в області встановлених режимів роботи ТПС, представлені в даній роботі, дадуть змогу більш повно проаналізувати стан досліджень змінних режимів роботи ТПС і відповідно удосконалити методичний апарат цих досліджень.

Додатковий аналіз і порівняння існуючих та виконаних в даній дисертаційній роботі розробок по ТПС енергоустановок наведені в наступних розділах.

1.2. Принципи поділу теплопередавальних систем на дискретні складові частини

Для нормального функціонування енергоустановка повинна складатись з трьох обов'язкових частин: джерела високопотенційної теплової енергії, теплового двигуна і навколишнього середовища, а також робочого тіла (теплоносія), яке пов'язує ці елементи в єдину систему. В найпростішому випадку робочим тілом енергоустановки може бути один теплоносій, який циркулює по замкнутому контуру через гаряче джерело, двигун і навколишнє середовище (рис. 1.1. а, г), проте в реальних енергоустановках використовують декілька автономних контурів різних робочих тіл, для передачі тепла між якими потрібні теплообмінники (рис. 1.1. б, д, е) [80].

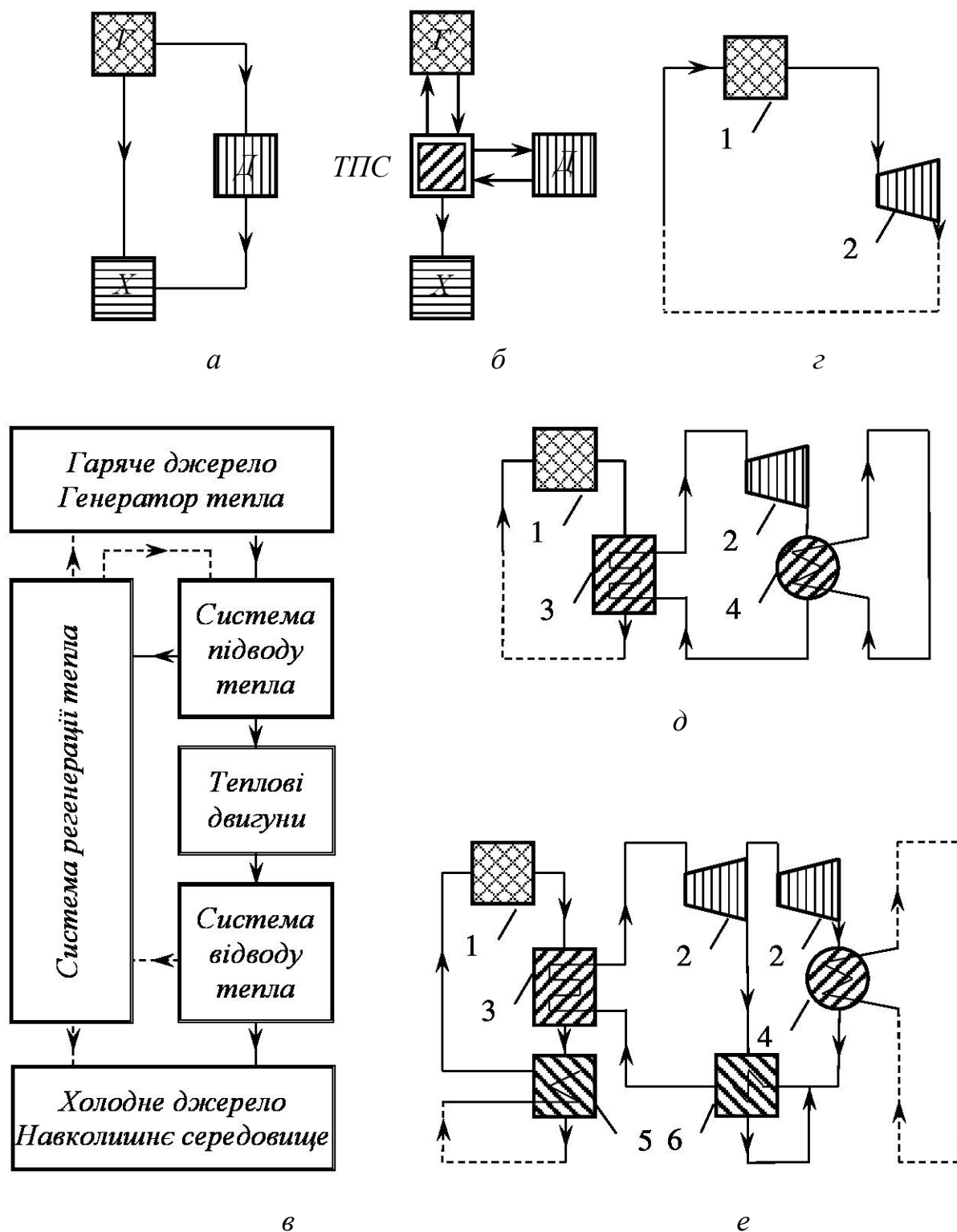


Рис. 1.1. ТПС в структурі енергоустановки:

а, б – структура енергоустановок без виділення ТПС і з виділенням ТПС;
 в – схема потоків тепла в енергоустановці; г, д, е – схеми енергоустановок з різним рівнем розвитку ТПС; Г, Х – гаряче і холодне джерело енергії; Д – тепловий двигун; 1 – камера згорання; 2 – двигун; 3, 4 – ТПС на підведенні і відведенні тепла двигуна; 5, 6 – ТПС регенерації тепла

Під час термодинамічного аналізу впливу теплопередавальної системи (ТПС) на показники роботи енергоустановки доцільно розділити ТПС на три підсистеми, що відрізняються своїми функціями щодо двигуна. Це підсистеми, що забезпечують підведення тепла до двигуна, відведення тепла від двигуна і регенерацію тепла (рис. 1.1. в, е) [81].

Межею поділу ТПС на найпростіші дискретні складові частини є виділення її елементів, які чітко відображають суть процесів в ній і зручні з точки зору їх математичного моделювання. Зручними для ТПС є елементи, що здійснюють передачу тепла між рухомими теплоносіями, і елементи, які розподіляють потоки цих теплоносіїв. Таким чином, найпростішими елементами ТПС є елементарні теплообмінники, а також дільники та змішувачі потоків теплоносіїв. Елементарними будемо вважати такі теплообмінники, в яких існує найпростіша схема руху теплоносіїв, і математичне описування яких здійснюється без наступного виділення дискретних складових його частин.

Висновки до розділу 1

1. З аналізу літературних джерел встановлено, що існуючі методи та методики розрахунків конвективних теплообмінників не відповідає новим потребам, умовам та можливостям досліджень теплообмінних вузлів об'єктів теплоенергетики, зокрема не дають змогу оперативно визначати наслідки внесених режимних змін у теплопередавальну систему взаємозв'язаних теплообмінників.

2. У зв'язку з труднощами отримання необхідної початкової інформації про фактичне значення витрати теплоносіїв та фактичний стан стінок теплообмінників застосування класичних методів перевірочних розрахунків є складним, тривалим і, в окремих випадках, неможливим. В результаті необхідним стало опрацювання істотно нових підходів до формування і застосування моделей та режимних розрахунків теплообмінників.

РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА МОДЕЛЮВАННЯ ТА МЕТОДИ РОЗРАХУНКІВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ ОБ'ЄКТІВ

2.1. Побудова математичної моделі теплопередавальної системи

За допомогою вказаних елементарних теплообмінників, змішувачів і дільників потоків можуть бути представлені теплопередавальні системи теплових енергоустановок. Найбільш загальними елементами, які відображають термодинамічні процеси в енергоустановці, є: елементарний генератор тепла (гаряче джерело енергії), елементарний тепловий двигун, навколишнє середовище (холодне джерело енергії), елементарний компресор, технологічний споживач тепла. Зазначений комплект елементів достатній для зображення ТПС і є зручним для її математичного моделювання. Їх умовні зображення наведено на рис. 2.1. а–ж.

Така системна схема забезпечує жорстке і завершене зображення установки, що є важливим для її математичного моделювання. Переваги спеціального позначення елементів ТПС особливо помітні під час аналізу і порівняння різних підсистем, а також під час складання складних схем енергоустановок (рис. 2.2.).

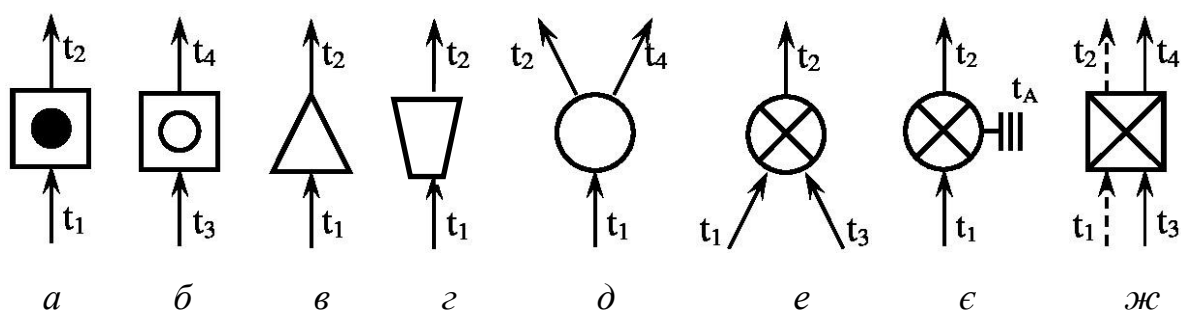


Рис. 2.1. Елементи термодинамічних систем:

a – генератор тепла (гаряче джерело енергії); $б$ – технологічний споживач тепла;
 $в$ – компресор (помпа); $г$ – тепловий двигун; $д, е$ – дільник і змішувач потоків теплоносіїв;
 $є$ – навколишнє середовище (холодне джерело енергії); $ж$ – теплообмінник;
 t_1, t_2 – температура нагріваного теплоносія, відповідно, на вході і виході;
 t_3, t_4 – температура гріючого теплоносія, відповідно, на вході і виході;
 t_A – температура навколишнього середовища

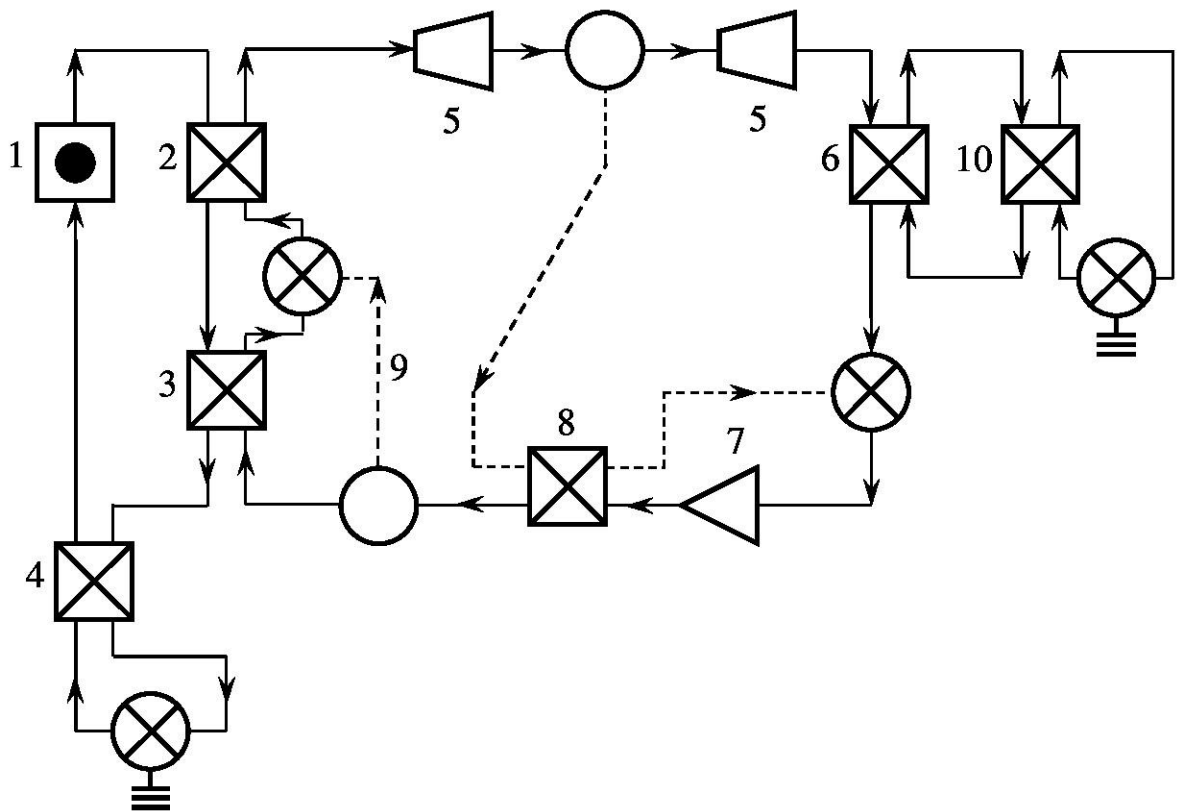


Рис. 2.2. Системна схема паротурбінного блоку:

1 – камера згорання; 2, 3 – поверхні нагріву пароводяного тракту;
 4 – повітропідігрівник; 5 – парова турбіна; 6 – конденсатор; 7 – помпа;
 8 – підігрівник живильної води; 9 – подача води в парохолоджувач;
 10 – охолоджувач циркуляційної води

Особливості структури ТПС відповідним чином позначаються і на методиках їх досліджень. Для моделювання та дослідження властивостей ТПС виділено такі основні її види, які зображено на рис. 2.3:

- а) відкриті ТПС, двопотокові на вході і виході (всередині ТПС потоки теплоносіїв можуть розгалужуватися і змішуватися);
- б) відкриті ТПС, двопотокові тільки на вході і багатопотокові на виході;
- в) відкриті ТПС, багатопотокові на вході і виході;
- г) напіввідкриті ТПС із замкнутим контуром теплоносія, що проходить через генератор тепла;
- д) напіввідкриті ТПС із замкнутим контуром теплоносія, що проходить через навколишнє середовище;
- е) закриті ТПС, що не мають зв'язків з іншими системами.

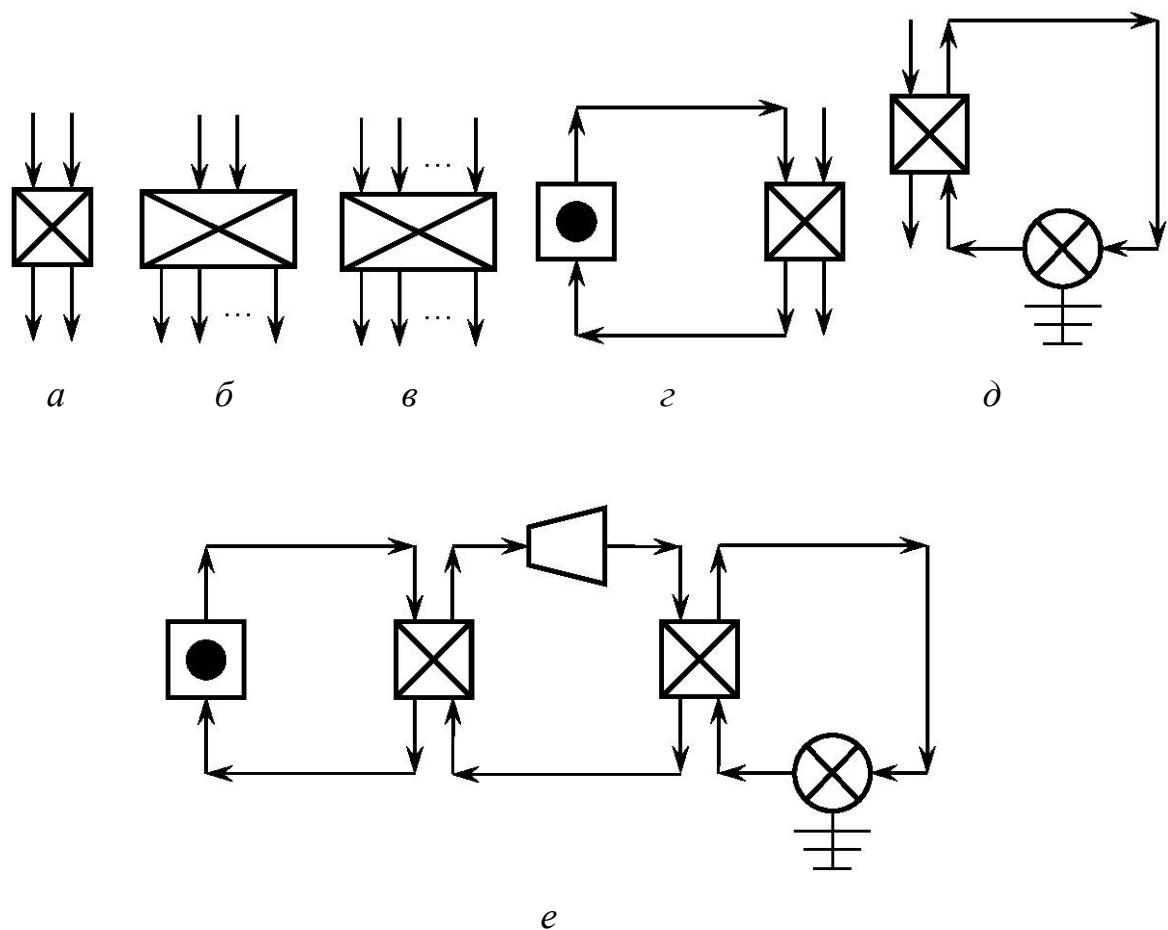


Рис. 2.3. Основні види теплопередавальних систем:

*а – в – відкриті ТПС (двопотокова, двопотокова тільки на вході, багатопотокова)
г, д – напіввідкриті ТПС; е – замкнута ТПС*

Для опису ТПС енергоустановок і умов їх функціонування виділено такі групи величин:

- а) об'єктні параметри – параметри об'єкта (елемента, підсистеми, ТПС в цілому);
- б) режимні параметри – параметри зовнішніх зв'язків об'єкта з іншими об'єктами;
- в) потужність.

Об'єктні параметри характеризують, насамперед, здатність об'єкта сприймати, віддавати і передавати тепло. Для забезпечення однозначності і зручності формування математичних моделей об'єктів прийнято, що процеси підведення, відведення і передачі тепла, а також процеси змішування і поділу

потоків теплоносіїв, протікають ізобарно. Відповідно об'єктними параметрами ТПС є:

а) теплоємність потоку теплоносія, Вт/град:

$$\dot{C} = G \cdot c, \quad (2.1)$$

де G – витрата теплоносія, кг/с;

c – питома ізобарна теплоємність теплоносія, Дж/(кг·град);

б) теплоперепуск поверхні теплопередачі, Вт/град:

$$\dot{K} = k \cdot F, \quad (2.2)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·град);

F – площа поверхні теплопередачі, м².

Зазначених параметрів достатньо як об'єктних параметрів для теплообмінників, генераторів і передавачів тепла, змішувачів і дільників потоків теплоносіїв.

Для компресорів і теплових двигунів ТПС прийнято, що процеси, які відбуваються в них (відповідно стиснення і розширення робочого тіла) проходять адіабатно. Таким чином, об'єктними параметрами є P_2/P_1 – відношення тисків робочого тіла відповідно на виході і вході елемента і n – наведений показник політропи для адіабатного процесу з тертям.

Навколишнє середовище може умовно розглядатися як граничний випадок теплообмінника з нескінченно великим значенням поверхні теплопередачі і теплоємності потоку одного з теплоносіїв.

Для загальносистемних потоків теплоносіїв (обводів, рециркуляції, перетоків, витоків, підмішування) як об'єктний параметр використовується теплоємність потоку теплоносія.

За необхідності кожен з параметрів правої частини виразів (2.1) і (2.2) – G , c , k , F – може використовуватися як самостійний об'єктний параметр.

Зв'язок між елементами ТПС здійснюється за допомогою потоків теплоносіїв, гідравлічний режим яких заданий. Потоки теплоносіїв задані значеннями їх витрати в кожній лінії зв'язку між елементами. У випадку

зазначений умові єдиним засобом передачі інформації між елементами про зміни в ТПС служить зміна температури теплоносіїв в лініях зв'язку елементів.

Таким чином, існує тільки один режимний параметр ТПС – температура теплоносіїв на вході і виході з елементів. У цьому випадку температура теплоносія на вході відображає зовнішній вплив на елемент, а температура теплоносія на виході є наслідком змін на вході і всередині елемента.

Аналогічна роль температури теплоносіїв на вході і виході підсистем ТПС.

Теплова потужність, що підводиться до теплоносія в генераторі тепла (Q_T), і відведена від теплоносія в споживачі тепла (Q_C), відноситься до групи тих величин, які відображають первинні зміни в ТПС. Потужність, що витрачається на стиск робочого тіла в компресорі (N_K), і отримувана за рахунок розширення робочого тіла в тепловому двигуні (N_D), віднесена до групи величин, що відображають наслідки первинних змін в ТПС.

Режимні параметри, а також потужність, які відображають первинний вплив на ТПС, надалі будемо називати вхідними параметрами. Параметри, які відображають наслідки первинних впливів – вихідними параметрами.

Для відкритої ТПС вхідними параметрами є температури теплоносіїв лише на загальних входах потоків в ТПС. Температура теплоносіїв на загальних виходах потоків з ТПС, а також в лініях зв'язку елементів відноситься до вихідних параметрів. У закритій ТПС існує тільки одна вхідна температура (t_A) – температура навколишнього середовища.

Характеристикою ТПС називають залежність вихідних параметрів від вхідних і об'єктних параметрів. В даному випадку основна увага приділена визначенню та аналізу температурних характеристик ТПС, їх підсистем і елементів. Ці характеристики відображають залежність температури теплоносіїв на виході і всередині об'єкта від значень вхідних і об'єктних параметрів. Подання математичних моделей кожного з елементів ТПС у формі температурної характеристики забезпечує уніфікацію моделей всіх елементів,

підсистем і ТПС в цілому, а також чіткість і зручність опису з'єднань елементів.

У лініях зв'язку температура теплоносія на виході з одного елемента дорівнює температурі теплоносія на вході в інший елемент.

У підсумку вихідний математичний опис ТПС буде представляти собою систему рівнянь температурних характеристик елементів і з'єднань елементів з однаковою температурою на початку та в кінці лінії з'єднання. Розв'язком зазначеної системи рівнянь може бути отримана зручна для конкретних завдань форма моделі ТПС.

Різноманіття потоків теплоносіїв в ТПС і забезпечення наочності розрахункових виразів вимагає використання додаткових варіантів позначення параметрів:

t_1, t_2 – температура нагріваного теплоносія відповідно на вході і виході, °С;

t_3, t_4 – температура гріючого теплоносія відповідно на вході і виході, °С;

G_1 – витрата нагріваного теплоносія, кг/с;

G_3 – витрата гріючого теплоносія, кг/с;

c_1 – питома ізобарна теплоємність нагріваного теплоносія, Дж/(кг·град);

c_3 – питома ізобарна теплоємність гріючого теплоносія, Дж/(кг·град).

Потужність, що витрачається на нагрівання теплоносія в генераторі тепла, описується виразом

$$Q_{\Gamma} = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_2 - t_1), \text{ Вт.} \quad (2.3)$$

Аналогічно для потужності, отриманої за рахунок охолодження теплоносія в споживачі тепла

$$Q_C = G_3 \cdot c_3 \cdot (t_3 - t_4), \text{ Вт.} \quad (2.4)$$

Під час дослідження температурних характеристик ТПС доцільним є використання питомого значення теплової потужності:

- для генератора тепла

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{G_1 \cdot c_1} = t_2 - t_1; \quad (2.5)$$

- для споживача тепла

$$q_c = \frac{Q_c}{G_3 \cdot c_3} = t_3 - t_4. \quad (2.6)$$

Температурні характеристики генераторів і споживачів тепла представимо в наступному уніфікованому вигляді:

$$t_2 = t_1 + q_g; \quad (2.7)$$

$$t_4 = t_3 - q_c. \quad (2.8)$$

Як видно, ідеальні генератори і споживачі тепла є лінійними елементами ТПС.

Уніфікація запису рівнянь температурних характеристик генераторів і споживачів тепла виконана для забезпечення однотипності в наступному формуванні математичних моделей ТПС.

Наведені вище параметри ТПС є розмірними і зручними для зображення кінцевого цифрового результату вирішення конкретної прикладної задачі. Використання узагальнених безрозмірних параметрів дає можливість компактно і наочно представляти характеристики ТПС для всього теоретично можливого діапазону роботи системи. У цьому випадку підвищується ефективність аналізу загальних властивостей ТПС, забезпечується можливість оцінки режимної подібності, істотно розширюються можливості розрахунків ТПС на основі різних варіантів вихідної інформації.

Під час формування узагальненої температури теплоносія у складі ТПС було обрано базову різницю температур яка, як правило, є різницею найвищої та найнижчої температур теплоносіїв на вході в ТПС, а також значення температури в інших точках ТПС, які виражаються по відношенню до цієї базової.

Для теплообмінників маємо:

- узагальнена температура нагріваного теплоносія:

$$P_2 = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}; \quad (2.9)$$

- узагальнена температура гріючого теплоносія:

$$P_4 = \frac{t_4 - t_1}{t_3 - t_1}. \quad (2.10)$$

Аналогічно, узагальнена теплоємність потоку є безрозмірним відношення теплоємності даного потоку до теплоємності базового потоку:

$$R_1 = \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3}, \quad (2.11)$$

а узагальнений теплоперепуск поверхні теплопередачі – це відношення теплоперепуска поверхні до теплоємності потоку теплоносія:

$$H_1 = \frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1}; \quad (2.12)$$

$$H_3 = \frac{k \cdot F}{G_3 \cdot c_3}, \quad (2.13)$$

при чому:

$$H_3 = H_1 \cdot R_1. \quad (2.14)$$

Необхідно звернути увагу на ту обставину, що вирази (2.9) – (2.14) є, по суті, тотожністю, рівними за визначенням.

У рівняннях (2.9) – (2.10) величини P_2 , P_4 – узагальнені режимні параметри, а в рівняннях (2.11) – (2.13) величини R_1 , H_1 , H_3 – узагальнені об'єктні параметри теплообмінника [18]. З рівняння (2.14) випливає, що незалежними є лише два об'єктних параметри (R_1 і H_1 чи R_1 і H_3).

Температурні характеристики теплообмінника можуть бути представлені в розмірному або узагальненому вигляді:

$$\{t_2, t_4\} = f[t_1, t_3, k, F, G_1, c_1, G_3, c_3]; \quad (2.15)$$

$$\{P_2, P_4\} = \varphi(R_1, H_1). \quad (2.16)$$

Можливо також визначення зворотної залежності

$$\{R_1, H_1\} = \psi(P_2, P_4). \quad (2.17)$$

Як бачимо, для того, щоб однозначно фіксувати стан теплообмінника, необхідно вісім розмірних параметрів і достатньо тільки два узагальнених

параметра. Залежність (2.16) компактніша в записі і графічному зображенні, значення P_2 і P_4 безрозмірні і знаходяться в зручному інтервалі $0 \div 1$. Важливе прикладне значення має та обставина, що кожен узагальнений параметр може бути визначений на підставі різних варіантів вихідної інформації: розмірних значень тільки режимних параметрів або розмірних значень тільки об'єктних параметрів. Цю властивість узагальнених параметрів видно із порівняння виразів (2.9) ÷ (2.14) і (2.16), (2.17).

Такими ж властивостями володіють узагальнені параметри інших елементів ТПС, а також підсистем ТПС і ТПС в цілому.

Для ідеальних дільників потоків теплоносіїв у кожному дільнику потоку температура теплоносіїв на виході (після поділу потоку) така сама, як на вході (перед поділом потоку)

$$t_2 = t_4 = t_1, \quad (2.18)$$

де t_2 – вихідна температура теплоносія, який у подальшому елементі стає нагріваним; t_4 – вихідна температура теплоносія, який у подальшому елементі стає гріючим.

У загальному випадку, при поділі одного вхідного потоку на n вихідних потоків, маємо

$$t_{2i} = t_1, \quad (2.19)$$

де $i \in n$.

Рівняння (2.18) і (2.19) відповідають умові оборотності ізобарного змішування і поділу ідеальних газів з однаковою температурою.

З виразів (2.18) і (2.19) випливає, що всі елементарні дільники потоків теплоносіїв є лінійними елементами ТПС.

Взаємозв'язок змін вхідних і вихідних параметрів описується таким виразом:

$$\Delta t_{2i} = \Delta t_1. \quad (2.20)$$

Таким чином, поданий на вхід дільника температурний сигнал передається на виході дільника без змін.

Для ідеальних змішувачів потоків теплоносіїв при ізобарному змішуванні двох теплоносіїв, що володіють властивостями ідеальних газів, маємо:

$$t_2 = (1 - Z_2) \cdot t_1 + Z_2 \cdot t_3, \quad (2.21)$$

де

$$Z_2 = \frac{G_3 \cdot c_3}{G_3 \cdot c_3 + G_1 \cdot c_1}; \quad (2.22)$$

t_2 – температура теплоносія на виході змішувача;

t_1, t_3 – температура теплоносіїв перед змішуванням;

$G_1 \cdot c_1$ – теплоємність потоку теплоносія з температурою t_1 ;

$G_3 \cdot c_3$ – теплоємність потоку теплоносія з температурою t_3 .

На підставі (2.21) отримуємо:

$$Z_2 \equiv \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}. \quad (2.23)$$

Як бачимо, структура рівняння температурної характеристики змішувача двох потоків така ж, як і в елементарного теплообмінника. Аналогічно як для теплообмінника значення узагальненого об'єктного параметра змішувача може бути визначене на підставі тільки об'єктних параметрів і на підставі тільки температур.

У разі зміни тільки вхідних температур:

$$\Delta t_2 = (1 - Z_2) \cdot \Delta t_1 + Z_2 \cdot \Delta t_3. \quad (2.24)$$

Якщо змінюються тільки об'єктні параметри:

$$\Delta t_2 = (t_3 - t_1) \cdot \Delta Z_2 = (t_3 - t_1) \cdot \left(\frac{1}{1 + R_{1x}} - \frac{1}{1 + R_1} \right). \quad (2.25)$$

Для ідеальних компресорів та теплових двигунів властивості робочого тіла в ідеальних компресорах і теплових двигунах такі ж, як властивості ідеального газу. У зв'язку з цим температурна характеристика зазначених елементів ТПС може бути зображена виразом, який отриманий на підставі відомого рівняння адіабатного стиснення ідеального газу:

$$T_2 = K_2 \cdot T_1, \quad (2.26)$$

де

$$K_2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (2.27)$$

T_1, T_2 – абсолютна температура робочого тіла відповідно на вході і виході елемента;

P_1, P_2 – абсолютний тиск робочого тіла відповідно на вході і виході елемента;

n – приведений показник політропи процесу з тертям [75];

K_2 – узагальнений режимний параметр.

Звернемо увагу на ту обставину, що тільки у виразі (2.26) істотною є одиниця температури, початок відліку температури.

У формулах інших розглянутих вище елементів ТПС значення температури може виражатися як в Кельвінах, так і в градусах Цельсія. Тільки тому, що в розрахунках енергоустановок переважає застосування градусів Цельсія, в наведених вище формулах позначення t_1, t_2, t_3, t_4 передбачає використання саме цієї одиниці ($^{\circ}\text{C}$).

Для забезпечення одноманітності застосування одиниці температури в формулах температурних характеристик всіх елементів ТПС виконаємо відповідне перетворення формули (2.26):

$$t_2 = (1 - K_2) \cdot (-273) + K_2 \cdot t_1. \quad (2.28)$$

Як бачимо, формула (2.28) за структурою уніфікована з формулами температурних характеристик теплообмінників і змішувачів.

З формул (2.26) ÷ (2.28) випливає, що ідеальні компресори та теплові двигуни також відносяться до лінійних елементів ТПС. Значення їх узагальненого параметра K_2 може бути визначене як на підставі відомих тільки об'єктних параметрів (рівняння (2.27)), так і на підставі відомих тільки температур:

$$K_2 = \frac{T_2}{T_1} = \frac{t_2 - (-273)}{t_1 - (-273)}. \quad (2.29)$$

Для навколишнього середовища як елемента ТПС, можна умовно зобразити у вигляді теплообмінника з нескінченно великою поверхнею теплопередачі, в якому теплоємність потоку теплоносія (навколишнє середовище) має також нескінченно велике значення.

Відповідно зовнішній теплоносій у результаті проходження через навколишнє середовище має на виході з неї температуру, рівну температурі навколишнього середовища:

$$t_2 = t_A. \quad (2.30)$$

Навколишнє середовище завершує розглянутий комплекс ідеальних елементів ТПС, в яких існує лінійна залежність вихідних температур від вхідних температур.

Для “j” елемента відкритої ТПС з двома вхідними потоками теплоносіїв [82] маємо:

$$U_{ij} = \frac{t_{ij} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}, \quad (2.31)$$

де t_{30} , t_{10} – температура гріючого і нагріваного теплоносіїв на вході в ТПС.

Якщо відкрита ТПС має більше двох вхідних потоків теплоносіїв [83], то

$$W_{ij} = \frac{t_{ij} - t_{100}}{t_{300} - t_{100}}; \quad (2.32)$$

$$W_{0ij} = \frac{t_{0ij} - t_{100}}{t_{300} - t_{100}}; \quad (2.33)$$

де t_{300} , t_{100} – температура гріючого і нагріваного теплоносіїв, прийняті умовно як база відліку температур в ТПС;

t_{0ij} – температура теплоносія у вхідному потоці “i” ТПС.

Узагальнена потужність “j” елемента описується наступним виразом:

$$\Omega = \frac{Q_j}{t_{300} - t_{100}}. \quad (2.34)$$

Вирази (2.31) ÷ (2.34) можуть бути використані для опису елемента відкритої ТПС.

Узагальнення досліджень ТПС енергоустановок

Для підвищення ефективності робіт з математичного моделювання та дослідження ТПС необхідно провести класифікацію сукупності всіх можливих ТПС з урахуванням їх функцій, структури і властивостей. Для розрахунків ТПС енергоустановок в даній роботі запропоновано класифікацію ТПС [84], яка наведена у табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Класифікація ТПС енергоустановок

Ознака	Клас
Функції ТПС	Системи підведення тепла
	Системи відведення тепла
	Системи регенерації тепла
Форма температурної характеристики	Лінійні ТПС
	Нелінійні ТПС
Характер зовнішніх зв'язків	Відкриті ТПС багатопотокові
	Відкриті ТПС двопотокові
	Напіввідкриті ТПС
	Закриті ТПС
Наявність генераторів або споживачів тепла	ТПС с генерацією і споживанням тепла
	ТПС без генерації і споживанням тепла
Зміни всередині ТПС	Активні ТПС
	Пасивні ТПС

Загальний розрахунковий вираз температурної характеристики для ТПС має вигляд:

$$t_{2j} = \sum_{i=1}^m a_{ij} \cdot (t_{10i})^{\alpha_i} + \sum_{k=1}^n b_{jk} \cdot q_k^{\beta_k}, \quad (2.35)$$

де t_{2j} – температура теплоносія на виході елемента “j”;

t_{10i} – температура теплоносія в потоці “i” на вході його в ТПС;

q_k – питома теплова потужність генератора або споживача тепла ;

a_{ij} , b_{jk} – коефіцієнти, розрахункові вирази яких сформовані тільки з об’єктних параметрів; надалі вони будуть іменуватися об’єктними коефіцієнтами;

α_i , β_k – показники степені;

m – загальна кількість вхідних “k” потоків ТПС;

n – загальна кількість генераторів і споживачів тепла в ТПС.

У загальному випадку маємо:

$$\alpha_i \neq 1; \quad a_{ij} = f_a(t);$$

$$\beta_k \neq 1; \quad b_{jk} = f_b(t),$$

тобто значення показників степені не дорівнюють одиниці, а значення об'єктних коефіцієнтів залежать від температури. Це означає, що форма температурної характеристики ТПС, що представляє залежність вихідної температури від вхідних температури і вхідної потужності, є нелінійною.

Усі реальні ТПС енергоустановок є нелінійними, однак у багатьох випадках, в інтервалі практично можливих змін температури, нелінійність настільки незначна, що при вирішенні практичних завдань цією нелінійністю можна нехтувати.

Таким чином, вираз (2.35) зводиться до наступного вигляду:

$$t_{2j} = \sum_{i=1}^m a_{ij} \cdot t_{10i} + \sum_{k=1}^n b_{jk} \cdot q_k, \quad (2.36)$$

де $a_{ij} \neq f(t); \quad b_{jk} = f(t)$.

Елементи ТПС, в яких значення об'єктних параметрів не залежить від температури, іменуються в даній роботі ідеальними елементами, а системи, що складаються тільки з таких елементів – ідеальними системами.

У зв'язку з тим, що розрахунки ТПС істотно залежать від лінійності або нелінійності температурних характеристик, форма цих характеристик виділена в якості одної з ознак класифікації ТПС.

Вираз (2.36) описує ТПС з довільною кількістю вхідних потоків теплоносіїв. Часто зустрічаються ТПС, в яких тільки два вхідних потоки теплоносіїв. Розрахункові вирази таких ТПС мають специфічний вигляд:

$$t_{2j} = (1 - a_j) \cdot t_{10} + a_j \cdot t_{30} + \sum_{k=1}^n b_{jk} \cdot q_k. \quad (2.37)$$

Можливі напіввідкриті ТПС, в яких існує тільки один вхідний потік. Для таких ТПС маємо:

$$t_{2j} = t_{10} + \sum_{k=1}^n b_{jk} \cdot q_k. \quad (2.38)$$

У граничному випадку ТПС може взагалі не мати зовнішніх зв'язків. Для такої закритої ТПС рівняння температурної характеристики наступне:

$$t_{2j} = t_A + \sum_{k=1}^n b_{jk} \cdot q_k. \quad (2.39)$$

Якщо розглянута лінійна ТПС не містить генераторів і споживачів тепла, то описується вона наступним виразом:

$$t_{2j} = t_A + \sum_{i=1}^m a_{ij} \cdot t_{10i}. \quad (2.40)$$

Зазначена залежність розрахункових виразів від кількості вхідних потоків, а також від наявності генераторів і споживачів тепла, відображається відповідним чином на розрахунках і моделюванні ТПС. У зв'язку з цим класифікація ТПС необхідна також за кількістю вхідних параметрів.

Формування математичної моделі підсистеми передачі тепла істотно залежить від функцій цієї підсистеми у складі ТПС. Якщо лінійна підсистема виконує роль тільки передавача сигналів, що надходять на її вхід у формі змін температури теплоносіїв, то вона, як правило, може бути замінена більш простою підсистемою і, відповідно, досить просто описана математично. Така підсистема називається пасивною. Активними названі ті підсистеми, всередині яких змінюється хоча б один об'єктний параметр або потужність генератора і споживача тепла. Пасивною чи активною може бути також ТПС в цілому.

Наведені вище розрахункові вирази температурних характеристик (2.35)÷(2.40) мають форму, яка відповідає логіці виконання перевірочних розрахунків, тобто визначаються значення вихідних параметрів на основі відомих значень вхідних і об'єктних параметрів.

Деякі особливості розрахунків при використанні узагальнених і розмірних параметрів можна показати на прикладі визначення залежності змін вихідної температури нагріваного теплоносія від змін вхідних температур теплоносіїв у протитечійному конвективному теплообміннику.

Взаємозв'язок параметрів в ідеальному протитечійному теплообміннику (коли значення об'єктних параметрів не залежать від змін температури) описується наступним виразом:

$$t_2 = t_1 + (t_3 - t_1) \cdot \frac{1 - \exp\left[\frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} \cdot \left(1 - \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3}\right)\right]}{\frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} - \exp\left[\frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} \cdot \left(1 - \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3}\right)\right]}. \quad (2.41)$$

Шукану залежність можна визначити методом перевірочних розрахунків, але у цьому випадку повинні бути задані значення всіх об'єктних параметрів.

У цьому випадку, коли у вихідному стані теплообмінника значення вихідної температури “ t_2 ” вже відомо, то звичайним конструктивним розрахунком можна визначити тільки один об'єктний параметр, наприклад F . Значення інших об'єктних параметрів повинні бути задані.

Якісно нові можливості розрахунків з'являються в тому випадку, коли при відомому значенні “ t_2 ” в розрахунках використовувати узагальнені параметри.

Перетворимо наведений вище вираз (2.41), звернувши увагу на ту обставину, що множник у формі дробу містить тільки об'єктні параметри:

$$P_2 = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{1 - \exp\left[\frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} \cdot \left(1 - \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3}\right)\right]}{\frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} - \exp\left[\frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} \cdot \left(1 - \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3}\right)\right]}. \quad (2.42)$$

З виразу (2.42) випливає, що значення параметра P_2 може бути визначене на основі відомих як тільки температур, так і тільки об'єктних параметрів. Якщо у випадку зміни вхідних температур значення об'єктних параметрів залишаються незмінними, то значення параметра P_2 також зберігає постійне значення.

Запишемо рівняння температурної характеристики в іншій формі:

- для вихідного стану:

$$t_2 = (1 - P_2) \cdot t_1 + P_2 \cdot t_3, \quad (2.43)$$

- для стану зі зміненими значеннями вхідних температур:

$$t_{2x} = (1 - P_2) \cdot t_{1x} + P_2 \cdot t_{3x}. \quad (2.44)$$

2.2. Структурні схеми теплоенергетичних об'єктів

При проектуванні та експлуатації теплових енергоустановок звичним є застосування технологічних схем, в яких елементи установок виділяються за конструктивними чи технологічними ознаками: пароперегрівник, конденсатор, деаератор, сепаратор, компресор, двигун, і т.п. (рис. 2.4.а). Відповідно до цих схем опрацьовані методи проектних (конструкторських) та перевірочних розрахунків енергоустановок [85].

Для вирішування задач діагностування та оптимізації таких установок, фактичний стан яких внаслідок тривалої експлуатації істотно відрізняється від проектного, вказані схеми і методи розрахунків виявилися недостатньо ефективними. Основні труднощі виникають внаслідок того, що в експлуатаційних умовах практично недоступною є потрібна для перевірочних розрахунків цифрова інформація про фактичний стан устаткування (зношеність та забруднення поверхонь нагріву, стан нещільностей, втрати теплоносіїв в газоходах, та інше).

Новими дослідженнями і опрацюваннями показано, що для вирішування вказаних задач ефективнішим є зображення енергоустановки у вигляді системи, елементи якої відрізняються за термодинамічними ознаками: стиснення і розширення, генерування і поглинання тепла, розділення і змішування теплоносіїв, теплопередача, атмосфера. Вказаних восьми типів елементів достатньо, щоб зобразити довільну енергоустановку у вигляді термодинамічної системи.

В технологічних схемах повний комплект усіх видів елементів залишається невизначеним. Їх загальна кількість може бути значно більшою, а контури руху теплоносіїв менш чіткими, ніж в термодинамічних системах.

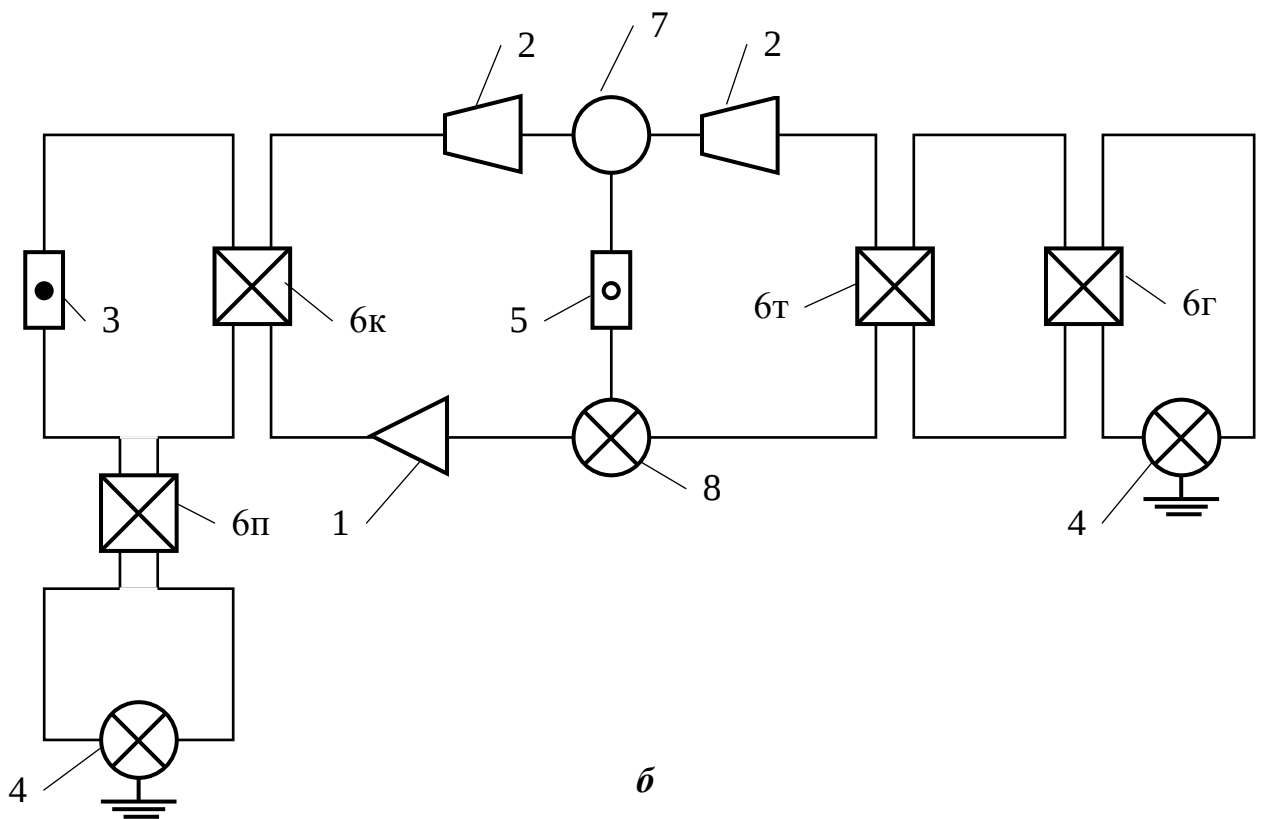
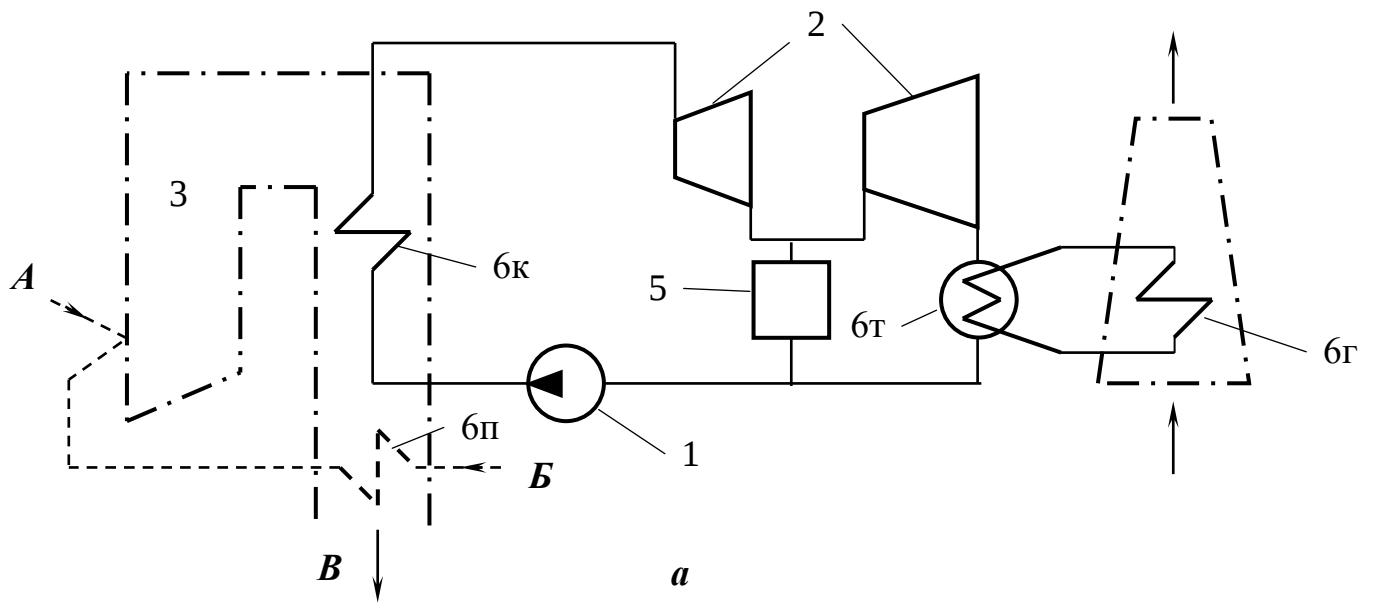


Рис. 2.4. Структура енергоустановки:

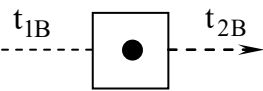
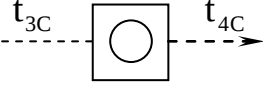
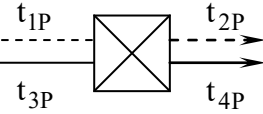
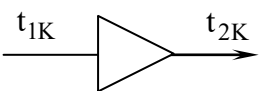
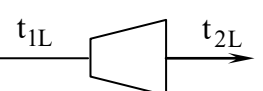
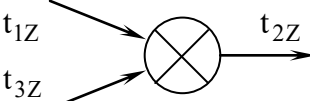
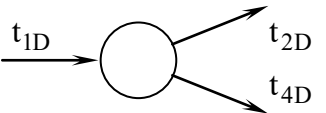
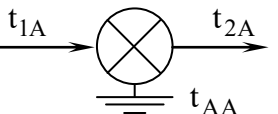
а – технологічна схема паротурбінної енергоустановки;

б – термодинамічна схема паротурбінної енергоустановки;

А – паливо, Б – повітря; В – відхідні гази

1 – стискувач (компресор, помпа); 2 – розширювач (двигун); 3 – генератор тепла (камера згоряння); 4 – атмосфера (довкілля); 5 – споживач тепла; 6 – теплообмінник (передавач тепла); 6к, 6п – поверхні нагріву парового котла; 6т – конденсатор турбоустановки; 6г – градирня; 7,8 – дільник і змішувач потоків

Моделі і позначення елементів теплоенергетичних систем

№	Елемент	Схема	Модель елемента
1	ВИРОБНИК ТЕПЛА		$t_{2B} = t_{1B} + q_{BB}$
2	СПОЖИВАЧ ТЕПЛА		$t_{4C} = t_{3C} - q_{CC}$
3	ПЕРЕДАВАЧ ТЕПЛА (теплообмінник)		$t_{2P} = (1 - P_{2P}) \cdot t_{1P} + P_{2P} \cdot t_{3P}$ $t_{4P} = (1 - P_{4P}) \cdot t_{1P} + P_{4P} \cdot t_{3P}$
4	КОМПРЕСОР (стискувач)		$t_{2K} = (1 - K_{2K}) \cdot t_{1K} + K_{2K} \cdot (-273)$
5	ДВИГУН (розширювач)		$t_{2L} = (1 - L_{2L}) \cdot t_{1L} + L_{2L} \cdot (-273)$
6	ЗМІШУВАЧ ПОТОКІВ		$t_{2Z} = (1 - Z_{2Z}) \cdot t_{1Z} + Z_{2Z} \cdot t_{3Z}$
7	ДІЛЬНИК ПОТОКУ		$t_{2D} = t_{1D}$ $t_{4D} = t_{1D}$
8	АТМОСФЕРА (довкілля)		$t_{2A} = t_{AA}$

При опрацюванні моделей елементів термодинамічних систем початкові умови ідеалізації прийняті такими, які є звичними для термодинаміки та моделювання конвективних теплообмінників. Моделі всіх елементів уніфіковано (табл. 2.2.), в них застосовано узагальнені безрозмірні об'єктні параметри. Систематизовано схеми конвективних теплообмінників, їх моделі та методи розрахунків.

В даній роботі застосовано саме такий метод структурного аналізу. У цьому випадку для зображення комплексу конвективних поверхонь нагріву

парового котла виявилось достатнім використання лише одного типу елемента – конвективний теплообмінник (з шістьма варіантами схем руху теплоносіїв) [9] (табл. 2.3).

Моделі елементарних конвективних теплообмінників з шістьма варіантами схем руху теплоносіїв наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Моделі елементарних конвективних теплообмінників

№	Рух теплоносіїв (схема)		Залежності узагальнених параметрів	
1	ПРОТИТЕЧІЙНИЙ		$P_2 = \frac{1 - \exp[H_1 \cdot (1 - R_1)]}{R_1 - \exp[H_1 \cdot (1 - R_1)]}$	$H_1 = \frac{1}{1 - R_1} \cdot \ln \frac{1 - P_2 \cdot R_1}{1 - P_2}$
			$R_1 = 1; \quad P_2 = \frac{H_1}{1 + H_1}$	$R_1 = 1; \quad H_1 = \frac{P_2}{1 - P_2}$
2	ПРЯМОТЕЧІЙНИЙ		$P_2 = \frac{1 - \exp[-H_1 \cdot (1 + R_1)]}{1 + R_1}$	$H_1 = \frac{-1}{1 + R_1} \cdot \ln[1 - P_2 \cdot (1 + R_1)]$
3	ПЕРЕХРЕСНИЙ, перемішується гріючий теплоносіє		$P_2 = \frac{1 - \exp\{-R_1 \cdot [1 - \exp(-H_1)]\}}{R_1}$	$H_1 = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1 - P_2 \cdot R_1)}{R_1}\right]$
4	ПЕРЕХРЕСНИЙ, перемішується нагріваний теплоносіє		$P_2 = 1 - \exp\left[\frac{1 - \exp(-R_1 \cdot H_1)}{-R_1}\right]$	$H_1 = \frac{\ln[1 + R_1 \cdot \ln(1 - P_2)]}{-R_1}$
5	ПЕРЕХРЕСНИЙ, перемішується кожен теплоносіє		$P_2 = \left[\frac{R_1}{1 - \exp(-R_1 \cdot H_1)} + \frac{1}{1 - \exp(-H_1)} - \frac{1}{H_1} \right]^{-1}$	
6	ПЕРЕХРЕСНИЙ, жоден теплоносіє не перемішується		$P_2 = \frac{1}{R_1} \cdot \left[1 - \left(A_0 + A_1 + \sum_{i=2}^{i=n} A_i \right) \right]; \quad n \rightarrow \infty$ $A_0 = \exp(-R_1 \cdot H_1)$ $A_1 = R_1 \cdot H_1 \cdot [\exp(-R_1 \cdot H_1)] + R_1 \cdot [\exp(-R_1 \cdot H_1)] \cdot [\exp(-H_1) - 1]$ $A_i = \frac{R_1 \cdot H_1}{i} \cdot \left(2 \cdot A_{i-1} - \frac{R_1 \cdot H_1}{i-1} \cdot A_{i-2} \right) + \frac{(R_1 \cdot H_1)^i}{i!} \cdot \frac{H_1^{i-2}}{(i-1)!} \cdot \exp[-(R_1 \cdot H_1 + H_1)]$	

Сукупність таких взаємозв'язаних елементів утворює конвективну теплопередавальну систему. Ця система є розімкнутою – в ній існують зовнішні зв'язки потоків.

Енергоблок в цілому може бути зображений як замкнена термодинамічна система.

Ступінь деталізації енергоблоку на елементи і сформовані з них підсистеми залежить від конкретних умов і мети розрахунків.

2.3. Особливості режимних розрахунків енергоблоків

Потреба визначення впливу всіх можливих конструктивних і режимних змін на показники роботи всіх елементів енергоустановки може розглядатися лише як абстрактний унікальний випадок.

Необхідними є дослідження впливу лише одного чи декількох факторів на окремі показники роботи установки. У цьому випадку є дуже велика кількість варіантів таких конкретних задач.

Для конкретних умов і потреб формується відповідна структурна схема і математична модель об'єкту.

В певних випадках існує потреба у достатньо універсальних схемах і моделях для вирішування групи задач.

Режимні розрахунки потрібні у таких випадках:

- визначення взаємозв'язків змін температури теплоносіїв (наприклад залежність зміни температури відхідних газів парового котла від температури холодного повітря);
- дослідження впливу на об'єкт відносних змін витрати і теплоємності теплоносіїв чи площі і умов теплопередачі в поверхнях нагріву;
- аналіз впливу обводів, рециркуляції, перетоків, присмоктів та витікань теплоносіїв;
- побудова теплових чи температурних характеристик установок їх підсистем чи елементів;
- визначення поправок до нормативних характеристик обладнання;
- визначення чутливості до режимних змін (кривизни режимних характеристик);
- діагностування причин відхилення показників роботи об'єкту від проектних чи очікуваних.

У подальшому основну увагу зосередимо на розроблені схем та моделей для найбільш типових задач режимних досліджень конвективної частини потужних енергетичних парових котлів теплових електричних станцій.

2.4. Методологічні основи режимних розрахунків системи конвективних поверхонь нагріву діючих парових котлів

Режим роботи та стан поверхонь нагріву в процесі експлуатації парового котла істотно змінюється. Змінюється витрати теплоносіїв та умови теплопередачі, тому виникає потреба в оцінюванні наслідків різних можливих змін режиму роботи чи площі теплопередачі.

Не завжди вдається отримати потрібну інформацію експериментальним шляхом, а для розрахункових досліджень традиційними методами потрібна початкова інформація, яку складно отримати в експлуатаційних умовах. Особливо це стосується інформації про фактичний стан поверхонь нагріву (параметри теплопередачі) та про фактичне значення витрати теплоносіїв.

Вказані потреби та нові можливості розрахунків внаслідок впровадження прикладних програм для розрахунків на комп'ютерах спонукали до створення відповідно нових методів розрахункових досліджень.

В даній роботі застосована методика режимних розрахунків, розроблена мною у підприємстві ЛьвівОРГРЕС та у Національному університеті “Львівська політехніка” на кафедрі теплоенергетика, теплові та атомні електричні станції.

В результаті використання такої методики було доведено, наступне:

- замість складно доступних параметрів теплопередачі та витрати теплоносіїв можна використати доступні, в експлуатаційних умовах, значення вхідних і вихідних температур теплоносіїв;
- в конвективних теплообмінниках взаємозв'язки вхідних і вихідних температур теплоносіїв є лінійними;
- процес розрахунків істотно уніфікується та спрощується при використанні узагальнених безрозмірних параметрів.

Для методики режимних розрахунків, яка застосована в даній роботі притаманні такі особливості:

1. Сукупність конвективних поверхонь нагріву парового котла розглядається як теплопередавальна система. Основними елементами такої системи є одноходові конвективні теплообмінники з різними схемами руху теплоносіїв (протитечійні, прямотечійні, чотири варіанти перехресного руху теплоносіїв). Підсистемами ТПС є групи взаємозв'язаних елементів, які забезпечують нагрівання конкретного теплоносія (повітря, води, пари).

2. Умовою ідеалізації є те, що зміни температур теплоносіїв (в реальних межах) не впливають на значення витрати і теплоємності теплоносіїв та на площу і коефіцієнт теплопередачі стінки теплообмінників.

3. Прийmemo такий поділ параметрів:

- режимні – (температури теплоносіїв на вході, виході елементів, підсистем і системи);
- об'єктні – теплоємність потоку ($G \cdot c$) і теплопередавальність стінки ($k \cdot F$),

де G, c – витрата теплоносія та його питома теплоємність;

k, F – коефіцієнт теплопередачі та площа теплопередачі стінки теплообмінника.

4. Застосуємо таку класифікацію розрахунків:

- **проектні** – значення об'єктних параметрів (в основному площі стінки F) визначаються на основі відомих режимних параметрів (температур теплоносіїв);
- **перевірочні** – на основі відомих об'єктних параметрів і вхідних режимних параметрів (вхідних температур) визначаються значення вихідних температур;
- **режимні** – на основі відомих вхідних і вихідних температур в одному з режимів роботи об'єкту визначається вплив відносних

змін об'єктних параметрів на значення вихідних температур та відносні зміни передаваної потужності.

5. Врахуємо, що в конвективних теплообмінниках існує лінійна залежність між вихідними і вхідними температурами теплоносіїв (це нова, доведена обставина, яка давніше практично не враховувалась).

6. Застосуємо безрозмірні узагальнені параметри. Значення кожного з них може бути визначено на основі різних варіантів початкової інформації – як на основі відомих лише вхідних і вихідних температур, так і на основі відомих тільки об'єктних параметрів. Це забезпечить компактність запису математичних моделей та графічне зображення режимних характеристик, а також дасть змогу уніфікувати форми запису математичних моделей елементів, підсистем і систем.

7. Використаємо, за певних умов, заміщення складних підсистем більш простими режимно–подібними підсистемами, чи навіть елементами.

8. Забезпечимо проведення розрахунків прямими обчисленнями, без послідовних наближень.

Для проведення режимних розрахунків необхідна така початкова інформація:

- схема з'єднань підсистем в системі;
- схема з'єднань елементів в підсистемах;
- тип елементів;
- температури теплоносіїв на вході і виході системи;
- температури теплоносіїв на вході і виході тих елементів, в яких здійснюється режимна зміна об'єктних параметрів (для теплообмінників – додатково схема руху теплоносіїв).

В спеціальних окремих випадках може бути потрібною додаткова інформація, що потребує спеціального розгляду. Стосується це, зокрема, потреби знань залежності зміни коефіцієнта теплопередачі від зміни витрати теплоносія.

2.5. Моделі та методи розрахунків елементарних конвективних теплообмінників

2.4.1. Традиційні методи розрахунків одноходового теплообмінника

В автономному одноходовому теплообміннику у стаціонарному режимі зберігається рівність теплової потужності отриманої нагріваним теплоносієм, відданої гріючим теплоносієм та переданої через стінку, що розділяє ці теплоносії [9]:

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_2 - t_1); \quad (2.45)$$

$$Q = G_3 \cdot c_3 \cdot (t_3 - t_4); \quad (2.46)$$

$$Q = k \cdot F \cdot \overline{\Delta t}, \quad (2.47)$$

де Q – потужність (отримана, віддана та передана);

G_1, c_1 – витрата та питома теплоємність нагріваного теплоносія;

G_3, c_3 – витрата та питома теплоємність гріючого теплоносія;

k, F – коефіцієнт теплопередачі та площа теплопередачі стінки теплообмінника;

$\overline{\Delta t}$ – середній температурний напір між теплоносіями.

Початковою умовою ідеалізації є те, що значення G, c, k та F не залежать від зміни температури теплоносіїв (в межах реальних її значень у теплообміннику).

Особливі складнощі виникають при визначенні температурного напору, тобто умовної середньої різниці температур між теплоносіями, при якій передавана потужність є такою ж, як у реальних умовах. Значення температурного напору залежить від сукупності чинників:

- від схеми взаємного руху теплоносіїв в теплообміннику;
- від різниці температур гріючого та нагріваного теплоносіїв на вході в теплообмінник $(t_3 - t_1)$;
- від теплопоглинальної (чи тепловіддавальної) здатності потоків теплоносіїв $(G_1 \cdot c_1, G_3 \cdot c_3)$, тобто від теплоємності потоків;

- від площі та теплопередавальної здатності стінки теплообмінника, що розділяє потоки теплоносіїв ($k \cdot F$):

$$\overline{\Delta t} = f_A \left[(t_3 - t_1), G_1 \cdot c_1, G_3 \cdot c_3, k \cdot F, \text{схема} \right]. \quad (2.48)$$

Існуючі методи розрахунку теплообмінників, викладені в нормативних та навчальних публікаціях [3, 5, 86, 87], орієнтовані на визначення температурного напору для умов, коли відомими є схема руху теплоносіїв та значення їх температур на вході і виході теплообмінника:

$$\overline{\Delta t} = f_B [t_1, t_2, t_3, t_4, \text{схема}]. \quad (2.49)$$

Для наближених розрахунків при довільній схемі руху теплоносіїв температурний напір визначається [22, 88, 89]:

$$\overline{\Delta t} \approx \frac{t_3 + t_4}{2} - \frac{t_2 + t_1}{2}. \quad (2.50)$$

Для розрахунків без спрощень температурний напір становитиме:

– **для проточного** теплообмінника:

$$\overline{\Delta t}_{\text{прм}} = \frac{(t_3 - t_1) - (t_4 - t_2)}{\ln \frac{t_3 - t_1}{t_4 - t_2}}; \quad (2.51)$$

– **для противоточного** теплообмінника:

$$\overline{\Delta t}_{\text{прт}} = \frac{(t_3 - t_2) - (t_4 - t_1)}{\ln \frac{t_3 - t_2}{t_4 - t_1}}; \quad (2.52)$$

– **для перекрестного** теплообмінника:

$$\overline{\Delta t}_{\text{прх}} = \varepsilon \cdot \overline{\Delta t}_{\text{прт}}, \quad (2.53)$$

де

$$\varepsilon = f_\varepsilon \left(\frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = P_2, \frac{t_3 - t_4}{t_2 - t_1} = R_1, \text{схема} \right). \quad (2.54)$$

Залежність (2.54) подається у вигляді номограми для кожної схеми руху теплоносіїв.

Система залежностей (2.45), (2.46) та (2.49) ÷ (2.54) формувалась для вирішування проектних задач.

Перш за все для визначення потрібного значення площі теплопередачі при заданому Q :

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{G_1 c_1}, \quad (2.55)$$

$$t_4 = t_3 - \frac{Q}{G_3 c_3}, \quad (2.56)$$

$$F = Q \cdot (k \cdot \overline{\Delta t})^{-1}, \quad (2.57)$$

де $\overline{\Delta t}$ визначається за залежністю (2.49).

При перевірочних розрахунках визначаються значення передаваної потужності та вихідних температур теплоносіїв:

$$\{Q, t_2, t_4\} = f_c \left[(t_3 - t_1), G_1 \cdot c_1, G_3 \cdot c_3, k \cdot F, \text{схема} \right]. \quad (2.58)$$

Рівняння, які розкривають залежності (2.58) є складними, наприклад, для протитечійного теплообмінника:

$$t_2 = t_1 + \frac{1 - \exp \left[\frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} \cdot \left(1 - \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} \right) \right]}{\frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} - \exp \left[\frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} \cdot \left(1 - \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} \right) \right]} \cdot (t_3 - t_1). \quad (2.59)$$

Використання залежності (2.59) є ефективним у випадку застосування прикладних програм для розрахунків на комп'ютерах. У період відсутності прикладних програм для розрахунків на комп'ютерах розрахунки виконувались за формулами (2.45) ÷ (2.47) методом послідовних наближень:

- задались наближено значенням t_2 за формулою (2.45) визначили Q ;
- при обчисленому Q , за формулою (2.46) визначали t_4 ;
- знаючи t_1, t_2, t_3, t_4 і схеми руху теплоносіїв, за формулами (2.50) ÷ (2.54) визначали $\overline{\Delta t}$;
- підставивши $\overline{\Delta t}$ в формулу (2.47) визначали Q_3 ;
- у випадку $Q_3 \neq Q$, виконувався новий цикл наближень.

2.4.2. Нові методи розрахунку теплообмінника

Виникнення нових, все більш складних задач, з потребою отримання підвищеної точності результатів розрахунку супроводжувалось створенням нових методів та використанням прикладних програм на комп'ютерах.

У зв'язку з цим протягом останніх десятиліть формуються нові методичні підходи до розрахунків як окремих теплообмінників, так і систем взаємозв'язаних теплообмінників [7, 8, 9, 90].

Виділимо три такі види задач:

- **проектні:**

$$\{k \cdot F, G_1 \cdot c_1, G_3 \cdot c_3\} = f[t_1, t_2, t_3, t_4, Q, \text{схема}], \quad (2.60)$$

- **перевірочні:**

$$\{Q, t_2, t_4\} = f[t_1, t_3, G_1 \cdot c_1, G_3 \cdot c_3, k \cdot F, \text{схема}], \quad (2.61)$$

- **режимні:**

$$\left\{ \Delta t_2, \Delta t_4, \frac{\Delta Q}{Q} \right\} = f \left[t_1, t_2, t_3, t_4, \Delta t_1, \Delta t_3, \frac{\Delta(k \cdot F)}{k \cdot F}, \frac{\Delta(G_1 \cdot c_1)}{G_1 \cdot c_1}, \frac{\Delta(G_3 \cdot c_3)}{G_3 \cdot c_3}, \text{схема} \right], \quad (2.62)$$

Класифікуємо параметри ТПС:

- **режимні:** t_1, t_2, t_3, t_4, Q ,
- **об'єктні:** $k \cdot F, G_1 \cdot c_1, G_3 \cdot c_3$,

де $G_1 \cdot c_1$ – теплопоглинальна здатність (теплоємність) потоку 1, Вт/град ;

$G_3 \cdot c_3$ – тепловіддавальна здатність (теплоємність) потоку 3, Вт/град ;

$k \cdot F$ – теплопередавальна здатність стінки (теплопередавальність), Вт/град .

За основу розрахунку температурного напору приймемо максимальну різницю температур $(t_3 - t_1)$, а не температурний напір протитечійного теплообмінника, тобто, з врахуванням (2.54):

$$\overline{\Delta t} = \omega \cdot (t_3 - t_1), \quad (2.63)$$

де

$$\omega = \varepsilon \cdot \frac{\overline{\Delta t_{\text{пр}}}}{t_3 - t_1} = \varepsilon \cdot \frac{(1 - P_2) - (1 - P_2 \cdot R_1)}{\ln \frac{1 - P_2}{1 - P_2 \cdot R_1}} = f_{\omega}(P_2, R_1, \text{схема}). \quad (2.64)$$

Застосуємо узагальнені параметри, кожен з яких може бути визначений як на основі режимних параметрів, так і на основі об'єктних параметрів:

$$P_i \equiv \frac{t_i - t_1}{t_3 - t_1} = f_{P_i} \left(\frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1}, \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3}, \text{схема} \right); \quad (2.65)$$

$$R_1 \equiv \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} = \frac{t_3 - t_4}{t_2 - t_1}; \quad (2.66)$$

$$H_1 \equiv \frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} = f_H \left(\frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}, \frac{t_3 - t_4}{t_2 - t_1}, \text{схема} \right). \quad (2.67)$$

Залежності (2.65) і (2.67) розкрито у формах, придатних для обчислень без послідовних наближень.

2.4.3. Розрахунки узагальнених параметрів теплообмінного апарата

Проектні розрахунки ТА.

Значення об'єктних параметрів визначаються на підставі заданих значень режимних параметрів:

$$H_1 = \frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} = f_H \left(P_2 = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}, R_1 = \frac{t_3 - t_4}{t_2 - t_1}, \text{схема} \right); \quad (2.68)$$

$$F = H_1 \cdot \frac{G_1 \cdot c_1}{k} = \frac{H_1}{R_1} \cdot \frac{G_3 \cdot c_3}{k}. \quad (2.69)$$

Перевірочні розрахунки ТА.

Значення режимних параметрів визначаються на підставі відомих об'єктних параметрів:

$$P_i \equiv \frac{t_i - t_1}{t_3 - t_1} = f_{P_i} \left(H_1 = \frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1}, R_1 = \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3}, \text{схема} \right); \quad (2.70)$$

$$t_i = t_1 + P_i \cdot (t_3 - t_1) = (1 - P_i) \cdot t_1 + P_i \cdot t_3. \quad (2.71)$$

Режимні розрахунки ТА взаємозв'язків змін температур
(при незмінних об'єктних параметрах).

$$P_i = \frac{t_i - t_1}{t_3 - t_1} = \text{const}; \quad (2.72)$$

$$t_{ix} = (1 - P_i) \cdot t_{1x} + P_i \cdot t_{3x}; \quad (2.73)$$

$$\Delta t_i = (1 - P_i) \cdot \Delta t_1 + P_i \cdot \Delta t_3; \quad (2.74)$$

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta t_3 - \Delta t_1}{t_3 - t_1}. \quad (2.75)$$

Індексом “х” позначені параметри у зміненому режимі.

Параметри без індекса “х” стосуються початкового режиму з відомими значеннями температур.

Режимні розрахунки ТА впливу змін об'єктних параметрів
(при незмінних значеннях вхідних температур).

$$P_{ix} = f_{P_i}(H_{1x}, R_{1x}, \text{схема}); \quad (2.76)$$

$$H_{1x} = \frac{(k \cdot F)_x}{k \cdot F} \cdot \frac{G_1 \cdot c_1}{(G_1 \cdot c_1)_x}; \quad (2.77)$$

$$H_1 = f_H \left(P_2 = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}, R_1 = \frac{t_3 - t_4}{t_2 - t_1}, \text{схема} \right); \quad (2.78)$$

$$R_{1x} = R_1 \cdot \frac{(G_1 \cdot c_1)_x}{G_1 \cdot c_1} \cdot \frac{G_3 \cdot c_3}{(G_3 \cdot c_3)_x}; \quad (2.79)$$

$$t_{ix} = t_1 + P_{ix} \cdot (t_3 - t_1); \quad (2.80)$$

$$\Delta t_i = (t_3 - t_1) \cdot \Delta P_i. \quad (2.81)$$

Режимні розрахунки – загальний випадок
(при змінах вхідних температур і об'єктних параметрів).

$$t_{ix} = (1 - P_{ix}) \cdot t_{1x} + P_{ix} \cdot t_{3x}; \quad (2.82)$$

$$\Delta t_i = (1 - P_i) \cdot \Delta t_1 + P_i \cdot \Delta t_3 + (t_3 - t_1) \cdot \Delta P + (\Delta t_3 - \Delta t_1) \cdot \Delta P; \quad (2.83)$$

$$\Delta t_i \approx (1 - P_i) \cdot \Delta t_1 + P_i \cdot \Delta t_3 + (t_3 - t_1) \cdot \Delta P. \quad (2.84)$$

Рівняння для розв'язання обернених режимних задач (залежностей значень вхідних параметрів від потрібних значень вихідних параметрів) можуть бути отримані відповідним перетворенням залежностей $(2.73) \div (2.84)$.

2.6. Моделі багатоступеневих теплообмінників

Нормативними методами розрахунків котельних агрегатів [12] та теплообмінного обладнання АЕС [90] передбачено виконання розрахунків двоходових теплообмінників за такими ж залежностями, як для одноходових теплообмінників. За основу приймається температурний напір протитечійного теплообмінника та відповідний поправочний коефіцієнт ε , як це представлено рівнянням (2.53).

Значення коефіцієнта ε визначається за спеціальною номограмою, яка побудована для випадку, коли в міжходових каналах кожен теплоносіє поперечно перемішується (перпендикулярно до напрямку руху потоку), а площа і умови теплопередачі в кожному ході є однаковими.

Потреба користування номограмою істотно ускладнює розрахунки, особливо перевірочні. Відсутність рівнянь для розрахунку значень коефіцієнта ε створює труднощі при використанні прикладних програм на комп'ютерах.

Не визначеним залишається спосіб розрахунку температури теплоносіїв у міжходових каналах, розрахунки теплообмінників з неоднаковими площами теплопередачі ходів, а також розрахунків за відсутності перемішування в міжходових каналах.

Для усунення вказаних недоліків та створення можливостей різноманітних розрахункових досліджень теплообмінників запропоновано:

- а) двоходовий теплообмінник розглядати як систему взаємоз'єднаних теплообмінників, елементами якої є ступені;
- б) впровадити систематичне використання узагальнених параметрів.

У цьому випадку здійснено відповідні методичні напрацювання.

Двоступеневий теплообмінник розглядається як система двох зустрічно з'єднаних теплообмінників [82] (табл. 2.4).

Формування моделі двоступеневого теплообмінника

Схема	Рівняння елементів	Рівняння з'єднань
	$t_{22} = (1 - P_{22}) \cdot t_{12} + P_{22} \cdot t_{32}$ $t_{42} = (1 - P_{42}) \cdot t_{12} + P_{42} \cdot t_{32}$ $t_{21} = (1 - P_{21}) \cdot t_{11} + P_{21} \cdot t_{31}$ $t_{41} = (1 - P_{41}) \cdot t_{11} + P_{41} \cdot t_{31}$	Внутрішні $t_{12} = t_{21}$ $t_{31} = t_{42}$ Зовнішні $t_{11} = t_{10}$ $t_{20} = t_{22}$ $t_{32} = t_{30}$ $t_{40} = t_{41}$
Кінцевий вигляд моделі $t_{2j} = (1 - U_{2j}) \cdot t_{10} + U_{2j} \cdot t_{30}; \quad U_{2j} = \frac{t_{2j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}};$ $t_{4j} = (1 - U_{4j}) \cdot t_{10} + U_{4j} \cdot t_{30}; \quad U_{4j} = \frac{t_{4j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}.$ $\{U_{2j}, U_{4j}\} = f_j \{P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42}\}.$		
$U_{21} = \frac{P_{21} \cdot P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})}$	$U_{20} = U_{22} = \frac{(1 - P_{21}) \cdot P_{22} + P_{21} \cdot P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})}$	
$U_{40} = U_{41} = \frac{P_{41} \cdot P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})}$	$U_{42} = \frac{P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})}$	

Формування моделі теплопередавальної системи з двох теплообмінників містить:

- рівняння моделей елементів (теплообмінників);
- рівняння внутрішніх з'єднань;
- рівняння зовнішніх з'єднань.

Розв'язання цієї системи рівнянь дає можливість отримати таку уніфіковану форму моделі теплопередавальної системи з двох теплообмінників:

$$t_{ij} = t_{10} + U_{ij} \cdot (t_{30} - t_{10}) = (1 - U_{ij}) \cdot t_{10} + U_{ij} \cdot t_{30}; \quad (2.85)$$

$$U_{ij} = \frac{t_{ij} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = f_{ij}(P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42}), \quad (2.86)$$

де U_{ij} – узагальнена температура системи з двох взаємоз'єднаних теплообмінників в точці “ij”;

i – номер потоку на вході чи виході теплообмінника;

j – номер теплообмінника;

t_{10}, t_{30} – температура нагріваного і гріючого теплоносія на вході в систему;

P_{21}, P_{41} – узагальнені температури теплообмінника “1”;

P_{22}, P_{42} – узагальнені температури теплообмінника “2”.

Початкова система рівнянь та формули для розрахунків узагальнених температур наведені в табл. 2.4.

Вперше аналогічні моделі були опубліковані в [8], а згодом доопрацьовані, доповнені та систематизовані мною в [9].

Порівнюючи рівняння (2.71) для одноходового теплообмінника та рівняння (2.85) для двоходового теплообмінника як системи двох взаємоз'єднаних теплообмінників, бачимо що ці залежності однотипні за структурою.

Вказана обставина спрощує задачу формування складних систем взаємоз'єднаних теплообмінників. В таких системах група з двох теплообмінників може бути представлена як один елемент з такою ж формою запису як одноходовий теплообмінник.

В даній роботі такий методичний прийом застосований при формуванні моделі триступеневого теплообмінника. Процедура формування моделі та підсумкові залежності [82] наведені в табл. 2.5.

Формування моделі теплопередавальної системи з трьох теплообмінників містить:

- рівняння моделей елементів (теплообмінників);
- рівняння внутрішніх з'єднань;
- рівняння зовнішніх з'єднань.

Таблиця 2.5

Формування моделі триступеневого теплообмінника

Схема	Рівняння елементів	Рівняння з'єднань
	$t_{23} = (1 - P_{23}) \cdot t_{13} + P_{23} \cdot t_{33}$ $t_{43} = (1 - P_{43}) \cdot t_{13} + P_{43} \cdot t_{33}$ $t_{22} = (1 - U_{22}) \cdot t_{11} + U_{22} \cdot t_{32}$ $t_{42} = (1 - U_{42}) \cdot t_{11} + U_{42} \cdot t_{32}$ $t_{21} = (1 - U_{21}) \cdot t_{11} + U_{21} \cdot t_{32}$ $t_{41} = (1 - U_{41}) \cdot t_{11} + U_{41} \cdot t_{32}$	Внутрішні $t_{12} = t_{21}$ $t_{13} = t_{22}$ $t_{31} = t_{42}$ $t_{32} = t_{43}$ Зовнішні $t_{11} = t_{10}$ $t_{20} = t_{23}$ $t_{33} = t_{30}$ $t_{40} = t_{41}$
Кінцевий вигляд моделі $t_{2j} = (1 - W_{2j}) \cdot t_{10} + W_{2j} \cdot t_{30}; \quad W_{2j} = \frac{t_{2j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}};$ $t_{4j} = (1 - W_{4j}) \cdot t_{10} + W_{4j} \cdot t_{30}; \quad W_{4j} = \frac{t_{4j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}.$ $\{W_{2j}, W_{4j}\} = f_j \{P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42}, P_{23}, P_{43}, U_{21}, U_{41}, U_{22}, U_{42}\};$		
$U_{21} = \frac{P_{21} \cdot P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})}$	$U_{41} = \frac{P_{41} \cdot P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})}$	
$U_{22} = \frac{P_{21} \cdot P_{42} + (1 - P_{21}) \cdot P_{22}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})}$	$U_{42} = \frac{P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})}$	
$W_{21} = \frac{U_{21} \cdot P_{43}}{1 - U_{22} \cdot (1 - P_{43})}$	$W_{41} = \frac{U_{41} \cdot P_{43}}{1 - U_{22} \cdot (1 - P_{43})}$	
$W_{22} = \frac{U_{22} \cdot P_{43}}{1 - U_{22} \cdot (1 - P_{43})}$	$W_{42} = \frac{U_{42} \cdot P_{43}}{1 - U_{22} \cdot (1 - P_{43})}$	
$W_{23} = \frac{(1 - U_{22}) \cdot P_{23} + U_{22} \cdot P_{43}}{1 - U_{22} \cdot (1 - P_{43})}$	$W_{43} = \frac{P_{43}}{1 - U_{22} \cdot (1 - P_{43})}$	

Розв'язання цієї системи рівнянь дає можливість отримати уніфіковану форму моделі теплопередавальної системи з трьох теплообмінників:

$$t_{ij} = t_{10} + W_{ij} \cdot (t_{30} - t_{10}) = (1 - W_{ij}) \cdot t_{10} + W_{ij} \cdot t_{30}; \quad (2.87)$$

$$W_{ij} = \frac{t_{ij} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = f_{ij}(P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42}, P_{23}, P_{43}, U_{21}, U_{41}, U_{22}, U_{42}), \quad (2.88)$$

де W_{ij} – узагальнена температура системи з трьох (багатьох) взаємоз'єднаних теплообмінників в точці “ij”;

i – номер потоку на вході чи виході теплообмінника;

j – номер теплообмінника;

U_{ij} – узагальнена температура системи з двох взаємоз'єднаних теплообмінників 1 і 2 в точці “ij”;

i – номер потоку на вході чи виході 1 і 2 теплообмінника;

j – номер 1 або 2 теплообмінника;

t_{10}, t_{30} – температура нагріваного і гріючого теплоносія на вході в систему з трьох взаємоз'єднаних теплообмінників;

P_{21}, P_{41} – узагальнені температури теплообмінника “1”;

P_{22}, P_{42} – узагальнені температури теплообмінника “2”

P_{23}, P_{43} – узагальнені температури теплообмінника “3”.

Початкова система рівнянь та залежності для розрахунків узагальнених температур наведені в табл. 2.5.

Порівнюючи рівняння (2.71) для одноходового теплообмінника та рівняння (2.85) для двоходового теплообмінника як системи з двох взаємоз'єднаних теплообмінників і залежність (2.87) для системи з трьох взаємоз'єднаних теплообмінників, бачимо що ці рівняння однотипні за структурою.

Вказана обставина спрощує завдання формування складних систем взаємоз'єднаних теплообмінників. В таких системах група з трьох

теплообмінників може бути представлена як один елемент з такою ж формою запису як одноходовий теплообмінник.

2.5.1. Розрахунки та аналіз властивостей повітропідігрівника парового котла, як багатоступеневого теплообмінника

В котельних агрегатах звичним є застосування трубчастих двоходових повітропідігрівників [91, 92, 93, 94, 95]. Існуючий нормативний метод [12] розрахунків повітропідігрівників вже не відповідає теперішнім потребам і можливостям. Відсутня інформація про загальні властивості таких повітропідігрівників та можливі напрямки їх удосконалень. Основні недоліки наявних методів розрахунку полягають в тому, що для розрахунку використовується найпростіша схема двоходового теплообмінника, в якій закладена умова повного перемішування нагріваного і гріючого теплоносіїв в міжходових каналах; фактично перемішування є лише частковим, що обумовлює наявність нерівномірного поля температур; застосовуються коефіцієнти, значення яких подані у формі номограм без математичного представлення, що ускладнює розрахунки; наслідки нерівномірності поля температур залишаються нерозкритими; метод розрахунків не пристосований для визначення наслідків різних режимних змін (витрати та вхідних температур теплоносіїв). Відповідно до цього не розкриваються властивості об'єкту.

Тому розглянемо одноступеневий трубчастий двоходовий повітропідігрівник парового котла, у якому загальний напрям руху теплоносіїв – протитечійний, а в межах кожного ходу – перехресний. Димові газы проходять по каналах труб, а повітря – по міжтрубному просторі, у поперечному напрямі по відношенню до руху димових газів. Ходи розділяє трубна плита без утворення спільного для всіх труб міжходового каналу димових газів. У повітряному тракті існує міжходовий короб, в якому можливе поперечне перемішування потоку повітря.

Доступними даними для розрахунку даного повітропідігрівника є температури повітря на вході $t_1 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ і на виході $t_2 = 190\text{ }^{\circ}\text{C}$ та температури димових газів на вході $t_3 = 280\text{ }^{\circ}\text{C}$ і на виході $t_4 = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$. У цьому випадку

залишаються невідомими фактичні значення площі та стану поверхонь нагріву повітропідігрівника, температури газів і повітря між ходами, а також значення витрати газів і повітря.

З метою проведення розрахунків даного теплообмінника при обмеженій вхідній інформації можна використати модель, у якій за умов наявності перемішування в перепускних коробах повітропідігрівник розглядається як система двох зустрічно з'єднаних теплообмінників (див. табл. 2.4).

Для виявлення впливу відсутності перемішування димових газів в міжходовому коробі розглянута схема з чотирьох теплообмінників.

Структурна схема такого повітропідігрівника, процедура формування математичної моделі та підсумкові залежності [83] наведені в табл. 2.6.

Представимо умови розрахунків та аналізу повітропідігрівника

Для розрахунку повітропідігрівників застосуємо новий методичний підхід, який істотно відрізняється від традиційних нормативних методів:

- систематично використовуватимемо узагальнені безрозмірні параметри;
- двоходові та багатоходові повітропідігрівники розглядатимемо не як специфічні теплообмінники, а як системи чи підсистеми з'єднаних теплообмінників;
- уніфікуємо форму запису моделей різних одноходових теплообмінників та систем з'єднаних теплообмінників;
- математичні моделі побудуємо без застосування коефіцієнтів, значення яких визначаються із номограм (нормативні методи передбачають використання номограм);
- в складних системах з'єднаних теплообмінників виділимо теплові підсистеми із заздалегідь опрацьованими моделями;
- систематично застосовуватимемо доведену наявність лінійного взаємозв'язку між змінами температури теплоносіїв.

Таблиця 2.6

Формування моделі повітропідігрівника з чотирьох теплообмінників

Схема 2	Рівняння елементів	Рівняння з'єднань
	$t_{21} = (1 - P_{21}) \cdot t_{11} + P_{21} \cdot t_{31}$ $t_{41} = (1 - P_{41}) \cdot t_{11} + P_{41} \cdot t_{31}$ $t_{22} = (1 - U_{22}) \cdot t_{12} + U_{22} \cdot t_{33}$ $t_{42} = (1 - U_{42}) \cdot t_{12} + U_{42} \cdot t_{33}$ $t_{23} = (1 - U_{23}) \cdot t_{12} + U_{23} \cdot t_{33}$ $t_{43} = (1 - U_{43}) \cdot t_{12} + U_{43} \cdot t_{33}$ $t_{24} = (1 - P_{24}) \cdot t_{14} + P_{24} \cdot t_{34}$ $t_{44} = (1 - P_{44}) \cdot t_{14} + P_{44} \cdot t_{34}$	Внутрішні $t_{12} = t_{21}$ $t_{13} = t_{22}$ $t_{14} = t_{23}$ $t_{31} = t_{44}$ $t_{32} = t_{43}$ Зовнішні $t_{11} = t_{10}$ $t_{20} = t_{24}$ $t_{33} = t_{30}$ $t_{34} = t_{30}$
Кінцевий вигляд моделі $t_{2j} = (1 - W_{2j}) \cdot t_{10} + W_{2j} \cdot t_{30}; \quad W_{2j} = \frac{t_{2j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}};$ $t_{4j} = (1 - W_{4j}) \cdot t_{10} + W_{4j} \cdot t_{30}; \quad W_{4j} = \frac{t_{4j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}.$ $\{W_{2j}, W_{4j}\} = f_j \{P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42}, U_{22}, U_{42}, U_{23}, U_{43}\}.$		
$U_{22} = \frac{P_{22} P_{43}}{1 - P_{22}(1 - P_{43})}$	$U_{42} = \frac{P_{42} P_{43}}{1 - P_{22}(1 - P_{43})}$	
$U_{23} = \frac{(1 - P_{22}) P_{23} + P_{22} P_{43}}{1 - P_{22}(1 - P_{43})}$	$U_{43} = \frac{P_{43}}{1 - P_{22}(1 - P_{43})}$	
$W_{21} = \frac{(1 - P_{44}) P_{21} U_{23} + P_{21} P_{44}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	$W_{41} = \frac{(1 - U_{23}) P_{41} P_{44} + P_{41} U_{23}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	
$W_{22} = \frac{(1 - P_{21}) U_{22} + P_{21} [(1 - P_{44}) U_{23} + P_{44}]}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	$W_{42} = \frac{(1 - P_{21}) U_{42} + P_{21} [(1 - P_{44}) U_{23} + P_{44}]}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	
$W_{23} = \frac{(1 - U_{23}) P_{21} P_{44} + U_{23}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	$W_{43} = \frac{(1 - P_{21}) U_{43} + P_{21} [(1 - P_{44}) U_{23} + P_{44}]}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	
$W_{24} = \frac{(1 - U_{23}) [(1 - P_{21}) P_{24} + P_{21} P_{44}] + U_{23}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	$W_{44} = \frac{(1 - U_{23}) P_{44} + U_{23}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	

Послідовність формування моделей різних схем повітропідігрівника, а також підсумкові залежності моделей наведені в табл. 2.4÷2.6.

Запропоновані моделі дають змогу розраховувати повітропідігрівник як з однаковими, так і з різними поверхнями нагріву ходів, а також як з наявністю або з відсутністю поперечного перемішування кожного теплоносія в міжходових каналах.

Базовою для порівнянь різних повітропідігрівників прийнята схема двоходового теплообмінника з однаковими поверхнями ходів і наявністю поперечного перемішування потоків у міжходових каналах. Нова уніфікована модель такого двоходового теплообмінника вже відома [82]. В табл. 2.4. вона додатково впорядкована.

З умов ідентичності поверхонь нагріву ходів випливає рівність значень їх узагальнених параметрів:

$$H_1 = H_2 = H; R_1 = R_2 = R.$$

Аналогічно

$$P_{21} = P_{22} = P_2; P_{41} = P_{42} = P_4.$$

Наведемо значення узагальнених параметрів повітропідігрівника у початковому режимі.

На основі відомих значень температури повітря та димових газів на вході і виході повітропідігрівника як двоходового теплообмінника чи системи взаємозв'язаних теплообмінників, що розглядається як єдине ціле, отримуємо на підставі рівнянь (2.86) і (2.66) такі:

$$U_{20} = \frac{t_{20} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = \frac{190 - 30}{280 - 20} = 0,6400,$$

$$U_{40} = \frac{t_{40} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = \frac{150 - 30}{280 - 20} = 0,4800,$$

$$R_0 = \frac{t_{30} - t_{40}}{t_{20} - t_{10}} = \frac{280 - 150}{190 - 30} = 0,8125.$$

Значення $H_0 = H_1 + H_2$ для повітропідігрівника в цілому не може бути розраховано безпосередньо на підставі тільки температур, заданих як початкова інформація. Лише припустивши, що повітропідігрівник є одноходовим, можна розрахувати $(H_0)_{\text{одн}}$ за рівнянням (табл. 2.3.):

$$(H_0)_{\text{одн}} = \frac{\ln[1 + R \cdot \ln(1 - U_{20})]}{-R} = \frac{\ln[1 + 0,8125 \cdot \ln(1 - 0,6400)]}{-0,8125} = 2,1815.$$

Розрахунок H_0 для двоходової схеми розглянемо нижче.

Визначаємо співвідношення витрат повітря та димових газів.

На підставі (2.45), (2.46) та (2.66) отримуємо:

$$R_1 = R_2 = R_0 = \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} = \frac{t_3 - t_4}{t_2 - t_1} = \frac{280 - 150}{190 - 30} = 0,8125.$$

$$\text{Тобто } \frac{G_1}{G_3} = 0,8125 \cdot \frac{c_1}{c_3},$$

$$\text{а якщо } c_3 \approx c_1, \text{ то } \frac{G_1}{G_3} = 0,8125.$$

Покажемо вплив зміни лише вхідних температур

Із залежності (2.74) видно, що при незмінних значеннях об'єктних параметрів ($k \cdot F$, $G_1 \cdot c_1$, $G_3 \cdot c_3$) значення параметрів P_2 , P_4 а також U_{20} , U_{40} залишаються постійними, тоді:

$$t_{20} = (1 - U_{20}) \cdot t_{10} + U_{20} \cdot t_{30} = (1 - 0,6400) \cdot t_{10} + 0,6400 \cdot t_{30} = 0,36 \cdot t_{10} + 0,64 \cdot t_{30};$$

$$\Delta t_{20} = (1 - U_{20}) \cdot \Delta t_{10} + U_{20} \cdot \Delta t_{30} = 0,36 \cdot \Delta t_{10} + 0,64 \cdot \Delta t_{30},$$

Тобто

$$\frac{\Delta t_{20}}{\Delta t_{10}} = 0,36; \quad \frac{\Delta t_{20}}{\Delta t_{30}} = 0,64.$$

У випадку підвищення на 10°C вхідної температури повітря або димових газів отримаємо:

$$\Delta t_{20} = 0,36 \cdot \Delta t_{10} = 0,36 \cdot 10 = 3,6^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{20} = 0,64 \cdot \Delta t_{30} = 0,64 \cdot 10 = 6,4^\circ\text{C}.$$

Аналогічно можуть бути визначені зміни температури відхідних газів:

$$t_{40} = (1 - U_{40}) \cdot t_{10} + U_{40} \cdot t_{30} = (1 - 0,48) \cdot t_{10} + 0,48 \cdot t_{30};$$

$$\Delta t_{40} = (1 - U_{40}) \cdot \Delta t_{10} + U_{40} \cdot \Delta t_{30} = 0,52 \cdot \Delta t_{10} + 0,48 \cdot \Delta t_{30}.$$

Відносна зміна передаваної потужності може бути розрахована за рівнянням (2.75):

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta t_{30} - \Delta t_{10}}{t_{30} - t_{10}}.$$

У випадку підвищення на 10 °С вхідної температури повітря або димових газів отримаємо:

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta t_{30}}{t_{30} - t_{10}} = \frac{10}{280 - 30} = 0,025 = 2,5 \%;$$

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{-\Delta t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = \frac{-10}{280 - 30} = -0,025 = -2,5 \%.$$

Варто відмітити, що вплив зміни вхідної температури газів на передавану потужність є таким самим за абсолютною величиною як вплив зміни вхідної температури повітря, але ці впливи є протилежними за знаком.

Визначаємо значення узагальнених параметрів кожного ходу (кожного одноходового теплообмінника 1 і 2 двоходового повітропідігрівника).

Співвідношення витрат повітря і газів в кожному теплообміннику є таким самим, як і у повітропідігрівнику в цілому, тобто:

$$\left(\frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} \right)_1 = \left(\frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} \right)_2 = \left(\frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} \right)_0;$$

$$R_1 = R_2 = R_0 = R = 0,8125.$$

Прийmemo, що обидва ходи конструктивно однакові, тобто:

$$H_1 = H_2 = H = \frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} = \frac{1}{2} \cdot H_0;$$

$$P_{21} = P_{22} = P_2.$$

Додатково врахуємо, що в кожному одноходовому теплообміннику між параметрами P_4 і P_2 існує взаємозв'язок:

$$P_4 = 1 - R \cdot P_2.$$

Використаємо ту обставину, що для теплообмінника 1 відомим є значення $U_{41} = U_{40} = 0,4800$.

Тоді, використовуючи рівняння з табл. 2.4, отримуємо:

$$U_{40} = U_{41} = \frac{P_{41} \cdot P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})} = \frac{(1 - R \cdot P_2)^2}{1 - P_2 \cdot [1 - (1 - R \cdot P_2)]} = \frac{(1 - R \cdot P_2)^2}{1 - R \cdot P_2^2}.$$

Відомими є значення $U_{40} = 0,4800$ та $R = 0,8125$, невідомим – значення P_2 .

Виконавши відповідні перетворення, отримуємо:

$$(R^2 + U_{40} \cdot R) \cdot P_2^2 + (-2 \cdot R) \cdot P_2 + (1 - U_{40}) = 0;$$

$$P_2 = \frac{1}{R + U_{40}} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{R + U_{40}}\right)^2 - \frac{1 - U_{40}}{R \cdot (R + U_{40})}}.$$

Підставивши значення $R = 0,8125$ та $U_{40} = 0,4800$ визначаємо:

$$P_2 = 0,4521 \text{ та } P_4 = 1 - R \cdot P_2 = 1 - 0,8125 \cdot 0,4521 = 0,6327.$$

Використовуючи формулу з табл. 2.3:

$$H = \frac{\ln[1 + R \cdot \ln(1 - P_2)]}{-R},$$

знаходимо $H = 0,8259$.

У підсумку отримаємо:

$$P_{21} = P_{22} = 0,4521, \quad P_{41} = P_{42} = 0,6327,$$

$$R_1 = R_2 = 0,8125, \quad H_1 = H_2 = 0,8259, \quad H_0 = 2H_1 = 1,6518.$$

Цієї інформації достатньо для визначення температури у міжходових каналах.

Визначаємо значення температури в міжходових каналах.

На основі рівнянь табл. 2.4 отримуємо (при $t_{10} = 30^\circ\text{C}$ та $t_{30} = 280^\circ\text{C}$):

– для міжходового каналу повітря:

$$U_{21} = U_{12} = \frac{P_{21} \cdot P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})} = 0,3430;$$

$$t_{21} = t_{12} = (1 - U_{12}) \cdot t_{10} + U_{12} \cdot t_{30} = 115,7^\circ\text{C};$$

– для міжходового каналу димових газів:

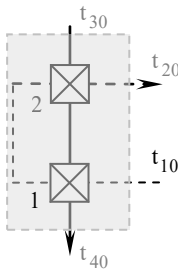
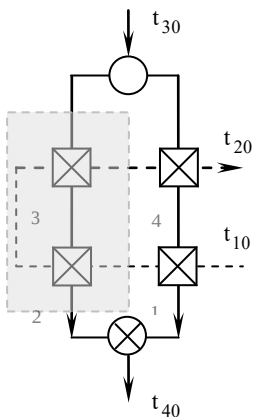
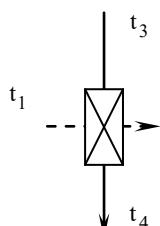
$$U_{42} = U_{31} = \frac{P_{42}}{1 - P_{21} \cdot (1 - P_{42})} = 0,7587;$$

$$t_{42} = t_{31} = (1 - U_{42}) \cdot t_{10} + U_{42} \cdot t_{30} = 219,7 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Вказані значення температур стосуються тільки початкового режиму, для якого задані значення температур теплоносіїв на вході і виході повітропідігрівника в цілому. Алгоритм розрахунків отриманих результатів [83] вказаний у зведеній табл. 2.7 (схема 1).

Таблиця 2.7

Особливості моделей та розрахунків повітропідігрівника парового котла

Системи теплообмінників $\left(\begin{matrix} R_{0A} = R_{0B} = R_{0C} = R_0 \\ H_{0A} = H_{0B} = H_{0C} = H_0 = \sum H_j \end{matrix} \right); H_j = h_j H_0$		
Схеми	Початкова інформація	Алгоритми розрахунків
1 	$t_{10} = 30^{\circ}\text{C}$ $t_{20} = 190^{\circ}\text{C}$ $t_{30} = 280^{\circ}\text{C}$ $t_{40} = 150^{\circ}\text{C}$ $R_j = R_0$ $H_j = h_j H_0$	$t_{ij} = t_{10} + U_{ij}(t_{30} - t_{10})$ $U_{ij} = f(P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42})$ $U_{20} = \frac{t_{20} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}; U_{40} = \frac{t_{40} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}; R_0 = \frac{t_{30} - t_{40}}{t_{20} - t_{10}}.$ $P_{2j} = f(U_{20}, H_j, R_j); H_j = f(P_{2j}, R_j); H_0 = \frac{H_j}{h_j}.$
2 	$t_{10} = 30^{\circ}\text{C}$ $t_{30} = 280^{\circ}\text{C}$ $R_{0B} = R_{0A}$ $H_{0B} = H_{0A}$ $R_j = 2R_0$ $H_j = h_j H_0$	$t_{ij} = t_{10} + W_{ij}(t_{30} - t_{10})$ $W_{ij} = f(P_{21}, P_{41}, P_{24}, P_{44}, U_{42}, U_{23})$ $U_{ij} = \frac{t_{ij} - t_{12}}{t_{33} - t_{12}} = f(P_{22}, P_{42}, P_{23}, P_{43}); P_{ij} = f(H_{ij}, R_{ij})$ $t_{40} = 0,5(t_{41} + t_{42})$
3 	$t_1 = 30^{\circ}\text{C}$ $t_3 = 280^{\circ}\text{C}$ $R_C = R_{0A} = R_0$ $H_C = H_{0A} = H_0$	$t_i = t_1 + P_i(t_3 - t_1)$ $P_i = f(H, R)$ $P_2 = 1 - \exp\left[\frac{1 - \exp(-RH)}{-R}\right]; P_4 = 1 - RP_2$

Розрахунки повітропідігрівника без перемішування димових газів між ходами.

Алгоритм розрахунків повітропідігрівника без перемішування димових газів між ходами вказаний в табл. 2.7 (схема 2). Використовуються рівняння табл. 2.6.

Розрахунки здійснюються за умови, що загальна площа теплопередачі зберігається такою самою як в схемі з перемішуванням газів, тобто:

$$H_{0B} = H_{0A} = 1,6518;$$

У цьому випадку:

$$H_1 = H_2 = H_3 = H_4 = \frac{1}{4} \cdot H_0 = 0,4130;$$

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 2 \cdot R_0 = 1,6250.$$

Для базового режиму отримано такі результати:

$$W_{21} = W_{12} = 0,2062, \quad t_{21} = t_{12} = 81,6 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$W_{22} = W_{13} = 0,3401, \quad t_{22} = t_{13} = 115,1 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$W_{23} = W_{14} = 0,5115, \quad t_{23} = t_{14} = 157,9 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$W_{24} = W_{20} = 0,6384, \quad t_{24} = t_{20} = 189,6 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$W_{41} = 0,4587, \quad t_{41} = 144,7 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$W_{42} = 0,5039, \quad t_{42} = 156,0 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$W_{43} = W_{32} = 0,7214, \quad t_{43} = t_{32} = 210,4 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$W_{44} = W_{31} = 0,7938, \quad t_{44} = t_{31} = 228,4 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$W_{40} = \frac{1}{2} \cdot (W_{41} + W_{42}) = 0,4813, \quad t_{40} = \frac{1}{2} \cdot (t_{41} + t_{42}) = 150,3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$W_{ij} = \frac{t_{ij} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = f \{ P_{ij} \} \quad - \text{ узагальнена температура теплообмінника } j, \text{ за}$$

умови, що $i=1$ стосується входу повітря, $i=2$ – виходу повітря, аналогічно $i=3$ та $i=4$ – входу і виходу димових газів.

Зауважимо, що в схемі 1 (табл. 2.7) з перемішуванням теплоносіїв в міжходових каналах було розраховано:

$$\begin{aligned} U_{20} &= 0,6400, & t_{20} &= 190,0 \text{ }^{\circ}\text{C}, \\ U_{40} &= 0,4800, & t_{40} &= 150,0 \text{ }^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

Згідно розрахунків на основі формул, наведених в табл. 2.7 для схеми 1 температура повітря дещо вища (на $0,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$), а температура відхідних газів відповідно нижча (на $0,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$), ніж температура в аналогічних точках табл. 2.7 схеми 2.

Тобто у відношенні теплопередачі схема 2 (табл. 2.7) є менш ефективною, що зумовлено особливостями поля різниці температур. У цій схемі на границі, що розділяє ходи, існує істотне перекошення температури димових газів на вході у перший хід ($210,4 \div 228,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$), тоді як у схемі 1 (табл. 2.7) поле температур рівномірне ($219,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Перекошення температур орієнтоване таким чином, що димові гази з вищою температурою ($228,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$) поступають в зону повітря з найнижчою температурою ($130 \text{ }^{\circ}\text{C}$), а димові гази з нижчою температурою ($210,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$) – в зону вищої температури повітря ($115,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Подібне явище притаманне прямотечійним теплообмінникам.

Перемішування димових газів вирівнює їх температуру і віддаляє схему 1 (табл. 2.7) від властивостей прямотоку.

Порівняння з одноходовим повітропідігрівником

Прийmemo, що в одноходовому повітропідігрівнику значення R_0 та H_0 такі самі, як у розглянутих двоходових:

$$R = R_0 = 0,8125, \quad H = H_0 = 1,6518.$$

За рівнянням (табл. 2.2) отримуємо:

$$P_2 = 1 - \exp \left[\frac{1 - \exp(-R \cdot H)}{-R} \right] = 0,5971.$$

$$\text{Тоді } P_4 = 1 - R \cdot P_2 = 0,5149.$$

Відповідно:

$$t_2 = (1 - P_2) \cdot t_1 + P_2 \cdot t_3 = 179,3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_4 = (1 - P_4) \cdot t_1 + P_4 \cdot t_3 = 158,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Наведемо порівняння схем (табл. 2.7):

схема 1 двоходова з перемішуванням: $t_{20} = 190,0 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{40} = 150,0 \text{ } ^\circ\text{C}$,

схема 2 двоходова без перемішуванням: $t_{20} = 189,6 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{40} = 150,3 \text{ } ^\circ\text{C}$,

схема 3 одноходова: $t_{20} = 179,3 \text{ } ^\circ\text{C}$; $t_{40} = 158,7 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Вказане порівняння здійснене для умови, що для всіх трьох схем однаковими є $R_0 = 0,8125$ та $H_0 = 1,6518$.

Для забезпечення таких самих вихідних температур як у двоходовій схемі 2 (табл. 2.7), (тобто $t_{20} = 190,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ і $t_{40} = 150,0 \text{ } ^\circ\text{C}$) в одноходовому повітропідігрівнику повинно бути $H_0 = 2,1815$. Відповідно більшою повинна бути площа теплопередачі:

$$\frac{(F_0)_{\text{одн}}}{(F_0)_{\text{дво}}} = \frac{(H_0)_{\text{одн}}}{(H_0)_{\text{дво}}} = \frac{2,1815}{1,6518} = 1,321,$$

тобто на 32,1 % більшою.

У випадку однакових H_0 , одноходовим повітропідігрівником буде передано меншу теплову потужність:

$$\frac{Q_{\text{одн}}}{Q_{\text{дво}}} = \frac{(t_{30} - t_{40})_{\text{одн}}}{(t_{30} - t_{40})_{\text{дво}}} = \frac{280,0 - 158,7}{280,0 - 150,0} = 0,933,$$

тобто передавана потужність буде на 6,7 % меншою.

Вплив зміни площі теплопередачі

Зміна площі теплопередачі впливає на значення параметра H :

$$H_x = H \cdot \frac{F_x}{F}.$$

Відповідно змінюються значення параметрів P_2 і P_4 кожного теплообмінника, а також узагальнених параметрів системи теплообмінників – U_{ij} , W_{ij} .

Використовуючи рівняння табл. 2.5 і 2.6 розраховуємо залежності вказаних параметрів, а також температур від H , у діапазоні змін $H = 0 \div \infty$ [83].

Графічно вказані залежності зображені на рис. 2.3 та 2.4.

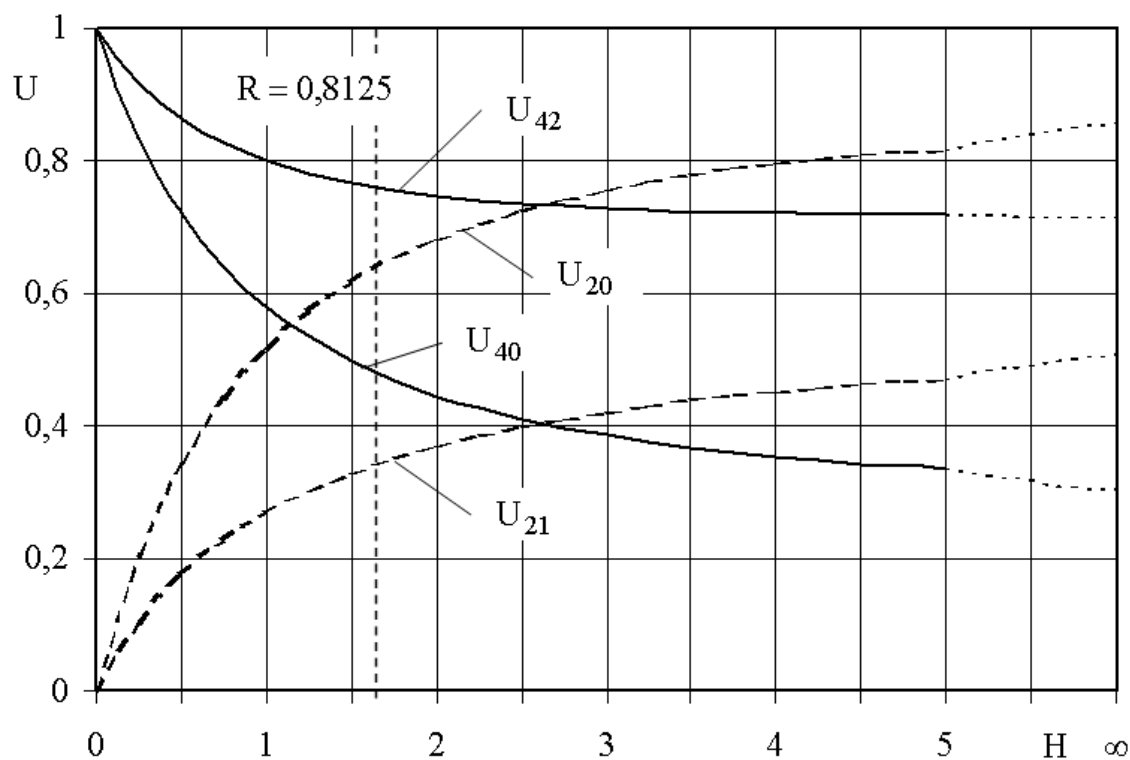


Рис. 2.5. Температурні характеристики двоходового теплообмінника схема 1 (табл. 2.7).

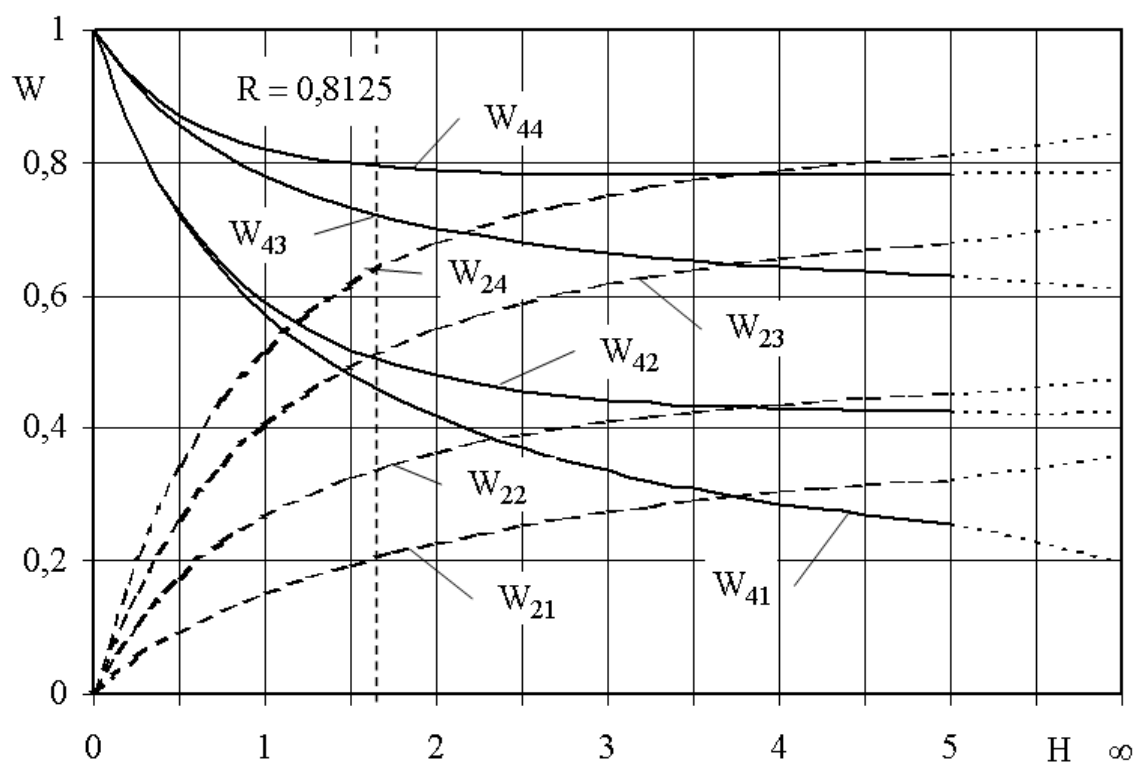


Рис. 2.6. Температурні характеристики двоходового теплообмінника схема 2 (табл. 2.7)

З наведених рисунків бачимо, що із збільшенням теплоперепуску N зростає різниця між температурними характеристиками теплообмінників.

У діапазоні $N = 0 \div 3$ зміна значень N впливає на характеристики істотно. При $N > 3$ цей вплив стає значно слабшим.

2.5.2. Особливості впливу конструктивних та режимних змін у двоступеневих теплообмінниках

Вище були розглянуті двоступеневі теплообмінники із зустрічним з'єднанням теплообмінників. Можливе також супутнє з'єднання теплообмінників і для такої підсистеми математична модель є відповідно іншою. Іншими є також режимні властивості цього теплообмінника.

Для прикладу покажемо деякі особливості двоступеневих теплообмінників. Варто звернути увагу на те, що при супутньому з'єднанні двох протитечійних теплообмінників збільшення площі теплопередачі спочатку збільшує передавану потужність. Досягнувши певного критичного значення площі її подальше збільшення приводить до зменшення передаваної потужності. Зумовлено це тим, що друга ступінь починає працювати охолодником.

В процесі режимних розрахунків різних теплоенергетичних систем та підсистем і їх елементів виявлено значну кількість властивостей, раніше мало досліджених. Істотним є те, що вказані розрахунки можуть виконуватись на основі відомих тільки режимних параметрів (зокрема температур), а об'єктні параметри (площа стінки, витрата теплоносіїв та ін.) можуть залишатися невідомими.

Нижче, для прикладу, розглянемо деякі температурні характеристики одиничних та двох сполучених теплообмінників.

Для початкового режиму роботи протитечійного теплообмінника відомі такі значення температури теплоносіїв ($^{\circ}\text{C}$):

$$t_1 = 30^{\circ}\text{C} ; t_3 = 330^{\circ}\text{C} ; t_2 = 270^{\circ}\text{C} ; t_4 = 150^{\circ}\text{C}.$$

Використовуючи методику, розглянуту вище, розрахуємо значення безрозмірних параметрів P_2 , P_4 , R_1 , H_1 .

Розрахований вплив зміни площі стінки теплопередачі від температури зображено на рис. 2.7. Аналогічно на температури впливає зміна коефіцієнту теплопередачі [96].

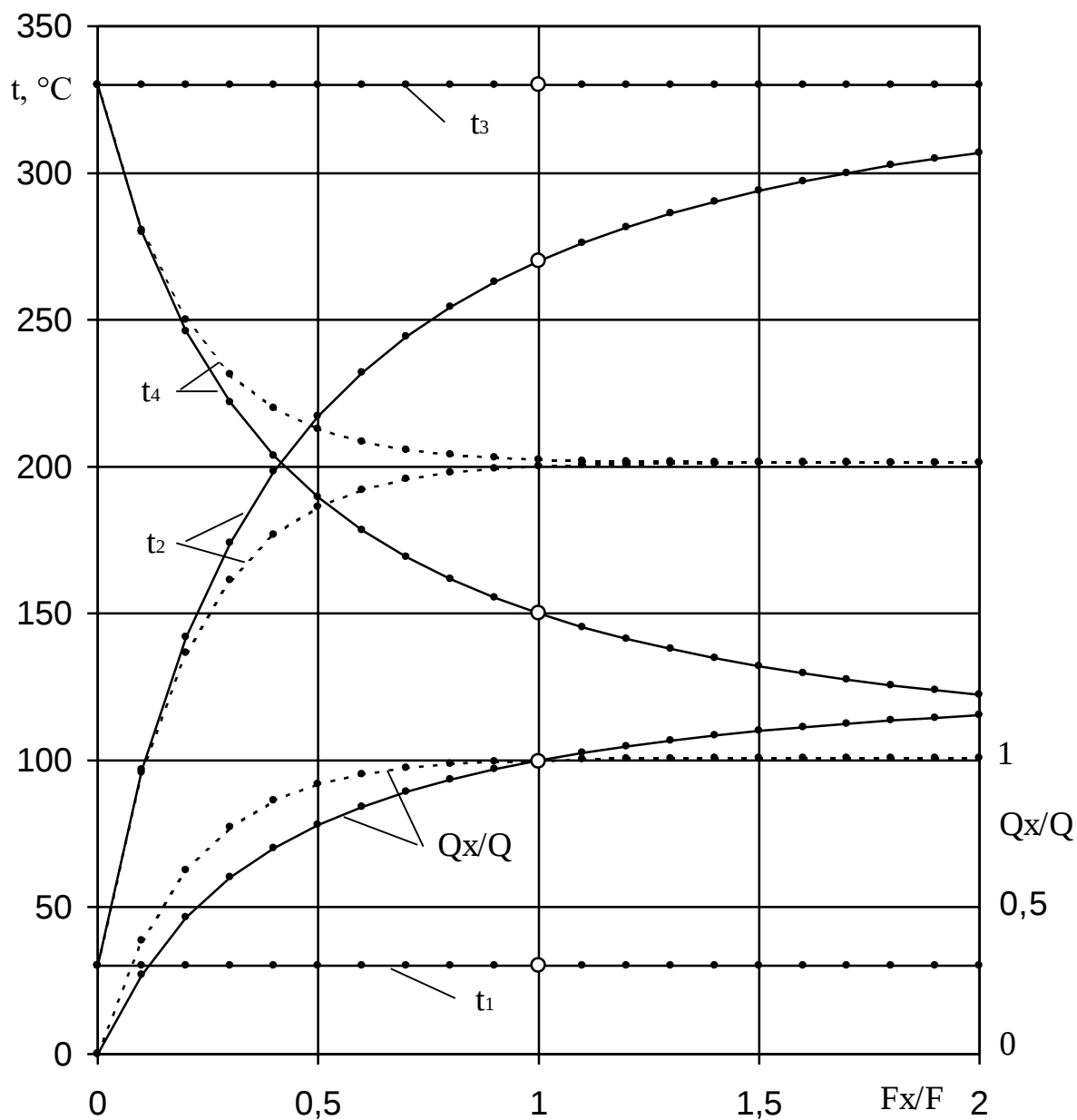


Рис. 2.7. Температурні і теплові характеристики теплообмінників:

————— - протитечійний теплообмінник;

----- - прямотечійний теплообмінник;

$$R_{\text{прот}} = R_{\text{прям}} = 0,750 = \text{const}; H_{\text{прот}} = H_{\text{прям}} = 2,773 \text{ при } Fx/F = 1$$

Якщо ж у початковому режимі роботи цього теплообмінника змінити рух теплоносіїв на прототечійний, то залежність температур від площі стінки стане істотно іншою (рис. 2.7).

Збільшення площі стінки теплопередачі, порівняно з початковою, у прототечійному теплообміннику істотно впливає на температуру теплоносіїв і передавану потужність, а в прототечійному теплообміннику – майже не впливає. Цю обставину можна використати, якщо, наприклад, потрібною є незначна залежність передаваної потужності від зміни забруднень стінки.

Поділивши розглянутий вище прототечійний теплообмінник на дві половини та з'єднавши їх супутно (див. рис. 2.8), отримуємо підсистему, характеристики якої мають екстремум. Спочатку збільшення площі стінки викликає зростання температур і передаваної потужності, а після досягнення максимуму вплив стінки стає протилежним. Друга ступінь починає працювати охолодником.

На рис. 2.9. і 2.10. зображені температурні характеристики трьох варіантів підсистем з двох теплообмінників. На рис. 2.10. параметр U є для підсистеми таким же безрозмірним параметром як P_2 для одиничного теплообмінника.

В двоступеневих теплообмінниках можуть бути не тільки різні схеми з'єднання ступенів, але також різні схеми руху теплоносіїв в теплообмінниках. Відповідно кожному варіанту будуть свої особливості режимних характеристик.

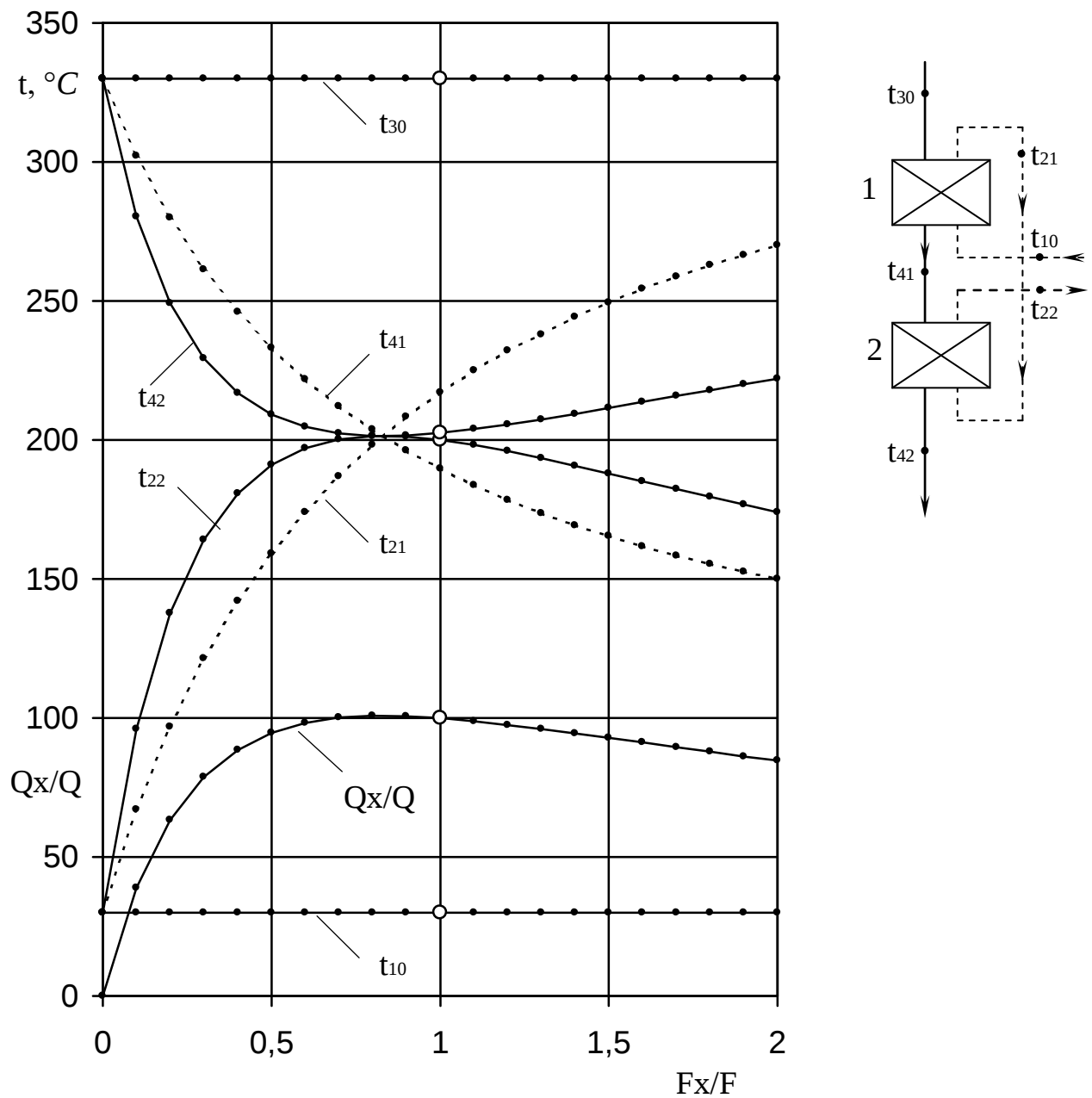


Рис. 2.8. Температурні і теплові характеристики двоступеневого теплообмінника із супутнім з'єднанням протитечійних ступенів

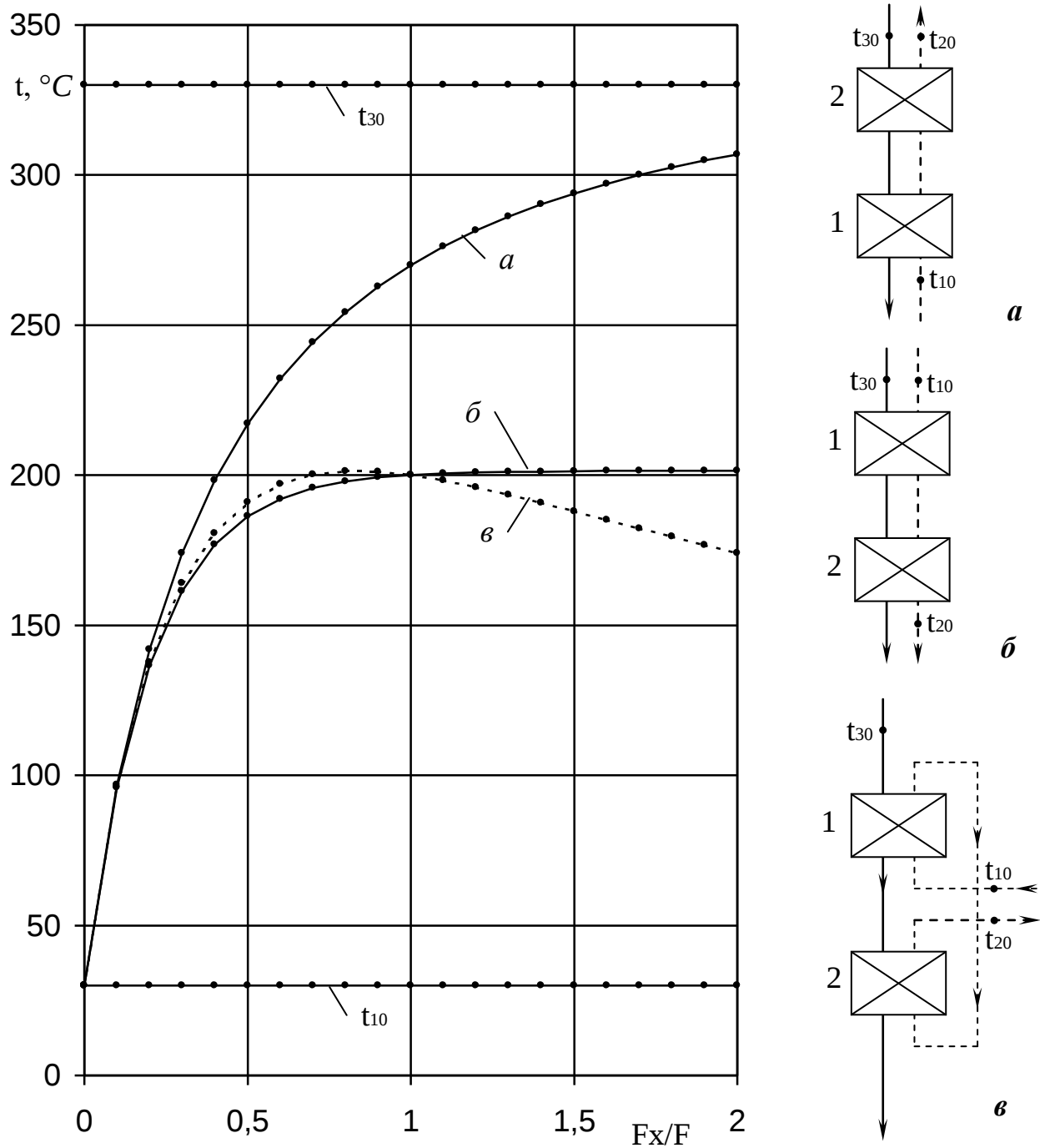


Рис. 2.9. Порівняння температурних характеристик двоступеневих теплообмінників з різними схемами з'єднання ступенів:

а – зустрічне з'єднання протитечійних ступенів;

б – супутне з'єднання прямотечійних ступенів;

в – супутне з'єднання протитечійних ступенів;

$R = 0,750 = \text{const}; H1 = H2; H1 + H2 = 2,773 \text{ при } F_x/F = 1$

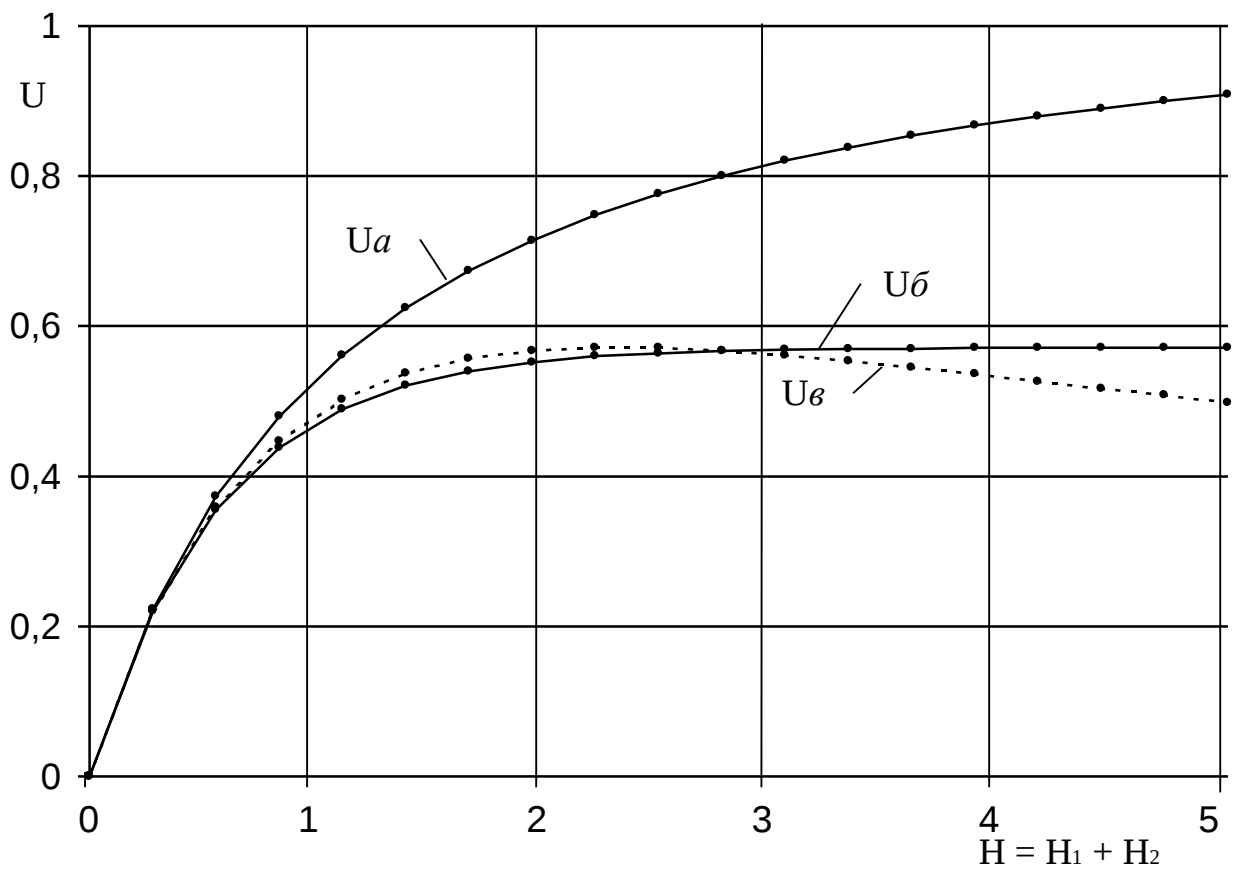
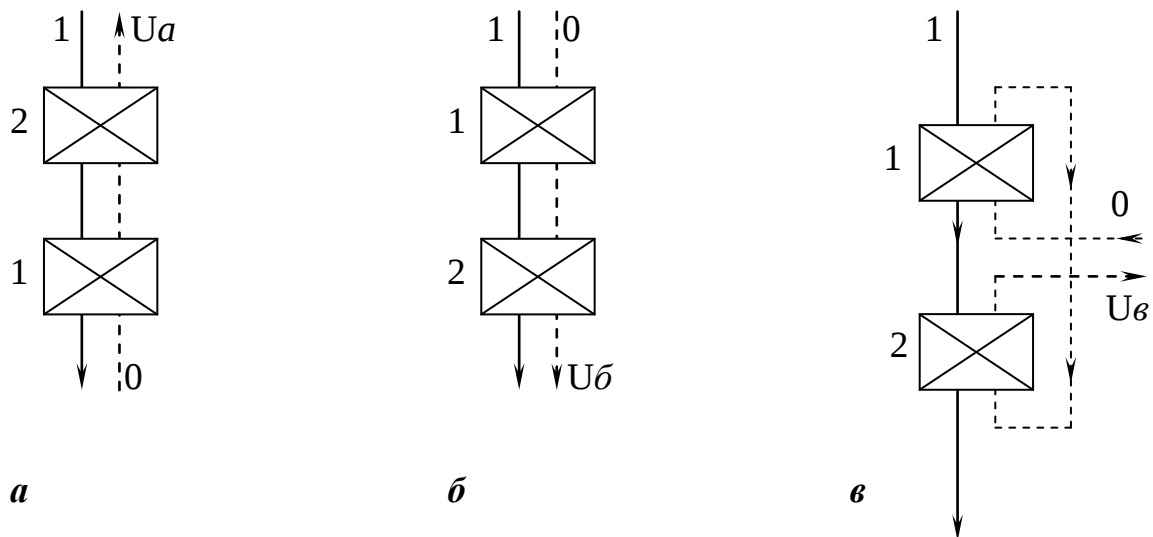


Рис. 2.10. Узагальнені температурні характеристики двоступеневих теплообмінників з різними схемами з'єднання ступенів при $R = 0,750$ та $H_1 = H_2$

2.6. Заміщення складних теплопередавальних систем режимно подібними

В конвективному теплообміннику у випадку збереження постійними значень об'єктних параметрів:

$$\{ k \cdot F, G_1 \cdot c_1, G_3 \cdot c_3 \} = \text{const}, \quad (2.89)$$

матимемо

$$H_1 = \frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} = \text{const}, \quad R_1 = \frac{G_1 \cdot c_1}{G_3 \cdot c_3} = \text{const}, \quad (2.90)$$

відповідно

$$P_2 = f_{P_2}(H_1, R_1) = \text{const}; \quad (2.91)$$

$$P_4 = f_{P_4}(H_1, R_1) = \text{const}. \quad (2.92)$$

У випадку зміни температури t_1 чи t_3 значення температури відповідно t_2 і t_4 зміняться таким чином, що значення параметрів P_2 і P_4 залишаться постійними.

Враховуючи, що

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 1 - P_2; \quad \frac{\Delta t_4}{\Delta t_1} = P_2; \quad (2.93)$$

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_3} = 1 - P_4; \quad \frac{\Delta t_4}{\Delta t_3} = P_4; \quad (2.94)$$

матимемо, що всі теплообмінники з однаковими значеннями відповідно P_2 і P_4 будуть однаково реагувати на зміни вхідних температур теплоносіїв, тобто вони будуть режимно подібними у відношенні реагування на зміни вхідних температур.

Якщо дотримується умова (2.89) то режимна властивість теплообмінника не змінюється [9, 97], а якщо кожна із вхідних і вихідних температур зміниться на величину “b”, або у “a” разів то:

$$P_2 = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{a \cdot (t_2 + b) - a \cdot (t_1 + b)}{a \cdot (t_3 + b) - a \cdot (t_1 + b)}$$

$$P_4 = \frac{t_4 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{a \cdot (t_4 + b) - a \cdot (t_1 + b)}{a \cdot (t_3 + b) - a \cdot (t_1 + b)}$$
(2.95)

У підсумку режимно подібними є довільні теплообмінники “А” і “В”, якщо

$$P_{2A} = P_{2B},$$

$$P_{4A} = P_{4B}.$$
(2.96)

Режимно подібними будуть також дві довільні підсистеми “С” і “D”, якщо

$$U_{2C} = U_{2D},$$

$$U_{4C} = U_{4D}.$$
(2.97)

Режимна подібність підсистем стосується тільки температур на зовнішніх зв'язках цих підсистем.

Режимно подібними можуть бути теплообмінник “А” і підсистема “D”, за умови

$$P_{2A} = U_{2D},$$

$$P_{4A} = U_{4D}.$$
(2.98)

Вказане стосується тільки тих підсистем, в яких є два зовнішні входи теплоносіїв і два зовнішні виходи. Структура підсистеми може бути довільною.

В структурній схемі системи можна здійснювати заміщення складної підсистеми режимно подібним теплообмінником, якщо в конкретній режимній задачі не існує потреба у визначенні температур в середині підсистеми.

Конкретний приклад заміщення складної підсистеми простішою розглянемо при аналізі конвективних теплопередавальних систем парових котлів ТЕС.

Розглянуте вище стосується режимної подібності тільки стосовно змін вхідних температур.

Режимна подібність у випадку змінах об'єктних параметрів потребує окремого розгляду.

Висновки до розділу 2

1. Для моделювання ТПС запропоновано елементи: генератор тепла (гаряче джерело енергії), тепловий двигун, навколишнє середовище (холодне джерело енергії), компресор, технологічний споживач тепла, теплообмінник, змішувач і дільник. Для вказаних елементів розроблено моделі елементів ТПС у формі температурної характеристики, які відображають термодинамічні процеси в енергоустановці.

2. Розроблено методичні основи побудови моделей теплопередавальних систем взаємозв'язаних теплообмінників, що відображають залежність вихідних температур теплоносіїв від вхідних температур теплоносіїв і об'єктних безрозмірних параметрів ТПС. Моделювання ТПС дає можливість враховувати нерівномірності поля температур в міжходових каналах та визначати значення температур на вході і виході кожного теплообмінника.

3. Показано, що температурні характеристики лінійної ТПС описуються рівняннями, які представляють лінійну залежність вихідних температур теплоносіїв від вхідних температур теплоносіїв.

4. Вдосконалено методику режимних розрахунків, яка дає можливість прогнозувати вплив зміни вхідних температур теплоносіїв на зміну їх вихідних температур, виявляти можливі удосконалення теплопередавальних систем, а також аналізувати роботу теплообмінників в режимах від мінімального до максимального навантаження.

РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СХЕМ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНВЕКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ ПАРОВИХ КОТЛІВ ТЕС

Для формування моделей теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву прийнято наступне:

1. Всі елементи пронумеровані в єдиній послідовності по всій системі. Індекс елемента складається з букви (індекс підсистеми) та цифри (номер елемента).
2. Індеси температур:
перша цифра:
“1” та “2” – вхід та вихід нагріваного теплоносія (елементу, підсистеми, системи);
“3” та “4” – те ж гріючого теплоносія (димових газів);
друга цифра “0” – загальний вхід чи вихід системи;
буква – індекс підсистеми;
кінцева цифра – номер елемента.
3. Прийнято, що всі теплообмінники – протитечійні.
4. Прийнято, що в межах кожної підсистеми питома теплоємність кожного теплоносія не змінюється.
5. Прийнято, що в каналах, які з’єднують елементи, температура теплоносія на вході і виході є однаковою.

3.1. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 енергоблока 300 МВт Ладизинської ТЕС

Вихідна інформація для конкретних режимних розрахунків надана Ладизинською ТЕС відповідно до господ. договору № 210/624 від 05.07.2006 року у формі схеми руху середовищ (теплоносіїв) в паровому котлі ТПП-312 (рис. 3.1.). На цій схемі вказані значення температур теплоносіїв.

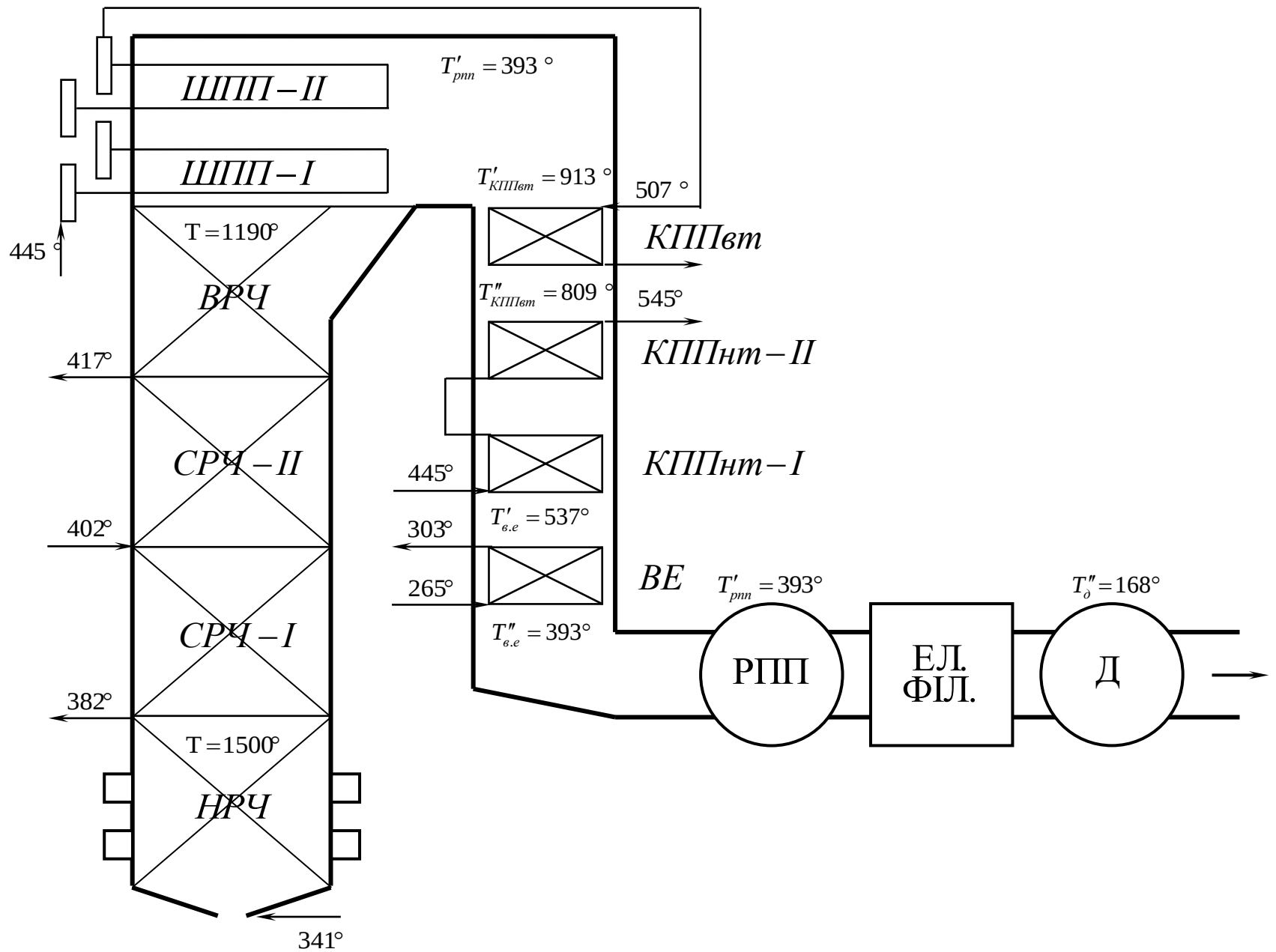


Рис. 3.1. Схема руху середовищ в паровому котлі ТПП-312 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі
 t – температура робочого середовища; T – температура димових газів

Для подальшого моделювання основну увагу зосереджено на сукупності конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312, яка охоплює повітропідігрівник, водяний економайзер та проміжний пароперегрівник. Ця сукупність розглядається як конвективна теплопередавальна система парового котла ТПП-312.

Із застосуванням прийнятої в даній роботі системи позначень елементів та форми зображень схем теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 показана на рис. 3.2а, а з нанесенням номерів елементів та позначень температур теплоносіїв – на рис. 3.2б.

Наведемо такі пояснення до схем для парового котла ТПП-312 (рис. 3.2):

1. Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 містить три підсистеми:

- повітропідігрівник (A1), який охоплює лише один теплообмінник (PIII);
- водяний економайзер (B2), який також охоплює лише один теплообмінник (BE);
- проміжний пароперегрівник (C3, C4), який охоплює два теплообмінники (KIII), один дільник (C5) та один змішувач (C6) потоків.

Проміжний пароперегрівник містить також внутрішній потік – обвід пари, як режимний чинник.

2. Прийнято, що у номінальному режимі, для якого надана початкова інформація, обвід пари в проміжному пароперегрівнику відключений.
3. Прийнято, що у номінальному режимі передавана теплова потужність в теплообмінниках C3 і C4, є однаковою.

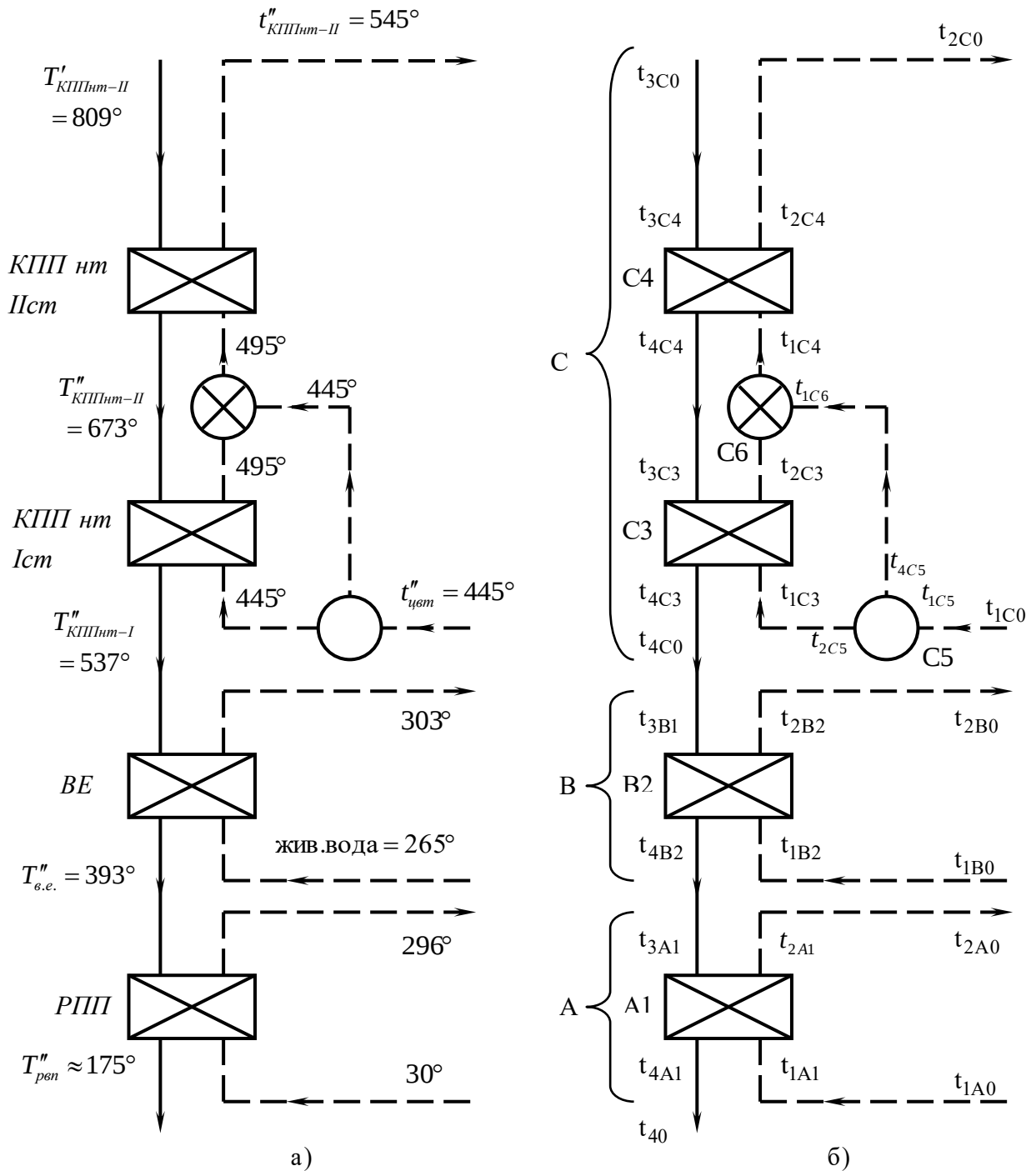


Рис. 3.2. Структурна схема конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі:

а) – первинна початкова інформація, отримана від Ладизжинської ТЕС; б) – позначення елементів, підсистем та температур при моделюванні.

A – повітропідігрівник; B – водяний економайзер; C – проміжний пароперегрівник.

Цифрами вказані порядкові номери елементів системи

Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 складається з трьох основних підсистем:

- повітропідігрівника (підсистема А);
- водяного економайзера (підсистема В);
- проміжного пароперегрівника (підсистема С).

Особливість системи є те, що через кожен підсистему послідовно проходить один і той же гріючий теплоносіє (димові гази). Нагрівані теплоносії у всіх підсистемах є різні (повітря, вода, пара).

Всі підсистеми є двопотоковими (в кожній з них є по два входи і два виходи теплоносіїв).

Якщо режимна задача спрямована тільки на визначення взаємозв'язків, взаємовпливу підсистем без аналізу внутрішніх змін в підсистемах, то кожна підсистема може бути замінена режимно подібним теплообмінником. У такого теплообмінника значення вхідних і вихідних температур теплоносіїв повинні бути такими ж, як і у відповідних входах і виходах в підсистему.

У підсумку схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 набуває вигляду, зображеному на рис. 3.3. Це своєрідний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С.

Ця система є чотирьопотоковою – з чотирма входами потоків і відповідно з чотирма їх виходами. Система розглядається як автономна – всі вхідні потоки є незалежними.

Фактично ж зміни температури повітря, води і пари дещо впливають на температуру газів у паливні, яка, в свою чергу, впливає на температуру газів на вході в систему (t_{3C}). Аналіз показав, що цей вплив є незначним і в більшості практичних задач його можна не враховувати [98].

В даній роботі теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 розглядається саме як автономна, розімкнута, багатопотокова система. Схема теплопередавальної системи, яка виділяє зв'язки між підсистемами показана на рис. 3.3.

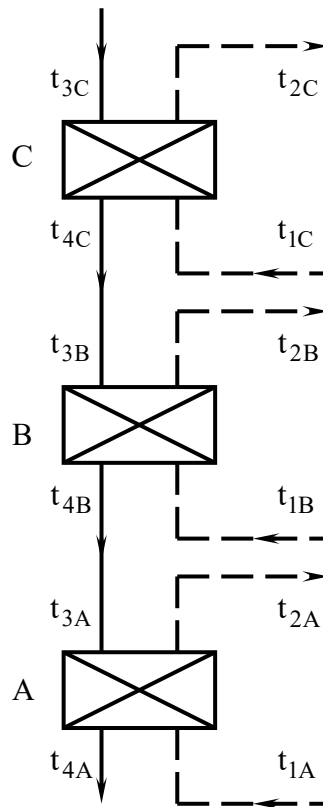


Рис. 3.3. Схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312:

A – повітропідігрівник; B – водяний економайзер; C – проміжний пароперегрівник

Інформація про стан підсистеми та зміни режимних та об'єктних параметрів у ній передається іншим підсистемам тільки значеннями вихідних температур чи їх змінами.

З схеми ТПС видно, що зміни режимних та об'єктних параметрів у повітропідігрівнику впливають тільки на його вихідні температури. На водяний економайзер та проміжний пароперегрівник вони не впливають.

Зміни режимних та об'єктних параметрів у водяному економайзері впливають як на його вихідні температури, так і на температури у повітропідігрівнику. На проміжний пароперегрівник вони не впливають.

Зміна режимних та об'єктних параметрів у проміжному пароперегрівнику впливають як на його вихідні температури, так і на температури у водяному економайзері та повітропідігрівнику, тобто впливають на всі підсистеми.

Формування моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-312 для початкового стану представимо у вигляді:

Рівняння елементів:

$$t_{2N} = (1 - W_{2N}) \cdot t_{1N} + W_{2N} \cdot t_{3N}; \quad t_{4N} = (1 - W_{4N}) \cdot t_{1N} + W_{4N} \cdot t_{3N}; \quad N \in \{ A, B, C \}.$$

Рівняння з'єднань:

$$t_{3B} = t_{4C}; \quad t_{3A} = t_{4B}.$$

Узагальнені параметри елементів:

$$W_{2N} = \frac{t_{2N} - t_{1N}}{t_{3N} - t_{1N}}; \quad W_{4N} = \frac{t_{4N} - t_{1N}}{t_{3N} - t_{1N}}. \quad (3.1)$$

Підсумковий вигляд моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312:

$$t_{iN} = K_{iN1A} \cdot t_{1A} + K_{iN1B} \cdot t_{1B} + K_{iN1C} \cdot t_{1C} + K_{iN3C} \cdot t_{3C}, \quad (3.2)$$

$$\Delta t_{iN} = K_{iN1A} \cdot \Delta t_{1A} + K_{iN1B} \cdot \Delta t_{1B} + K_{iN1C} \cdot \Delta t_{1C} + K_{iN3C} \cdot \Delta t_{3C}, \quad (3.3)$$

де i – індекс вихідного потоку (“2”, “4”); N – назва підсистеми (A, B, C);

$1A$ – індекс вхідного потоку “1” підсистеми A; $1B$; $1C$; $3C$ – те ж потоків “1” і “3” підсистем B і C.

Приведені залежності для розрахунку режимних коефіцієнтів. Значення цих коефіцієнтів залежать тільки від об'єктних параметрів.

При перевірці результатів доцільно враховувати, що

$$K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN1C} + K_{iN3C} = 1,0.$$

Модель ТПС конвективних поверхонь нагріву (рис. 3.3.) для парового котла ТПП-312 представимо у наступному вигляді:

Формування моделі проміжного пароперегрівника(підсистема C):

$$t_{2C} = (1 - W_{2C}) \cdot t_{1C} + W_{2C} \cdot t_{3C};$$

$$t_{4C} = (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot t_{3C} = t_{3B}.$$

Формування моделі водяного економайзера (підсистема B):

$$t_{2B} = (1 - W_{2B}) \cdot t_{1B} + W_{2B} \cdot t_{3B} =$$

$$= (1 - W_{2B}) \cdot t_{1B} + W_{2B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{2B} \cdot W_{4C} \cdot t_{3C};$$

$$t_{4B} = (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot t_{3B} =$$

$$= (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot t_{3C} = t_{3A}.$$

Формування моделі повітропідігрівника (підсистема А):

$$\begin{aligned}
 t_{2A} &= (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot t_{3A} = \\
 &= (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot t_{3C}; \\
 t_{4A} &= (1 - W_{4A}) \cdot t_{1A} + W_{4A} \cdot t_{3A} = \\
 &= (1 - W_{4A}) \cdot t_{1A} + W_{4A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot t_{3C}.
 \end{aligned}$$

Узагальнений вигляд моделі теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312:

$$\begin{aligned}
 t_{2N} &= K_{2N1A} \cdot t_{1A} + K_{2N1B} \cdot t_{1B} + K_{2N1C} \cdot t_{1C} + K_{2N3C} \cdot t_{3C}; \\
 t_{4N} &= K_{4N1A} \cdot t_{1A} + K_{4N1B} \cdot t_{1B} + K_{4N1C} \cdot t_{1C} + K_{4N3C} \cdot t_{3C}; \\
 K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN1C} + K_{iN3C} &= 1,0.
 \end{aligned}$$

Залежності режимних коефіцієнтів K_{iN} моделі теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 зведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Режимні коефіцієнти K_{iN} моделі теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312

t_{iN}	K_{iN1A}	K_{iN1B}	K_{iN1C}	K_{iN3C}
t_{2C}	0	0	$1 - W_{2C}$	W_{2C}
t_{4C}	0	0	$1 - W_{4C}$	W_{4C}
t_{2B}	0	$1 - W_{2B}$	$W_{2B} \cdot (1 - W_{4C})$	$W_{2B} \cdot W_{4C}$
t_{4B}	0	$1 - W_{4B}$	$W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})$	$W_{4B} \cdot W_{4C}$
t_{2A}	$1 - W_{2A}$	$W_{2A} \cdot (1 - W_{4B})$	$W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})$	$W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C}$
t_{4A}	$1 - W_{4A}$	$W_{4A} \cdot (1 - W_{4B})$	$W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})$	$W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C}$

3.2. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А енергоблока 300 МВт Трипільської ТЕС

Вихідна інформація для конкретних режимних розрахунків надана Трипільською ТЕС (Додаток А1) у формі схем руху середовищ (теплоносіїв) в паровому котлі ТПП-210А (рис.3.4). На цій схемі вказані значення температур теплоносіїв.

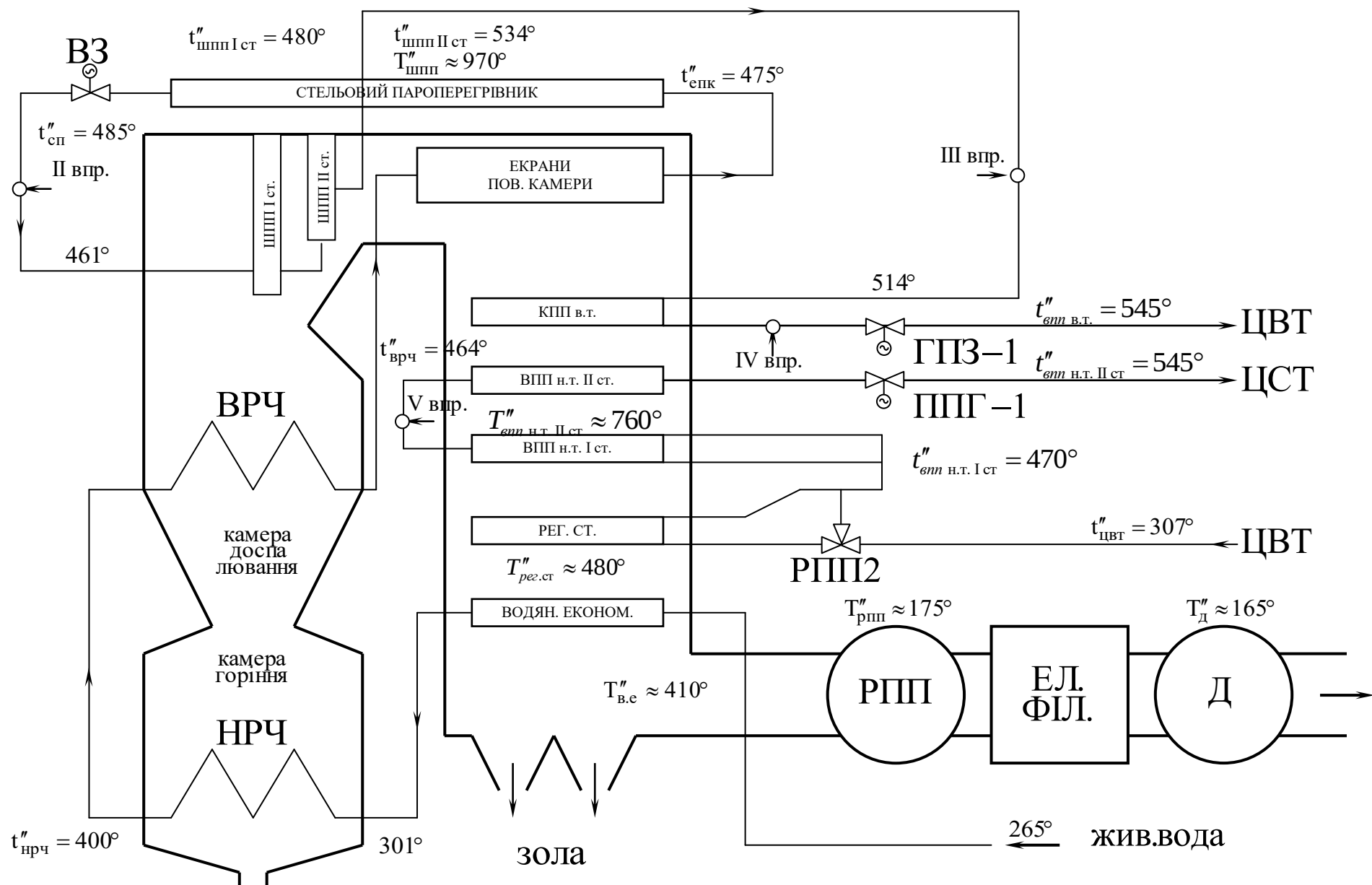


Рис. 3.4. Схема руху середовищ в паровому котлі ТПП-210А із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі

t – температура робочого середовища; T – температура димових газів

Для подальшого моделювання основну увагу зосереджено на сукупності конвективних поверхонь нагріву парового котла, яка охоплює повітропідігрівник, водяний економайзер та проміжний пароперегрівник. Ця сукупність розглядається як конвективна теплопередавальна система парового котла ТПП-210А.

Із застосуванням прийнятої в роботі системи позначень елементів та форми зображень схем теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А показана на рис. 3.5а, а з нанесенням номерів елементів та позначень температур теплоносіїв – на рис. 3.5б.

Наведемо такі пояснення до схем для парового котла ТПП-210А (рис. 3.5):

1. Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А містить три підсистеми:

- повітропідігрівник (А1), який охоплює лише один теплообмінник (РПП);
- водяний економайзер (В2), який також охоплює лише один теплообмінник (ВЕ);
- проміжний пароперегрівник (С3, С4, С5), який охоплює три теплообмінники, один дільнийник (С6) та два змішувачі (С7, С8) потоків (ВПП).

У зв'язку з відсутністю в наданій інформації параметрів впорскуючого пароохолодника, відповідний змішувач потоків (С8), для спрощення розрахунків, замінений споживачем тепла (рис. 3.5б, елемент С8).

Проміжний пароперегрівник містить також внутрішній потік – обвід пари, як режимний чинник.

2. Прийнято, що у номінальному режимі, для якого надана початкова інформація, обвід пари та пароохолодник в проміжному пароперегрівнику відключені.
3. Прийнято, що у номінальному режимі передавана теплова потужність в теплообмінниках С3, С4 і С5 є однаковою.

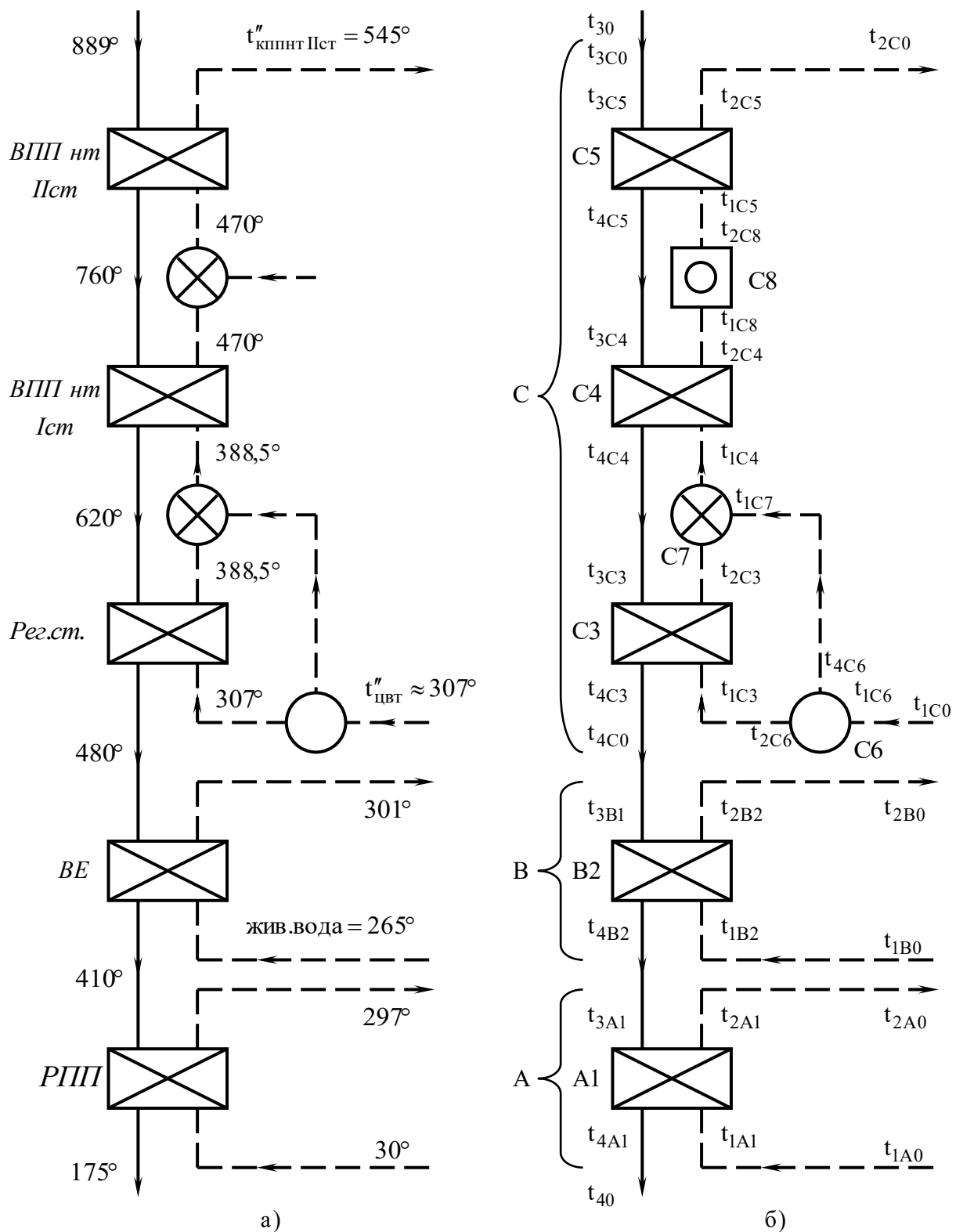


Рис. 3.5. Структурна схема конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі:

а) – первинна початкова інформація, отримана від Трипільської ТЕС (Додаток А1);

б) – позначення елементів, підсистем та температур (°С) при моделюванні.

А – повітропідігрівник; В – водяний економайзер;

С – проміжний пароперегрівник; С8 – пароохолодник.

Цифрами вказані порядкові номери елементів системи

Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А складається з трьох основних підсистем:

- повітропідігрівника (підсистема А);
- водяного економайзера (підсистема В);
- проміжного пароперегрівника (підсистема С).

Особливість системи є те, що через кожен підсистему послідовно проходить один і той же гріючий теплоносіє (димові гази). Нагрівані теплоносії у всіх підсистемах є різні (повітря, вода, пара).

Всі підсистеми є двопотоковими (в кожній з них є по два входи і два виходи теплоносіїв).

Якщо режимна задача спрямована тільки на визначення взаємозв'язків, взаємовпливу підсистем без аналізу внутрішніх змін в підсистемах, то кожна підсистема може бути замінена режимно подібним теплообмінником. У такого теплообмінника значення вхідних і вихідних температур теплоносіїв повинні бути такими ж, як і у відповідних входах і виходах в підсистему.

У підсумку схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А набуває вигляду, зображеному на рис. 3.3. Це своєрідний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С.

Ця система є чотирьопотоковою – з чотирма входами потоків і відповідно з чотирма їх виходами. Система розглядається як автономна – всі вхідні потоки є незалежними.

Фактично ж зміни температури повітря, води і пари дещо впливають на температуру газів у паливні, яка, в свою чергу, впливає на температуру газів на вході в систему (t_{3C}). Аналіз показав, що цей вплив є незначним і в більшості практичних задач його можна не враховувати [98].

В даній роботі теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А розглядається саме як автономна, розімкнута, багатопотокова система. Схема теплопередавальної системи, яка виділяє зв'язки між підсистемами показана на рис. 3.3.

Формування моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А для початкового стану буде аналогічним до формування моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312.

Отже, узагальнені параметри елементів матимуть вигляд як рівняння (3.1).

Підсумковий вигляд моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А матиме вигляд рівняння (3.2) та (3.3).

Аналогічно, як для парового котла ТПП-312 буде виконано формування моделі проміжного пароперегрівника, водяного економайзера, повітропідігрівника.

В результаті, аналогічним буде також узагальнений вигляд моделі ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А і режимні коефіцієнти моделі.

Основні результати моделювання ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А представлено в [99].

3.3. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 енергоблока 200 МВт Буриштинської ТЕС

Вихідна інформація для конкретних режимних розрахунків надана Буриштинською ТЕС (Додаток А2) у формі значень температур середовищ (теплоносіїв) на вході і на виході з поверхонь нагріву в паровому котлі ТП-100.

Для подальшого моделювання основну увагу зосереджено на сукупності конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100, яка охоплює повітропідігрівник, водяний економайзер, конвективний та проміжний пароперегрівник. Ця сукупність розглядається як конвективна теплопередавальна система парового котла ТП-100.

Із застосуванням прийнятої в даній роботі системи позначень елементів та форми зображень схем теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 показана на рис. 3.6.а, а з нанесенням номерів елементів та позначень температур теплоносіїв – на рис. 3.6.б.

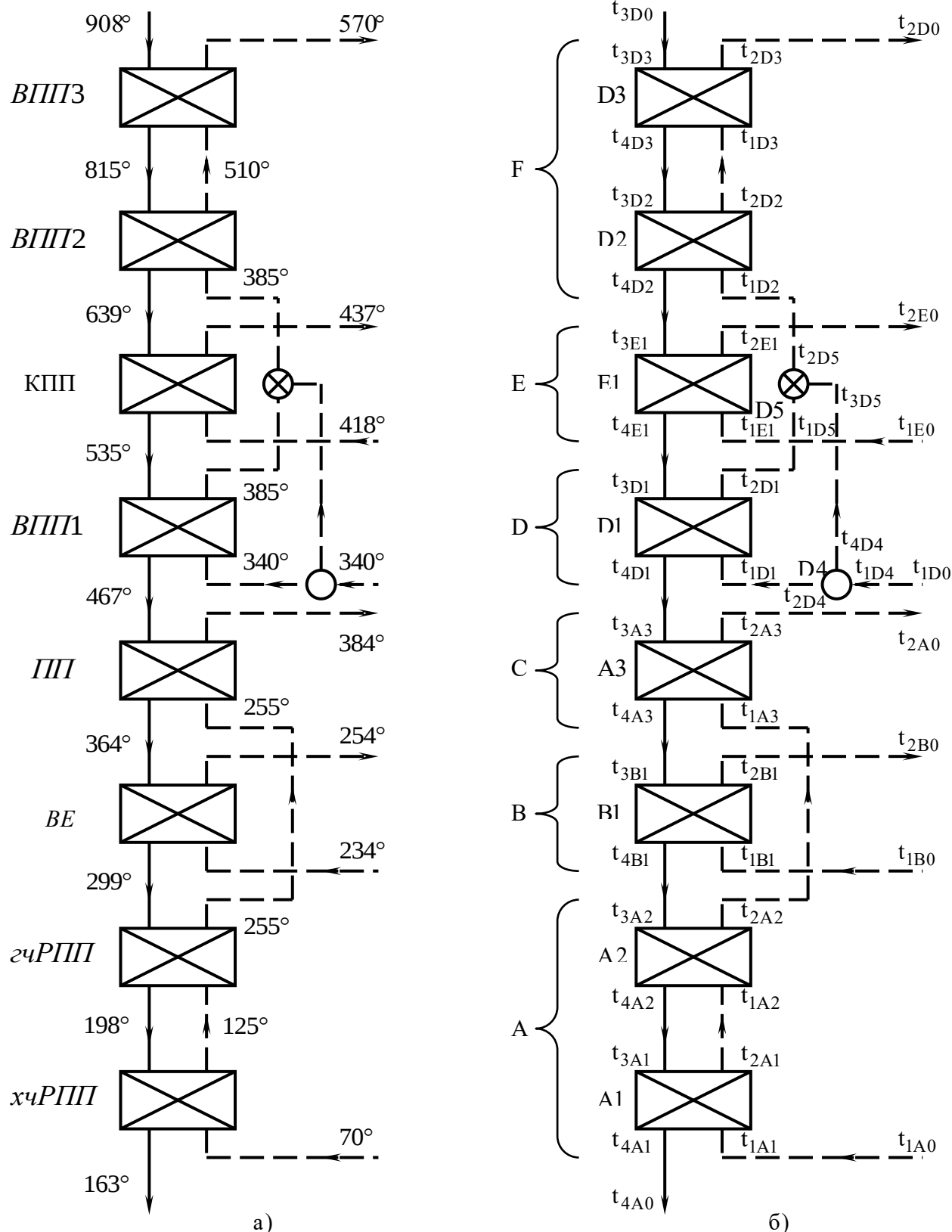


Рис. 3.6. Структурна схема конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі :

а) – первинна початкова інформація, отримана від Буришинської ТЕС (Додаток А2);

б) – позначення елементів, підсистем та температур (°C) при моделюванні.

А – повітропідігрівник; В – водяний економайзер; С – повітропідігрівник; D – проміжний пароперегрівник; Е – первинний пароперегрівник; F – проміжний пароперегрівник

Цифрами вказані порядкові номери елементів системи

Наведемо такі пояснення до схем для парового котла ТП-100 (рис. 3.6):

1. Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 містить шість підсистем:

- повітропідігрівник (A1, A2), який охоплює два теплообмінники (РПП);
- водяний економайзер (B1), який охоплює лише один теплообмінник (BE);
- повітропідігрівник (A3), який охоплює лише один теплообмінник (ПП);
- проміжний пароперегрівник (D1), який охоплює лише один теплообмінник (ВПП), один дільник (D4) та один змішувач (D5) потоків;
- первинний пароперегрівник (E1), який охоплює лише один теплообмінник (КПП);
- проміжний пароперегрівник (D2, D3) який охоплює два теплообмінники (ВПП).

Проміжний пароперегрівник містить також внутрішній потік – обвід пари, як режимний чинник.

2. Прийнято, що у номінальному режимі, для якого надана початкова інформація, обвід пари в проміжному пароперегрівнику відключений.

3. Прийнято, що у номінальному режимі передавана теплова потужність в теплообмінниках A1 і A2, D2 і D3; є однаковою.

Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 складається з шести основних підсистем:

- повітропідігрівник (підсистема A);
- водяний економайзер (підсистема B);
- повітропідігрівник (підсистема C);
- проміжний пароперегрівник (підсистема D);
- первинний пароперегрівник (підсистема E);
- проміжний пароперегрівник (підсистема F).

Особливість системи є те, що через кожну підсистему послідовно проходить один і той же гріючий теплоносіє (димові газы). Нагрівані теплоносії у всіх підсистемах є різні (повітря, вода, пара).

Всі підсистеми є двопотоковими (в кожній з них є по два входи і два виходи теплоносіїв).

Якщо режимна задача спрямована тільки на визначення взаємозв'язків, взаємовпливу підсистем без аналізу внутрішніх змін в підсистемах, то кожна підсистема може бути замінена режимно подібним теплообмінником. У такого теплообмінника значення вхідних і вихідних температур теплоносіїв повинні бути такими ж, як і у відповідних входах і виходах в підсистему.

У підсумку схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 набуває вигляду, зображеному на рис. 3.9. Це своєрідний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С, D, Е, F.

Ця система є п'ятипотоковою – з п'ятьма входами потоків і відповідно з п'ятьма їх виходами. Система розглядається як автономна – всі вхідні потоки є незалежними.

Фактично ж зміни температури повітря, води і пари дещо впливають на температуру газів у паливні, яка, в свою чергу, впливає на температуру газів на вході в систему ($t_{зф}$). Аналіз показав, що цей вплив є незначним і в більшості практичних задач його можна не враховувати [98].

В даній роботі теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 розглядається саме як автономна, розімкнута, багатопотокова система. Можна розглядати також окремо схему повітропідігрівника та водяного економайзера, що показана на рис. 3.7 та схему проміжного та конвективного пароперегрівника, що показана на рис. 3.8. А також схему ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100, яка виділяє зв'язки між підсистемами та показана на рис. 3.9.

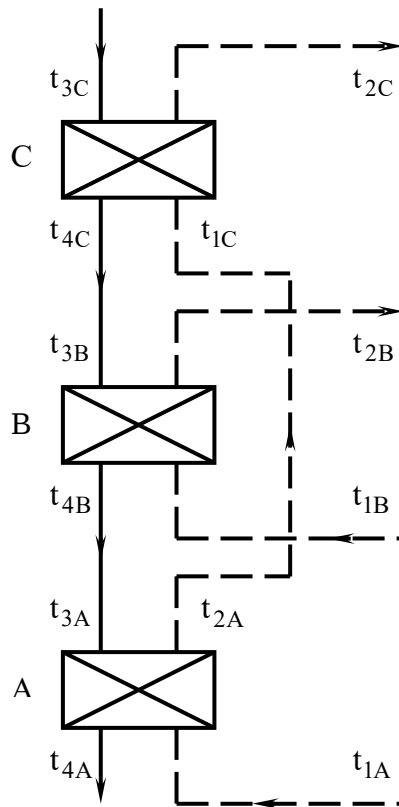


Рис. 3.7. Схема повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100:

A – повітропідігрівник; B – водяний економайзер; C – повітропідігрівник

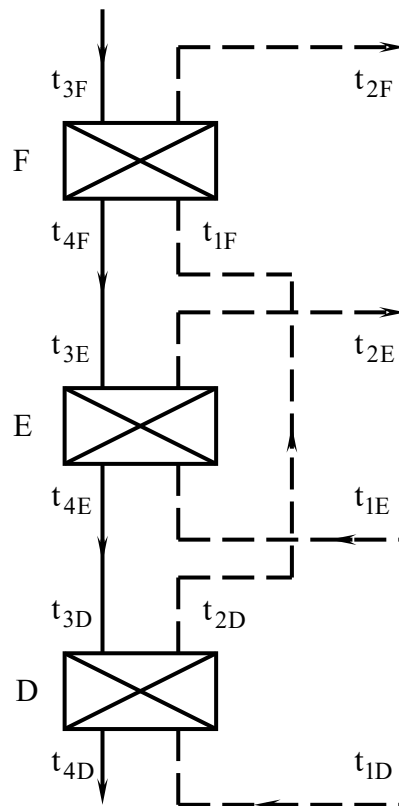


Рис. 3.8. Схема проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100:

*D – проміжний пароперегрівник; E – конвективний пароперегрівник;
C – проміжний пароперегрівник*

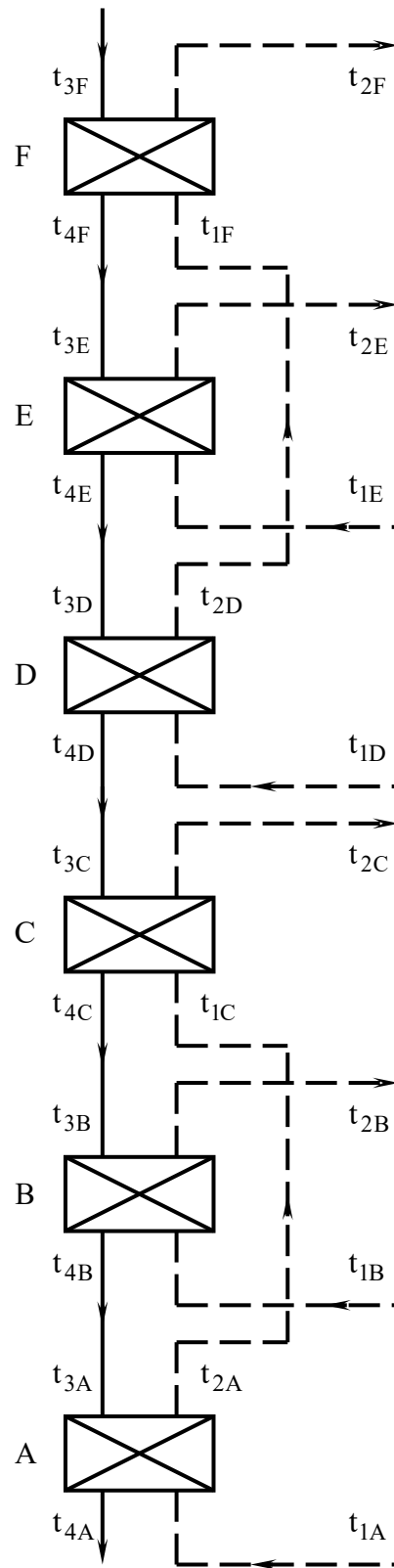


Рис. 3.9. Схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100

Інформація про стан підсистеми та зміни режимних та об'єктних параметрів у ній передається іншим підсистемам тільки значеннями вихідних температур чи їх змінами.

З схеми ТПС видно, що зміни режимних та об'єктних параметрів у повітропідігрівнику впливають тільки на його вихідні температури та на водяний економайзер, а на проміжний та конвективний пароперегрівник вони не впливають.

Зміни режимних та об'єктних параметрів у водяному економайзері впливають як на його вихідні температури, так і на температури в повітропідігрівнику. На проміжний та конвективний пароперегрівник вони не впливають.

Зміна режимних та об'єктних параметрів у проміжному та конвективному пароперегрівнику впливають на всі підсистеми.

Формування моделі схеми повітропідігрівника та водяного економайзера, проміжного та конвективного пароперегрівника та схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 для початкового стану представимо у вигляді:

Рівняння елементів:

$$t_{2N} = (1 - W_{2N}) \cdot t_{1N} + W_{2N} \cdot t_{3N}; \quad t_{4N} = (1 - W_{4N}) \cdot t_{1N} + W_{4N} \cdot t_{3N}; \quad N \in \{ A, B, C \}.$$

Рівняння з'єднань:

$$t_{3B} = t_{4C}; \quad t_{1C} = t_{2A}; \quad t_{3A} = t_{4B}; \quad t_{3E} = t_{4F}; \quad t_{3D} = t_{4E}; \quad t_{1F} = t_{2D}.$$

Узагальнені параметри елементів:

$$W_{2N} = \frac{t_{2N} - t_{1N}}{t_{3N} - t_{1N}}; \quad W_{4N} = \frac{t_{4N} - t_{1N}}{t_{3N} - t_{1N}}.$$

Підсумковий вигляд моделі схеми повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100:

$$t_{iN} = K_{iN1A} \cdot t_{1A} + K_{iN1B} \cdot t_{1B} + K_{iN3C} \cdot t_{3C}, \quad (3.4)$$

$$\Delta t_{iN} = K_{iN1A} \cdot \Delta t_{1A} + K_{iN1B} \cdot \Delta t_{1B} + K_{iN3C} \cdot \Delta t_{3C}, \quad (3.5)$$

де i – індекс вихідного потоку (“2”, “4”); N – назва підсистеми (A, B, C);

1A – індекс вхідного потоку “1” підсистеми A; 1B; 3C – те ж потоків “1” і “3” підсистем B і C.

Приведені залежності для розрахунку режимних коефіцієнтів. Значення цих коефіцієнтів залежать тільки від об’єктних параметрів.

При перевірці результатів доцільно враховувати, що

$$K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN3C} = 1,0.$$

Підсумковий вигляд моделі схеми проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100:

$$t_{iN} = K_{iN1D} \cdot t_{1D} + K_{iN1E} \cdot t_{1E} + K_{iN3F} \cdot t_{3F}, \quad (3.6)$$

$$\Delta t_{iN} = K_{iN1D} \cdot \Delta t_{1D} + K_{iN1E} \cdot \Delta t_{1E} + K_{iN3F} \cdot \Delta t_{3F}, \quad (3.7)$$

де i – індекс вихідного потоку (“2”, “4”); N – назва підсистеми (D, E, F);

1D – індекс вхідного потоку “1” підсистеми D; 1E; 3F – те ж потоків “1” і “3” підсистем E і F.

Приведені залежності для розрахунку режимних коефіцієнтів. Значення цих коефіцієнтів залежать тільки від об’єктних параметрів.

При перевірці результатів доцільно враховувати, що

$$K_{iN1D} + K_{iN1E} + K_{iN3F} = 1,0.$$

Підсумковий вигляд моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100:

$$t_{iN} = K_{iN1A} \cdot t_{1A} + K_{iN1B} \cdot t_{1B} + K_{iN1D} \cdot t_{1D} + K_{iN1E} \cdot t_{1E} + K_{iN3F} \cdot t_{3F}, \quad (3.8)$$

$$\Delta t_{iN} = K_{iN1A} \cdot \Delta t_{1A} + K_{iN1B} \cdot \Delta t_{1B} + K_{iN1D} \cdot \Delta t_{1D} + K_{iN1E} \cdot \Delta t_{1E} + K_{iN3F} \cdot \Delta t_{3F}, \quad (3.9)$$

де i – індекс вихідного потоку (“2”, “4”); N – назва підсистеми (A, B, C, D, E, F);

1A – індекс вхідного потоку “1” підсистеми A; 1B; 1D; 1E; 3F – те ж потоків “1” і “3” підсистем B, C, D, E і F.

Приведені залежності для розрахунку режимних коефіцієнтів. Значення цих коефіцієнтів залежать тільки від об’єктних параметрів.

При перевірці результатів доцільно враховувати, що

$$K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN1D} + K_{iN1E} + K_{iN3F} = 1,0.$$

Модель схеми повітропідігрівника та водяного економайзера (рис. 3.7.)
для парового котла ТП-100 представимо у наступному вигляді:

Формування моделі повітропідігрівника (підсистема С):

$$\begin{aligned}
 t_{2C} &= (1 - W_{2C}) \cdot t_{1C} + W_{2C} \cdot t_{3C} = (1 - W_{2C}) \cdot t_{2A} + W_{2C} \cdot t_{3C} = \\
 &= \frac{(1 - W_{2C}) \cdot (1 - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \frac{W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot (1 - W_{2C})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
 &+ \frac{W_{2C} + W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (W_{4C} - W_{2C})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3C}; \\
 t_{4C} &= (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot t_{3C} = (1 - W_{4C}) \cdot \\
 &\cdot \left\{ (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot \left[(1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot t_{4C} \right] \right\} + W_{4C} \cdot t_{3C} \\
 &= \frac{(1 - W_{4C}) \cdot (1 - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \frac{W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot (1 - W_{4C})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
 &+ \frac{W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3C} = t_{3B}.
 \end{aligned}$$

Формування моделі водяного економайзера (підсистема В):

$$\begin{aligned}
 t_{2B} &= (1 - W_{2B}) \cdot t_{1B} + W_{2B} \cdot t_{3B} = (1 - W_{2B}) \cdot t_{1B} + W_{2B} \cdot t_{4C} = \\
 &= \frac{W_{2B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (1 - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \frac{(1 - W_{2B}) + W_{2A} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (W_{2B} - W_{4B})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
 &+ \frac{W_{2B} \cdot W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3C}; \\
 t_{4B} &= (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot t_{3B} = (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot t_{4C} = \\
 &= \frac{W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (1 - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \frac{(1 - W_{4B})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
 &+ \frac{W_{4B} \cdot W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3C} = t_{3A}.
 \end{aligned}$$

Формування моделі повітропідігрівника (підсистема А):

$$\begin{aligned}
 t_{2A} &= (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot t_{3A} = (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot \left[(1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot t_{4C} \right] = \\
 &= \frac{1 - W_{2A}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \frac{W_{2A} \cdot (1 - W_{4B})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
 &+ \frac{W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3C} = t_{1C};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
t_{4A} &= (1 - W_{4A}) \cdot t_{1A} + W_{4A} \cdot t_{3A} = (1 - W_{4A}) \cdot t_{1A} + W_{4A} \cdot [(1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot t_{4C}] = \\
&= \frac{(1 - W_{4A}) + W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (W_{4A} - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \frac{W_{4A} \cdot (1 - W_{4B})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
&+ \frac{W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3C}.
\end{aligned}$$

Узагальнений вигляд моделі схеми повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100:

$$t_{2N} = K_{2N1A} \cdot t_{1A} + K_{2N1B} \cdot t_{1B} + K_{2N3C} \cdot t_{3C};$$

$$t_{4N} = K_{4N1A} \cdot t_{1A} + K_{4N1B} \cdot t_{1B} + K_{4N3C} \cdot t_{3C};$$

$$K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN3C} = 1,0.$$

Залежності режимних коефіцієнтів K_{iN} моделі схеми повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100 зведено у табл. 3.2.

Модель схеми проміжного та конвективного пароперегрівника (рис. 3.8.) для парового котла ТП-100 представимо у наступному вигляді:

Формування моделі проміжного пароперегрівника (підсистема F):

$$\begin{aligned}
t_{2F} &= (1 - W_{2F}) \cdot t_{1F} + W_{2F} \cdot t_{3F} = (1 - W_{2F}) \cdot t_{2D} + W_{2F} \cdot t_{3F} = \\
&= \frac{(1 - W_{2F}) \cdot (1 - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1D} + \frac{W_{2D} \cdot (1 - W_{2F}) \cdot (1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1E} + \\
&+ \frac{W_{2F} + W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (W_{4F} - W_{2F})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{3F};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
t_{4F} &= (1 - W_{4F}) \cdot t_{1F} + W_{4F} \cdot t_{3F} = (1 - W_{4F}) \cdot t_{2D} + W_{4F} \cdot t_{3F} = \\
&= \frac{(1 - W_{4F}) \cdot (1 - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1D} + \frac{W_{2D} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1E} + \\
&+ \frac{W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{3F} = t_{3E}.
\end{aligned}$$

Таблиця 3.2

**Режимні коефіцієнти K_{iN} моделі схеми повітропідігрівника та водяного економайзера
парового котла ТП-100**

t_{iN}	K_{iN1A}	K_{iN1B}	K_{iN3C}
t_{2C}	$\frac{(1 - W_{2C}) \cdot (1 - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot (1 - W_{2C})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{2C} + W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (W_{4C} - W_{2C})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$
t_{4C}	$\frac{(1 - W_{4C}) \cdot (1 - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot (1 - W_{4C})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$
t_{2B}	$\frac{W_{2B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (1 - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{(1 - W_{2B}) + W_{2A} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (W_{2B} - W_{4B})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{2B} \cdot W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$
t_{4B}	$\frac{W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (1 - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{(1 - W_{4B})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{4B} \cdot W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$
t_{2A}	$\frac{1 - W_{2A}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{2A} \cdot (1 - W_{4B})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$
t_{4A}	$\frac{(1 - W_{4A}) + W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (W_{4A} - W_{2A})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{4A} \cdot (1 - W_{4B})}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$	$\frac{W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C}}{1 - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})}$

Формування моделі конвективного пароперегрівника (підсистема Е):

$$\begin{aligned} t_{2E} &= (1 - W_{2E}) \cdot t_{1E} + W_{2E} \cdot t_{3E} = (1 - W_{2E}) \cdot t_{1E} + W_{2E} \cdot [(1 - W_{4F}) \cdot t_{2D} + W_{4F} \cdot t_{3F}] = \\ &= \frac{W_{2E} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (1 - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1D} + \frac{(1 - W_{2E}) + W_{2D} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (W_{2E} - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1E} + \\ &+ \frac{W_{2E} \cdot W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{3F}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{4E} &= (1 - W_{4E}) \cdot t_{1E} + W_{4E} \cdot t_{3E} = (1 - W_{4E}) \cdot t_{1E} + W_{4E} \cdot [(1 - W_{4F}) \cdot t_{2D} + W_{4F} \cdot t_{3F}] = \\ &= \frac{W_{4E} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (1 - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1D} + \frac{(1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1E} + \\ &+ \frac{W_{4E} \cdot W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{3F} = t_{3D}. \end{aligned}$$

Формування моделі проміжного пароперегрівника (підсистема D):

$$\begin{aligned} t_{2D} &= (1 - W_{2D}) \cdot t_{1D} + W_{2D} \cdot t_{3D} = (1 - W_{2D}) \cdot t_{1D} + W_{2D} \cdot \\ &\cdot \{(1 - W_{4E}) \cdot t_{1E} + W_{4E} \cdot [(1 - W_{4F}) \cdot t_{2D} + W_{4F} \cdot t_{3F}]\} = \\ &= \frac{1 - W_{2D}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1D} + \frac{W_{2D} \cdot (1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1E} + \\ &+ \frac{W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{3F} = t_{1F}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{4D} &= (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot t_{3D} = (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot \\ &\cdot \{(1 - W_{4E}) \cdot t_{1E} + W_{4E} \cdot [(1 - W_{4F}) \cdot t_{2D} + W_{4F} \cdot t_{3F}]\} = \\ &= \frac{(1 - W_{4D}) + W_{4E} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (W_{4D} - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1D} + \frac{W_{4DA} \cdot (1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{1E} + \\ &+ \frac{W_{4D} \cdot W_{4E} \cdot W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})} \cdot t_{3F} = t_{3C}. \end{aligned}$$

Узагальнений вигляд моделі схеми проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100:

$$t_{2N} = K_{2N1D} \cdot t_{1D} + K_{2N1E} \cdot t_{1E} + K_{2N3F} \cdot t_{3F};$$

$$t_{4N} = K_{4N1D} \cdot t_{1D} + K_{4N1E} \cdot t_{1E} + K_{4N3F} \cdot t_{3F};$$

Залежності режимних коефіцієнтів K_{iN} моделі схеми проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100 зведено у табл. 3.3.

Таблиця 3.3

**Режимні коефіцієнти K_{iN} моделі схеми проміжного та конвективного пароперегрівника
парового котла ТП-100**

t_{iN}	K_{iN1D}	K_{iN1E}	K_{iN3F}
t_{2F}	$\frac{(1 - W_{2F}) \cdot (1 - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{2D} \cdot (1 - W_{2F}) \cdot (1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{2F} + W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (W_{4F} - W_{2F})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$
t_{4F}	$\frac{(1 - W_{4F}) \cdot (1 - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{2D} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$
t_{2E}	$\frac{W_{2E} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (1 - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{(1 - W_{2E}) + W_{2D} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (W_{2E} - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{2E} \cdot W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$
t_{4E}	$\frac{W_{4E} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (1 - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{(1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{4E} \cdot W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$
t_{2D}	$\frac{1 - W_{2D}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{2D} \cdot (1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$
t_{4D}	$\frac{(1 - W_{4D}) + W_{4E} \cdot (1 - W_{4F}) \cdot (W_{4D} - W_{2D})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{4DA} \cdot (1 - W_{4E})}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$	$\frac{W_{4D} \cdot W_{4E} \cdot W_{4F}}{1 - W_{2D} \cdot W_{4E} \cdot (1 - W_{4F})}$

Модель ТПС конвективних поверхонь нагріву (рис. 3.9.) для парового котла ТП-100 представимо у наступному вигляді:

Формування моделі проміжного пароперегрівника (підсистема F):

$$t_{2F} = K_{2F1A} \cdot t_{1A} + K_{2F1B} \cdot t_{1B} + K_{2F1D} \cdot t_{1D} + K_{2F1E} \cdot t_{1E} + K_{2F3F} \cdot t_{3F};$$

$$t_{4F} = K_{4F1A} \cdot t_{1A} + K_{4F1B} \cdot t_{1B} + K_{4F1D} \cdot t_{1D} + K_{4F1E} \cdot t_{1E} + K_{4F3F} \cdot t_{3F} = t_{3E}.$$

Формування моделі конвективного пароперегрівника (підсистема E):

$$t_{2E} = K_{2E1A} \cdot t_{1A} + K_{2E1B} \cdot t_{1B} + K_{2E1D} \cdot t_{1D} + K_{2E1E} \cdot t_{1E} + K_{2E3F} \cdot t_{3F};$$

$$t_{4E} = K_{4E1A} \cdot t_{1A} + K_{4E1B} \cdot t_{1B} + K_{4E1D} \cdot t_{1D} + K_{4E1E} \cdot t_{1E} + K_{4E3F} \cdot t_{3F} = t_{3D}.$$

Формування моделі проміжного пароперегрівника (підсистема D):

$$t_{2D} = K_{2D1A} \cdot t_{1A} + K_{2D1B} \cdot t_{1B} + K_{2D1D} \cdot t_{1D} + K_{2D1E} \cdot t_{1E} + K_{2D3F} \cdot t_{3F};$$

$$t_{4D} = K_{4D1A} \cdot t_{1A} + K_{4D1B} \cdot t_{1B} + K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4D3F} \cdot t_{3F} = t_{3C}.$$

Формування моделі повітропідігрівника (підсистема C):

$$t_{2C} = K_{2C1A} \cdot t_{1A} + K_{2C1B} \cdot t_{1B} + K_{2C3C} \cdot t_{3C} = K_{2C1A} \cdot t_{1A} + K_{2C1B} \cdot t_{1B} + K_{2C3C} \cdot [K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4D3F} \cdot t_{3F}] = K_{2C1A} \cdot t_{1A} + K_{2C1B} \cdot t_{1B} + K_{2C3C} \cdot K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{2C3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{2C3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E};$$

$$t_{4C} = K_{4C1A} \cdot t_{1A} + K_{4C1B} \cdot t_{1B} + K_{4C3C} \cdot t_{3C} = K_{4C1A} \cdot t_{1A} + K_{4C1B} \cdot t_{1B} + K_{4C3C} \cdot [K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4D3F} \cdot t_{3F}] = K_{4C1A} \cdot t_{1A} + K_{4C1B} \cdot t_{1B} + K_{4C3C} \cdot K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4C3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4C3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E} = t_{3B}.$$

Формування моделі водяного економайзера (підсистема B):

$$t_{2B} = K_{2B1A} \cdot t_{1A} + K_{2B1B} \cdot t_{1B} + K_{2B3C} \cdot t_{3C} = K_{2B1A} \cdot t_{1A} + K_{2B1B} \cdot t_{1B} + K_{2B3C} \cdot [K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4D3F} \cdot t_{3F}] = K_{2B1A} \cdot t_{1A} + K_{2B1B} \cdot t_{1B} + K_{2B3C} \cdot K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{2B3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{2B3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E};$$

$$t_{4B} = K_{4B1A} \cdot t_{1A} + K_{4B1B} \cdot t_{1B} + K_{4B3C} \cdot t_{3C} = K_{4B1A} \cdot t_{1A} + K_{4B1B} \cdot t_{1B} + K_{4B3C} \cdot [K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4D3F} \cdot t_{3F}] = K_{4B1A} \cdot t_{1A} + K_{4B1B} \cdot t_{1B} + K_{4B3C} \cdot K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4B3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4B3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E} = t_{3A}.$$

Формування моделі повітропідігрівника (підсистема A):

$$t_{2A} = K_{2A1A} \cdot t_{1A} + K_{2A1B} \cdot t_{1B} + K_{2A3C} \cdot t_{3C} = K_{2A1A} \cdot t_{1A} + K_{2A1B} \cdot t_{1B} + K_{2A3C} \cdot [K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4D3F} \cdot t_{3F}] = K_{2A1A} \cdot t_{1A} + K_{2A1B} \cdot t_{1B} + K_{2A3C} \cdot K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{2A3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{2A3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E} = t_{1C};$$

$$t_{4A} = K_{4A1A} \cdot t_{1A} + K_{4A1B} \cdot t_{1B} + K_{4A3C} \cdot t_{3C} = K_{4A1A} \cdot t_{1A} + K_{4A1B} \cdot t_{1B} + K_{4A3C} \cdot [K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4D3F} \cdot t_{3F}] = K_{4A1A} \cdot t_{1A} + K_{4A1B} \cdot t_{1B} + K_{4A3C} \cdot K_{4D1D} \cdot t_{1D} + K_{4A3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E} + K_{4A3C} \cdot K_{4D1E} \cdot t_{1E}.$$

Узагальнений вигляд моделі теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100:

$$t_{2N} = K_{2N1A} \cdot t_{1A} + K_{2N1B} \cdot t_{1B} + K_{2N1D} \cdot t_{1D} + K_{2N1E} \cdot t_{1E} + K_{2N3F} \cdot t_{3F};$$

$$t_{4N} = K_{4N1A} \cdot t_{1A} + K_{4N1B} \cdot t_{1B} + K_{4N1D} \cdot t_{1D} + K_{4N1E} \cdot t_{1E} + K_{4N3F} \cdot t_{3F};$$

$$K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN1D} + K_{iN1E} + K_{iN3F} = 1,0.$$

Основні результати моделювання теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 представлено в [100].

3.4. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 енергоблока 150 МВт Добротвірської ТЕС

Вихідна інформація для конкретних режимних розрахунків надана Добротвірською ТЕС (Додаток А3) у формі схем руху середовищ (теплоносіїв) в паровому котлі ТП-92 (рис. 3.10). На цій схемі вказані значення температур теплоносіїв.

Для подальшого моделювання основну увагу зосереджено на сукупності конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92, яка охоплює повітропідігрівник, водяний економайзер, вторинний пароперегрівник та ширми поворотної камери. Ця сукупність розглядається як конвективна теплопередавальна система парового котла ТП-92.

Із застосуванням прийнятої в даній роботі системи позначень елементів та форми зображень схем теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 показана на рис. 3.11а, а з нанесенням номерів елементів та позначень температур теплоносіїв – на рис. 3.11б.

Наведемо такі пояснення до схем для парового котла ТП-92 (рис. 3.11):

1. Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 містить чотири підсистеми:

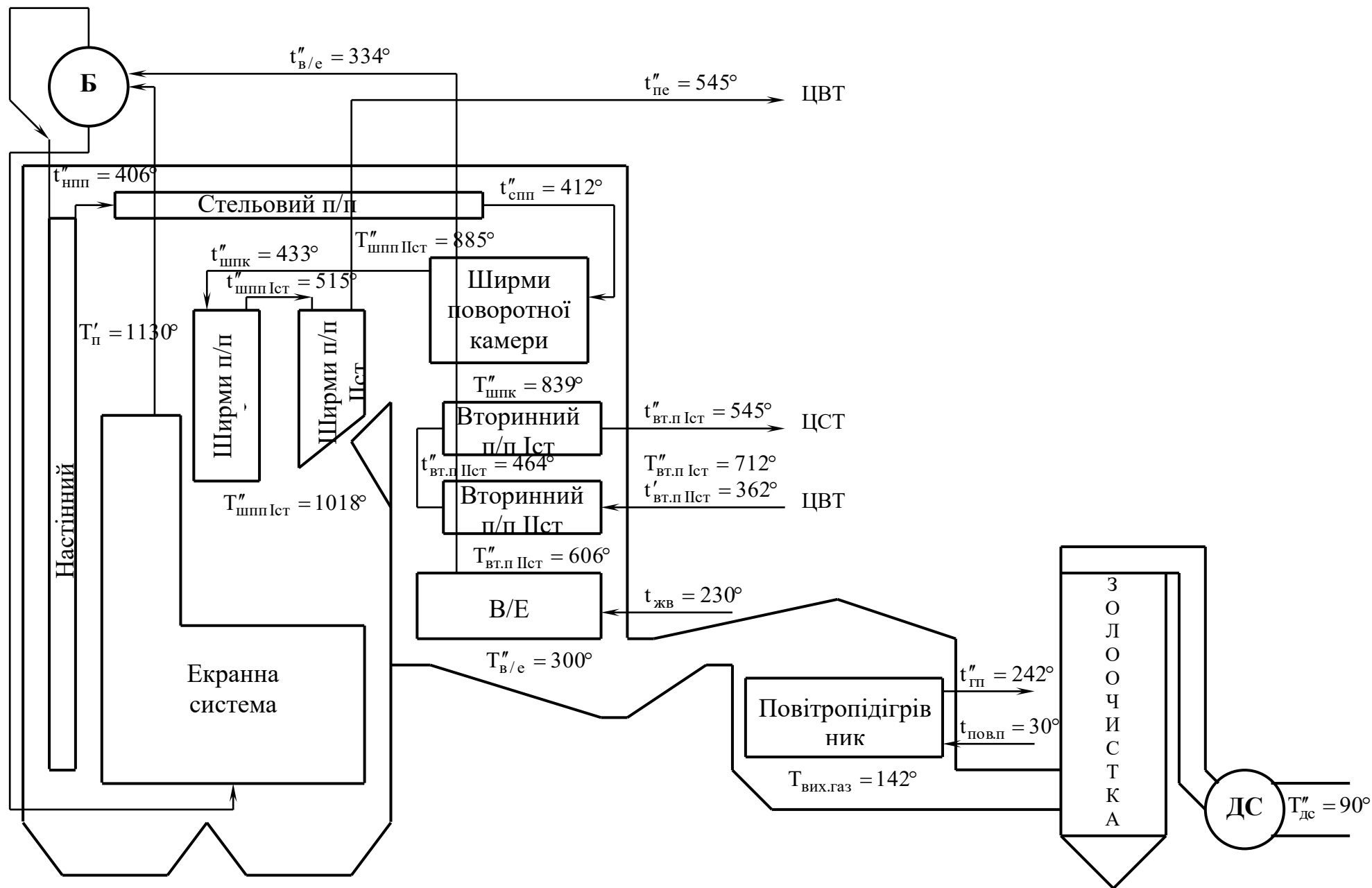


Рис. 3.10. Схема руху середовищ в паровому котлі ТП-92 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі

t – температура робочого середовища; T – температура димових газів

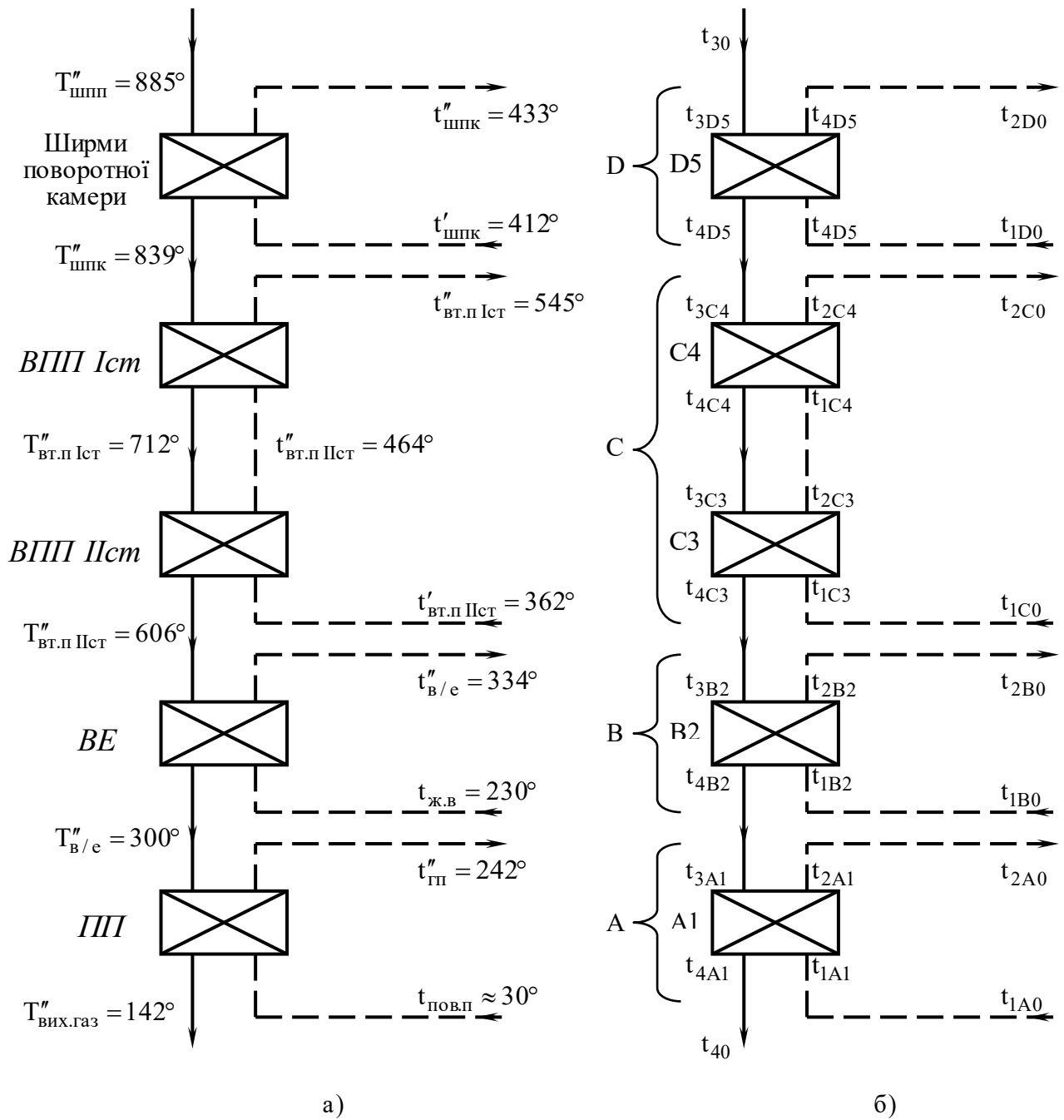


Рис. 3.11. Структурна схема конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі:

а) – первинна початкова інформація, отримана від Добротвірської ТЕС (Додаток А3);

б) – позначення елементів, підсистем та температур ($^{\circ}\text{C}$) при моделюванні.

А – повітропідігрівник; В – водяний економайзер;

С – вторинний пароперегрівник; D – ширми поворотної камери.

Цифрами вказані порядкові номери елементів системи

- повітропідігрівник (A1), який охоплює лише один теплообмінник (IПП);
- водяний економайзер (B2), який також охоплює лише один теплообмінник (BE);
- вторинний пароперегрівник (C3, C4), який охоплює два теплообмінники (BПП);
- ширми поворотної камери (D5), який також охоплює лише один теплообмінник.

2. Прийнято, що у номінальному режимі передавана теплова потужність в теплообмінниках C3 і C4; є однаковою.

Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 складається з чотирьох основних підсистем:

- повітропідігрівника (підсистема А),
- водяного економайзера (підсистема В),
- вторинного пароперегрівника (підсистема С),
- ширми поворотної камери (підсистема D).

Особливість системи є те, що через кожну підсистему послідовно проходить один і той же гріючий теплоносіє (димові гази). Нагрівані теплоносії у всіх підсистемах є різні (повітря, вода, пара).

Всі підсистеми є двопотоковими (в кожній з них є по два входи і два виходи теплоносіїв).

Якщо режимна задача спрямована тільки на визначення взаємозв'язків, взаємовпливу підсистем без аналізу внутрішніх змін в підсистемах, то кожна підсистема може бути замінена режимно подібним теплообмінником. У такого теплообмінника значення вхідних і вихідних температур теплоносіїв повинні бути такими ж, як і у відповідних входах і виходах в підсистему.

У підсумку схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 набуває вигляду, зображеному на рис. 3.12. Це своєрідний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С, D.

Ця система є п'ятипотоковою – з п'ятьма входами потоків і відповідно з п'ятьма їх виходами. Система розглядається як автономна – всі вхідні потоки є незалежними.

Фактично ж зміни температури повітря, води і пари дещо впливають на температуру газів у паливні, яка, в свою чергу, впливає на температуру газів на вході в систему (t_{3D}). Аналіз показав, що цей вплив є незначним і в більшості практичних задач його можна не враховувати [98].

В даній роботі теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 розглядається саме як автономна, розімкнута, багатопотокова система. Схема теплопередавальної системи, яка виділяє зв'язки між підсистемами показана на рис. 3.12.

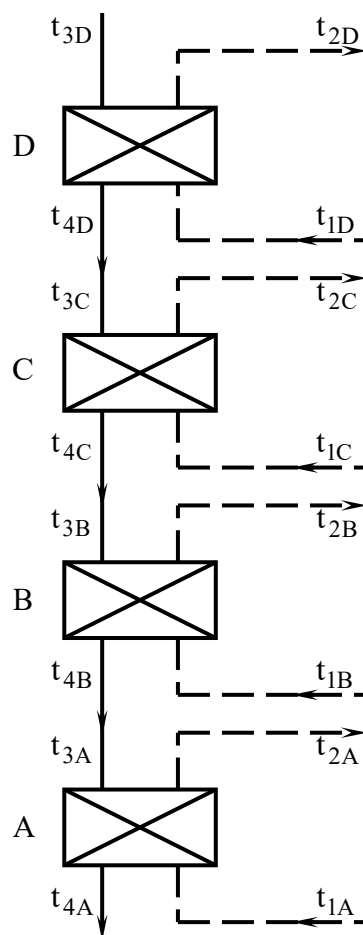


Рис. 3.12. Схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92:

*A – повітропідігрівник; B – водяний економайзер;
C – вторинний пароперегрівник; D – ширми поворотної камери*

Інформація про стан підсистеми та зміни режимних та об'єктних параметрів у ній передається іншим підсистемам тільки значеннями вихідних температур чи їх змінами.

З схеми ТПС видно, що зміни режимних та об'єктних параметрів у повітропідігрівнику впливають тільки на його вихідні температури. На водяний економайзер, вторинний пароперегрівник і ширми поворотної камери вони не впливають.

Зміни режимних та об'єктних параметрів у водяному економайзері впливають як на його вихідні температури, так і на температури в повітропідігрівнику. На вторинний пароперегрівник і ширми поворотної камери вони не впливають.

Зміни режимних та об'єктних параметрів у вторинному пароперегрівнику впливають як на його вихідні температури, так і на температури у водяному економайзері та повітропідігрівнику. На ширми поворотної камери вони не впливають.

Зміна режимних та об'єктних параметрів у ширмі поворотної камери впливають як на його вихідні температури, так і на температури у вторинному пароперегрівнику, на температури у водяному економайзері та повітропідігрівнику, тобто впливають на всі підсистеми.

Формування моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 для початкового стану представимо у вигляді:

Рівняння елементів:

$$t_{2N} = (1 - W_{2N}) \cdot t_{1N} + W_{2N} \cdot t_{3N}; \quad t_{4N} = (1 - W_{4N}) \cdot t_{1N} + W_{4N} \cdot t_{3N}; \quad N \in \{ A, B, C \}.$$

Рівняння з'єднань:

$$t_{3C} = t_{4D}; \quad t_{3B} = t_{4C}; \quad t_{3A} = t_{4B}.$$

Узагальнені параметри елементів:

$$W_{2N} = \frac{t_{2N} - t_{1N}}{t_{3N} - t_{1N}}; \quad W_{4N} = \frac{t_{4N} - t_{1N}}{t_{3N} - t_{1N}}.$$

Підсумковий вигляд моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92:

$$t_{iN} = K_{iN1A} \cdot t_{1A} + K_{iN1B} \cdot t_{1B} + K_{iN1C} \cdot t_{1C} + K_{iN1D} \cdot t_{1D} + K_{iN3D} \cdot t_{3D}, \quad (3.10)$$

$$\Delta t_{iN} = K_{iN1A} \cdot \Delta t_{1A} + K_{iN1B} \cdot \Delta t_{1B} + K_{iN1C} \cdot \Delta t_{1C} + K_{iN1D} \cdot \Delta t_{1D} + K_{iN3D} \cdot \Delta t_{3D}, \quad (3.11)$$

де i – індекс вихідного потоку (“2”, “4”); N – назва підсистеми (A, B, C, D); 1A – індекс вхідного потоку “1” підсистеми A; 1B; 1C; 1D; 3D – те ж потоків “1” і “3” підсистем B, C і D.

Приведені залежності для розрахунку режимних коефіцієнтів. Значення цих коефіцієнтів залежать тільки від об’єктних параметрів.

При перевірці результатів доцільно враховувати, що

$$K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN1C} + K_{iN1D} + K_{iN3D} = 1,0.$$

Модель ТПС конвективних поверхонь нагріву (рис. 3.12.) для парового котла ТП-92 представимо у наступному вигляді:

Формування моделі ширми поворотної камери (підсистема D):

$$t_{2D} = (1 - W_{2D}) \cdot t_{1D} + W_{2D} \cdot t_{3D};$$

$$t_{4D} = (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot t_{3D} = t_{3C}.$$

Формування моделі вторинного пароперегрівника (підсистема C):

$$\begin{aligned} t_{2C} &= (1 - W_{2C}) \cdot t_{1C} + W_{2C} \cdot t_{3C} = \\ &= (1 - W_{2C}) \cdot t_{1C} + W_{2C} \cdot [(1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot t_{3D}] = \\ &= (1 - W_{2C}) \cdot t_{1C} + W_{2C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{2C} \cdot W_{4D} \cdot t_{3D}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{4C} &= (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot t_{3C} = \\ &= (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot [(1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot t_{3D}] = \\ &= (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4C} \cdot W_{4D} \cdot t_{3D} = t_{3B}. \end{aligned}$$

Формування моделі водяного економайзера (підсистема В):

$$\begin{aligned}
 t_{2B} &= (1 - W_{2B}) \cdot t_{1B} + W_{2B} \cdot t_{3B} = \\
 &= (1 - W_{2B}) \cdot t_{1B} + W_{2B} \cdot \left[(1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot \left[(1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot t_{3D} \right] \right] = \\
 &= (1 - W_{2B}) \cdot t_{1B} + W_{2B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{2B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{2B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D} \cdot t_{3D}; \\
 t_{4B} &= (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot t_{3B} = \\
 &= (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot \left[(1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot \left[(1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot t_{3D} \right] \right] = \\
 &= (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D} \cdot t_{3D} = t_{3A}.
 \end{aligned}$$

Формування моделі повітропідігрівника (підсистема А):

$$\begin{aligned}
 t_{2A} &= (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot t_{3A} = (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot \\
 &\cdot \left[(1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot \left[(1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot \left[(1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot t_{3D} \right] \right] \right] = \\
 &= (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + \\
 &+ W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D} \cdot t_{3D}; \\
 t_{4A} &= (1 - W_{4A}) \cdot t_{1A} + W_{4A} \cdot t_{3A} = (1 - W_{4A}) \cdot t_{1A} + W_{4A} \cdot \\
 &\cdot \left[(1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot \left[(1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot \left[(1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot t_{3D} \right] \right] \right] = \\
 &= (1 - W_{4A}) \cdot t_{1A} + W_{4A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + \\
 &+ W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D} \cdot t_{3D}.
 \end{aligned}$$

Узагальнений вигляд моделі теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92:

$$t_{2N} = K_{2N1A} \cdot t_{1A} + K_{2N1B} \cdot t_{1B} + K_{2N1C} \cdot t_{1C} + K_{2N1D} \cdot t_{1D} + K_{2N3D} \cdot t_{3D};$$

$$t_{4N} = K_{4N1A} \cdot t_{1A} + K_{4N1B} \cdot t_{1B} + K_{4N1C} \cdot t_{1C} + K_{4N1D} \cdot t_{1D} + K_{4N3D} \cdot t_{3D};$$

$$K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN1C} + K_{iN1D} + K_{iN3D} = 1,0.$$

Залежності режимних коефіцієнтів K_{iN} моделі теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 зведено у табл. 3.4.

Таблиця 3.4

*Режимні коефіцієнти K_{iN} моделі теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву
парового котла ТП-92*

t_{iN}	K_{iN1A}	K_{iN1B}	K_{iN1C}	K_{iN1D}	K_{iN3D}
t_{2D}	0	0	0	$1 - W_{2D}$	W_{2D}
t_{4D}	0	0	0	$1 - W_{4D}$	W_{4D}
t_{2C}	0	0	$1 - W_{2C}$	$W_{2C} \cdot (1 - W_{4D})$	$W_{2C} \cdot W_{4D}$
t_{4C}	0	0	$1 - W_{4C}$	$W_{4C} \cdot (1 - W_{4D})$	$W_{4C} \cdot W_{4D}$
t_{2B}	0	$1 - W_{2B}$	$W_{2B} \cdot (1 - W_{4C})$	$W_{2B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D})$	$W_{2B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D}$
t_{4B}	0	$1 - W_{4B}$	$W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})$	$W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D})$	$W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D}$
t_{2A}	$1 - W_{2A}$	$W_{2A} \cdot (1 - W_{4B})$	$W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})$	$W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D})$	$W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D}$
t_{4A}	$1 - W_{4A}$	$W_{4A} \cdot (1 - W_{4B})$	$W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})$	$W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D})$	$W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D}$

3.5. Моделювання та дослідження теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 енергетичного обладнання потужністю 100 МВт Добротвірської ТЕС

Вихідна інформація для конкретних режимних розрахунків надана Добротвірською ТЕС (Додаток А4) у формі схем руху середовищ (теплоносіїв) в паровому котлі ТП-10 (рис. 3.13). На цій схемі вказані значення температур теплоносіїв.

Для подальшого моделювання основну увагу зосереджено на сукупності конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10, яка охоплює повітропідігрівник, водяний економайзер та конвективний пароперегрівник. Ця сукупність розглядається як конвективна теплопередавальна система парового котла ТП-10.

Із застосуванням прийнятої в даній роботі системи позначень елементів та форми зображень схем теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 показана на рис. 3.14а, а з нанесенням номерів елементів та позначень температур теплоносіїв – на рис. 3.14б.

Наведемо такі пояснення до схем для парового котла ТП-10 (рис. 3.14):

1. Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 містить п'ять підсистем:

- повітропідігрівник (А1), який охоплює лише один теплообмінник (ПП);
- водяний економайзер (В2), який також охоплює лише один теплообмінник (ВЕ);
- повітропідігрівник (С3), який охоплює лише один теплообмінник (ПП);
- водяний економайзер (D4), який також охоплює лише один теплообмінник (ВЕ);
- конвективний пароперегрівник (Е5, Е6), який охоплює два теплообмінники (КПП) та один змішувач (Е7) потоків.

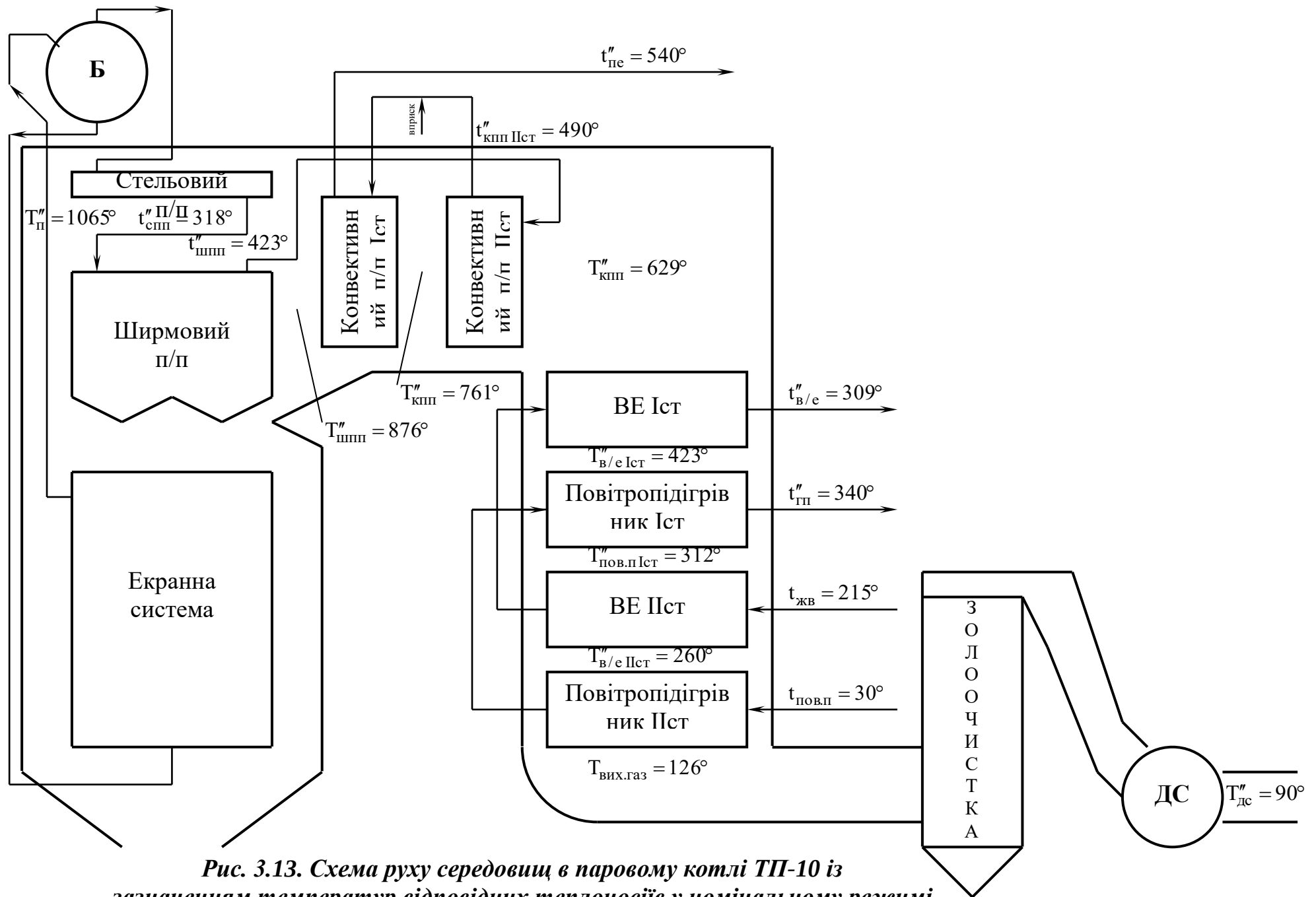


Рис. 3.13. Схема руху середовищ в паровому котлі ТП-10 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі
t – температура робочого середовища; T – температура димових газів

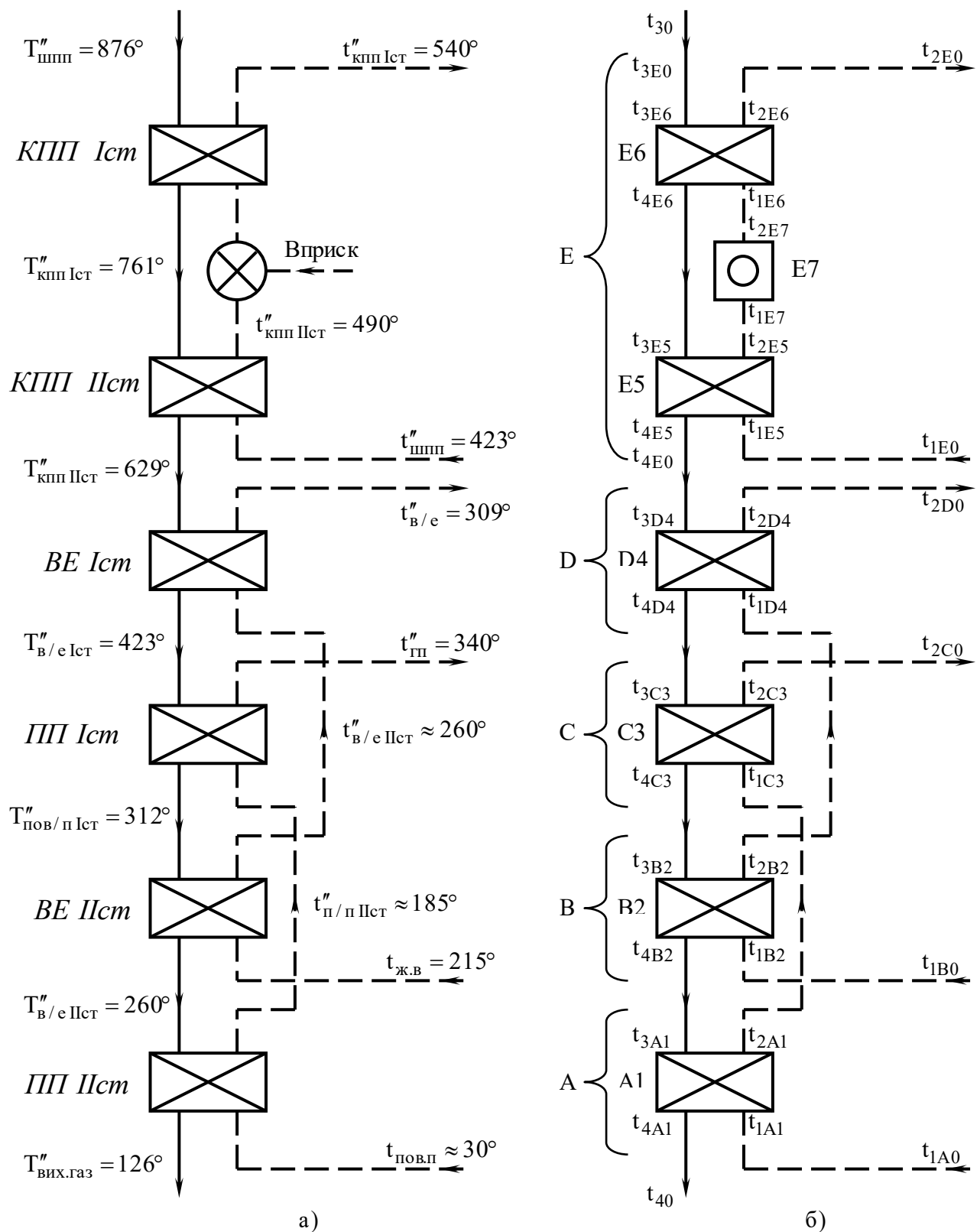


Рис. 3.14. Структурна схема конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі:

а) – первинна початкова інформація, отримана від Добровірської ТЕС (Додаток А4);

б) – позначення елементів, підсистем та температур ($^{\circ}\text{C}$) при моделюванні.

А – повітропідігрівник; В – водяний економайзер; С – повітропідігрівник;

Д – водяний економайзер; Е – проміжний пароперегрівник; Е7 – пароохолодник

Цифрами вказані порядкові номери елементів системи

У зв'язку з відсутністю в наданій інформації параметрів впорскуючого пароохолодника, відповідний змішувач потоків (Е7), для спрощення розрахунків, замінений споживачем тепла (рис. 3.14б., елемент Е7).

2. Прийнято, що у номінальному режимі, для якого надана початкова інформація, пароохолодник в конвективному пароперегрівнику відключений.

Теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 складається з складного кортежу теплообмінників утворених з чотирьох основних підсистем:

- повітропідігрівника (підсистема А),
- водяного економайзера (підсистема В),
- повітропідігрівника (підсистема С),
- водяного економайзера (підсистема D).

Особливість системи є те, що через кожну підсистему послідовно проходить один і той же гріючий теплоносій (димові газы). Нагрівані теплоносії у підсистемах є різні (повітря, вода).

Всі підсистеми є двопотоковими (в кожній з них є по два входи і два виходи теплоносіїв).

Якщо режимна задача спрямована тільки на визначення взаємозв'язків, взаємовпливу підсистем без аналізу внутрішніх змін в підсистемах, то кожна підсистема може бути замінена режимно подібним теплообмінником. У такого теплообмінника значення вхідних і вихідних температур теплоносіїв повинні бути такими ж, як і у відповідних входах і виходах в підсистему.

У підсумку схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 набуває вигляду, зображеному на рис. 3.15. Це своєрідний складний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С, D.

Ця система є трипотоковою – з трьома входами потоків і відповідно з трьома їх виходами. Система розглядається як автономна – всі вхідні потоки є незалежними.

Фактично ж зміни температури повітря і води дещо впливають на температуру газів у паливні, яка, в свою чергу, впливає на температуру газів на вході в систему (t_{3D}). Аналіз показав, що цей вплив є незначним і в більшості практичних задач його можна не враховувати [98].

В даній роботі теплопередавальна система конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 розглядається саме як автономна, багатопотокова система. Схема теплопередавальної системи, яка виділяє зв'язки між підсистемами показана на рис. 3.15.

Інформація про стан підсистеми та зміни режимних та об'єктних параметрів у ній передається іншим підсистемам тільки значеннями вихідних температур чи їх змінами.

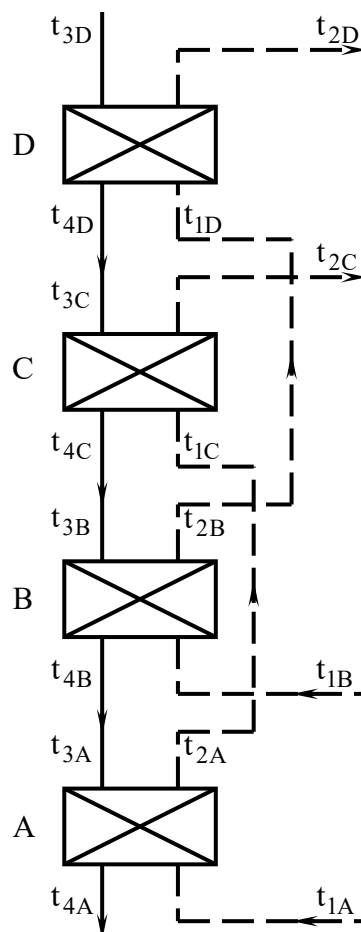


Рис. 3.15. Схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10:

A – повітряопідігрівник; B – водяний економайзер;
C – повітряопідігрівник; D – водяний економайзер

З схеми ТПС видно, що зміни режимних та об'єктних параметрів у повітропідігрівнику впливають на його вихідні температури та на водяний економайзер.

Зміна режимних та об'єктних параметрів у водяному економайзері впливають як на його вихідні температури, так і на температури у повітропідігрівнику, тобто впливають на всі підсистеми.

Формування моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 для початкового стану представимо у вигляді:

Рівняння елементів:

$$t_{2N} = (1 - W_{2N}) \cdot t_{1N} + W_{2N} \cdot t_{3N}; \quad t_{4N} = (1 - W_{4N}) \cdot t_{1N} + W_{4N} \cdot t_{3N}; \quad N \in \{ A, B, C \}.$$

Рівняння з'єднань:

$$t_{3C} = t_{4D}; \quad t_{3B} = t_{4C}; \quad t_{1D} = t_{2B}; \quad t_{1C} = t_{2A}; \quad t_{3A} = t_{4B}.$$

Узагальнені параметри елементів:

$$W_{2N} = \frac{t_{2N} - t_{1N}}{t_{3N} - t_{1N}}; \quad W_{4N} = \frac{t_{4N} - t_{1N}}{t_{3N} - t_{1N}}.$$

Підсумковий вигляд моделі схеми ТПС конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10:

$$t_{iN} = K_{iN1A} \cdot t_{1A} + K_{iN1B} \cdot t_{1B} + K_{iN3D} \cdot t_{3D}, \quad (3.12)$$

$$\Delta t_{iN} = K_{iN1A} \cdot \Delta t_{1A} + K_{iN1B} \cdot \Delta t_{1B} + K_{iN3D} \cdot \Delta t_{3D}, \quad (3.13)$$

де i – індекс вихідного потоку (“2”, “4”); N – назва підсистеми (A, B, C, D); 1A – індекс вхідного потоку “1” підсистеми A; 1B; 3D – те ж потоків “1” і “3” підсистем B, C і D.

Приведені залежності для розрахунку режимних коефіцієнтів. Значення цих коефіцієнтів залежать тільки від об'єктних параметрів.

При перевірці результатів доцільно враховувати, що

$$K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN3D} = 1,0.$$

Модель ТПС конвективних поверхонь нагріву (рис. 3.15.) для парового котла ТП-10 представимо у наступному вигляді:

Формування моделі повітропідігрівника (підсистема А та С):

$$\begin{cases} t_{2A} = (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot t_{3A} = (1 - W_{2A}) \cdot t_{1A} + W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + \\ \quad + W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot t_{4C} \\ t_{4C} = (1 - W_{4C}) \cdot t_{1C} + W_{4C} \cdot t_{3C} = (1 - W_{4C}) \cdot t_{2A} + W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot \\ \quad \cdot [(1 - W_{2B}) \cdot t_{1B} + W_{2B} \cdot t_{4C}] + W_{4C} \cdot W_{4D} \cdot t_{3D} \end{cases}$$

$$\begin{aligned} t_{4C} &= \frac{(1 - W_{4C})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B}} \cdot t_{2A} + \frac{W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot (1 - W_{2B})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B}} \cdot t_{1B} + \\ &+ \frac{W_{4C} \cdot W_{4D}}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B}} \cdot t_{3D} = \frac{(1 - W_{4C}) \cdot (1 - W_{2A})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \\ &+ \frac{W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) \cdot (1 - W_{4C}) + W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot (1 - W_{2B})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\ &+ \frac{W_{4C} \cdot W_{4D}}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3D}; \\ t_{2A} &= \frac{(1 - W_{2A}) - W_{2B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{2A}) \cdot (1 - W_{4D})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \\ &+ \frac{W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) + W_{2A} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot (W_{4B} - W_{2B})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\ &+ \frac{W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D}}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3D}; \\ t_{2C} &= (1 - W_{2C}) t_{1C} + W_{2C} t_{3C} = \frac{(1 - W_{2A}) [(1 - W_{2C}) - W_{2B} (1 - W_{4D}) (W_{2C} - W_{4C})]}{1 - W_{4C} (1 - W_{4D}) W_{2B} - W_{2A} W_{4B} (1 - W_{4C})} t_{1A} + \\ &+ \frac{W_{2A} \cdot (1 - W_{4B}) + W_{2C} \cdot (1 - W_{2A}) \cdot [1 - W_{2B} \cdot (1 - W_{4D})]}{1 - W_{4C} (1 - W_{4D}) W_{2B} - W_{2A} W_{4B} (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} \\ &+ \frac{W_{2A} \cdot W_{4C} \cdot (W_{4B} - W_{2B}) \cdot (1 - W_{4D}) - W_{2C} \cdot W_{4D} \cdot (1 - W_{2A} \cdot W_{4B})}{1 - W_{4C} (1 - W_{4D}) W_{2B} - W_{2A} W_{4B} (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} \\ &+ \frac{W_{2A} W_{4B} W_{4D} (W_{4C} - W_{2C}) + W_{2C} W_{4D}}{1 - W_{4C} (1 - W_{4D}) W_{2B} - W_{2A} W_{4B} (1 - W_{4C})} t_{3D}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
t_{4A} &= (1 - W_{4A}) \cdot t_{1A} + W_{4A} \cdot t_{3A} = \\
&= \frac{(1 - W_{4A}) - W_{2B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4A}) \cdot (1 - W_{4D}) + W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (W_{4A} - W_{2A})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \\
&+ \frac{W_{4A} \cdot (1 - W_{4B}) + W_{4A} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot [W_{4B} \cdot (1 - W_{2B}) - W_{2B} \cdot (1 - W_{4B})]}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
&+ \frac{W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D}}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3D}.
\end{aligned}$$

Формування моделі водяного економайзера (підсистема В та D):

$$\begin{aligned}
t_{2B} &= (1 - W_{2B}) \cdot t_{1B} + W_{2B} \cdot t_{3B} = \frac{W_{2B} \cdot (1 - W_{2A}) \cdot (1 - W_{4C})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \\
&+ \frac{(1 - W_{2B}) + W_{2A} \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (W_{2B} - W_{4B})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
&+ \frac{W_{2B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D}}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3D};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
t_{4B} &= (1 - W_{4B}) \cdot t_{1B} + W_{4B} \cdot t_{3B} = \frac{W_{4B} \cdot (1 - W_{2A}) \cdot (1 - W_{4C})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \\
&+ \frac{(1 - W_{4B}) + W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot (W_{4B} - W_{2B})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
&+ \frac{W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4D}}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3D};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
t_{2D} &= (1 - W_{2D}) \cdot t_{1D} + W_{2D} \cdot t_{3D} = \frac{W_{2B} \cdot (1 - W_{2A}) \cdot (1 - W_{2D}) \cdot (1 - W_{4C})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \\
&+ \frac{(1 - W_{2B}) \cdot (1 - W_{2D}) + W_{2A} \cdot (1 - W_{2D}) \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (W_{2B} - W_{4B})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
&+ \frac{W_{2D} + W_{2B} \cdot W_{4C} \cdot (W_{4D} - W_{2D}) - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{2D} \cdot (1 - W_{4C})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3D};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
t_{4D} &= (1 - W_{4D}) \cdot t_{1D} + W_{4D} \cdot t_{3D} = \frac{W_{2B} \cdot (1 - W_{2A}) \cdot (1 - W_{4D}) \cdot (1 - W_{4C})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1A} + \\
&+ \frac{(1 - W_{2B}) \cdot (1 - W_{4D}) + W_{2A} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot (1 - W_{4C}) \cdot (W_{2B} - W_{4B})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{1B} + \\
&+ \frac{W_{4D} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4D} \cdot (1 - W_{4C})}{1 - W_{4C} \cdot (1 - W_{4D}) \cdot W_{2B} - W_{2A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C})} \cdot t_{3D}.
\end{aligned}$$

Узагальнений вигляд моделі теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10:

$$t_{2N} = K_{2N1A} \cdot t_{1A} + K_{2N1B} \cdot t_{1B} + K_{2N3D} \cdot t_{3D};$$

$$t_{4N} = K_{4N1A} \cdot t_{1A} + K_{4N1B} \cdot t_{1B} + K_{4N3D} \cdot t_{3D};$$

$$K_{iN1A} + K_{iN1B} + K_{iN3D} = 1,0.$$

Висновки до розділу 3

1. На основі методики режимних розрахунків вперше розроблено моделі теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92 та ТП-10 з метою визначення наслідків режимних змін в них під час експлуатації обладнання.

2. Виведено залежності режимних коефіцієнтів K_{iN} для моделей теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92 та ТП-10.

3. Досліджено взаємний вплив вхідних та вихідних температур теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів на процес перенесення тепла від гріючого до нагріваних теплоносіїв.

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ТА РОЗРАХУНКИ МОДЕЛЕЙ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНВЕКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ ПАРОВИХ КОТЛІВ ТЕС

4.1. Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 енергоблока 300 МВт Ладизинської ТЕС

Якщо режимна задача спрямована тільки на визначення взаємозв'язків, взаємовпливу підсистем без аналізу внутрішніх змін в підсистемах, то кожна підсистема може бути замінена режимно подібним теплообмінником. У такого теплообмінника значення вхідних і вихідних температур теплоносіїв повинні бути такими ж, як і у відповідних входах в підсистему і виходах із неї.

У підсумку схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв в номінальному режимі набуває вигляду, що зображено на рис. 4.1. Це своєрідний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С.

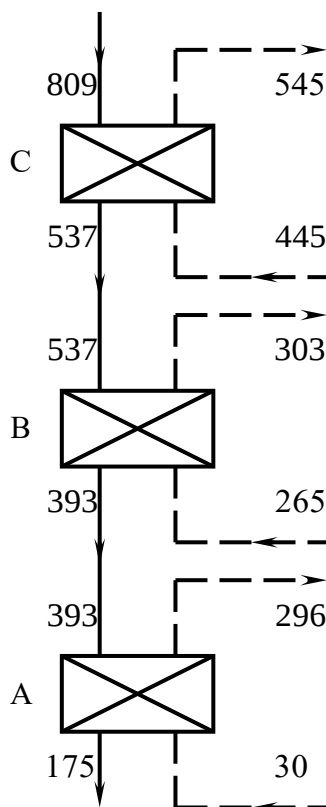


Рис. 4.1. Розрахункова схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі

Розрахунки значень режимних коефіцієнтів теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 для початкового стану відповідно (3.1) мають вигляд.

Для проміжного пароперегрівника (підсистема С):

$$W_{2C} = \frac{545 - 445}{809 - 445} = 0,2747; \quad W_{4C} = \frac{537 - 445}{809 - 445} = 0,2527.$$

Для водяного економайзера (підсистема В):

$$W_{2B} = \frac{303 - 265}{537 - 265} = 0,1397; \quad W_{4B} = \frac{393 - 265}{537 - 265} = 0,4706.$$

Для повітропідігрівника (підсистема А):

$$W_{2A} = \frac{296 - 30}{393 - 30} = 0,7328; \quad W_{4A} = \frac{175 - 30}{393 - 30} = 0,3994.$$

Чисельні значення режимних коефіцієнтів для заданого початкового стану схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 розраховані за допомогою прикладних програм на комп'ютері та представлені у табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Значення режимних коефіцієнтів K_{iN} за початкових значень об'єктних параметрів для парового котла ТПП-312 у номінальному режимі

t_{iN}	K_{iN1A}	K_{iN1B}	K_{iN1C}	K_{iN3C}
t_{2C}	0	0	0,7253	0,2747
t_{4C}	0	0	0,7473	0,2527
t_{2B}	0	0,8603	0,1044	0,0353
t_{4B}	0	0,5294	0,3517	0,1189
t_{2A}	0,2672	0,3879	0,2577	0,0872
t_{4A}	0,6005	0,2115	0,1405	0,0475

Взаємозв'язки температур елементів моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 відповідно до рівнянь (3.2):

Для проміжного пароперегрівника (підсистема С):

$$t_{2C} = 0 \cdot t_{1A} + 0 \cdot t_{1B} + 0,7253 \cdot t_{1C} + 0,2747 \cdot t_{3C};$$

$$t_{4C} = 0 \cdot t_{1A} + 0 \cdot t_{1B} + 0,7473 \cdot t_{1C} + 0,2527 \cdot t_{3C}.$$

Для водяного економайзера (підсистема В):

$$t_{2B} = 0 \cdot t_{1A} + 0,8603 \cdot t_{1B} + 0,1044 \cdot t_{1C} + 0,0353 \cdot t_{3C};$$

$$t_{4B} = 0 \cdot t_{1A} + 0,5294 \cdot t_{1B} + 0,3517 \cdot t_{1C} + 0,1189 \cdot t_{3C}.$$

Для повітропідігрівника (підсистема А):

$$t_{2A} = 0,2672 \cdot t_{1A} + 0,3879 \cdot t_{1B} + 0,2577 \cdot t_{1C} + 0,0872 \cdot t_{3C};$$

$$t_{4A} = 0,6005 \cdot t_{1A} + 0,2115 \cdot t_{1B} + 0,1405 \cdot t_{1C} + 0,0475 \cdot t_{3C}.$$

Взаємозв'язки змін температур елементів моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 відповідно до рівнянь (3.3):

$$\Delta t_{2C} = 0 \cdot \Delta t_{1A} + 0 \cdot \Delta t_{1B} + 0,7253 \cdot \Delta t_{1C} + 0,2747 \cdot \Delta t_{3C};$$

... ..

$$\Delta t_{4A} = 0,6005 \cdot \Delta t_{1A} + 0,2115 \cdot \Delta t_{1B} + 0,1405 \cdot \Delta t_{1C} + 0,0475 \cdot \Delta t_{3C}.$$

Для температури відхідних газів парового котла ТПП-312 маємо:

$$t_{4A} = 0,6005 \cdot t_{1A} + 0,2115 \cdot t_{1B} + 0,1405 \cdot t_{1C} + 0,0475 \cdot t_{3C}.$$

Для зміни температури відхідних газів парового котла ТПП-312 маємо:

$$\Delta t_{4A} = 0,6005 \cdot \Delta t_{1A} + 0,2115 \cdot \Delta t_{1B} + 0,1405 \cdot \Delta t_{1C} + 0,0475 \cdot \Delta t_{3C}.$$

Використавши підсумкову модель схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-312 (3.3) визначимо зміну температури відхідних газів від зміни температури холодного повітря на вході в повітропідігрівник.

Тобто у випадку зниження температури холодного повітря на 10°C ($\Delta t_{1A} = -10^\circ\text{C}$) температура відхідних газів знизиться на 6°C ($\Delta t_{4A} = -6^\circ\text{C}$).

Якщо ж на 10°C ($\Delta t_{3C} = 10^\circ\text{C}$) зросте температура димових газів на вході в ТПС, то температура відхідних газів збільшиться на $0,5^\circ\text{C}$ ($\Delta t_{4A} = 0,5^\circ\text{C}$).

За результатами експериментальних досліджень роботи повітропідігрівника парового котла ТПП-312 Ладижинської ТЕС було встановлено наступне, що у результаті зниження температури холодного повітря в повітропідігрівнику з 30°C до 20°C відбулась зміна температури

відхідних газів з 176 °С до 169 °С тобто, що похибка між розрахунковими значеннями отриманими за моделлю і експериментальними склала 0,6 %, що знаходиться в межах похибки приладу.

Якщо в підсистемі N змінюються її об'єктні параметри, то це відповідно впливає на значення W_{2N} і W_{4N} , а це, в свою чергу, впливає на значення режимних коефіцієнтів K_{iN} .

Для температури відхідних газів матимемо такі залежності:

$$K_{4A1Ax} = 1 - W_{4A} = K_{4A1A},$$

$$K_{4A1Bx} = W_{4A} \cdot (1 - W_{4B}) = K_{4A1B},$$

$$K_{4A1Cx} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4Cx}),$$

$$K_{4A3Cx} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4Cx},$$

де індексом “х” позначені параметри у зміненому режимі.

Як бачимо, в цьому випадку змінюються значення лише двох режимних коефіцієнтів. Тоді зміну температури можна визначити за рівнянням:

$$\Delta t_{4A} = t_{4Ax} - t_{4A} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot (t_{3C} - t_{1C}) \cdot (W_{4Cx} - W_{4C}).$$

Для дослідженого режиму парового котла ТПП-312 матимемо:

$$\Delta t_{4A} = 0,3994 \cdot 0,4706 \cdot (809 - 445) \cdot \Delta W_{4C} = 68,42 \cdot \Delta W_{4C}.$$

Визначування зміни W_{4C} є автономною задачею розрахунків системи С.

4.2. Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А енергоблока 300 МВт Трипільської ТЕС

Схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А із зазначенням температур відповідних теплоносіїв в номінальному режимі набуває вигляду, що зображено на рис. 4.2. Це своєрідний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С.

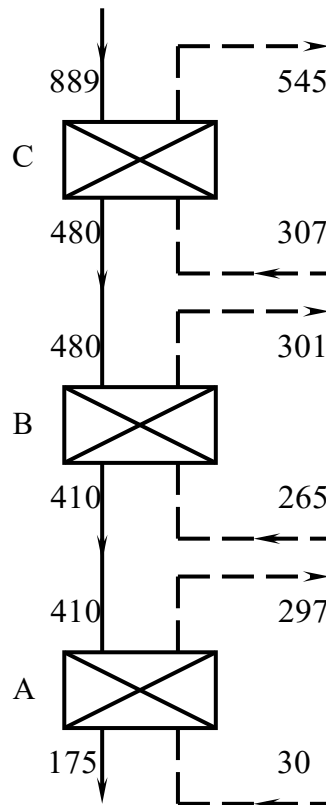


Рис. 4.2. Розрахункова схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі

Розрахунки значень режимних коефіцієнтів теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А для початкового стану мають вигляд (3.1):

Для проміжного пароперегрівника (підсистема С):

$$W_{2C} = \frac{545 - 307}{889 - 307} = 0,4089; \quad W_{4C} = \frac{480 - 307}{889 - 307} = 0,2973.$$

Для водяного економайзера (підсистема В):

$$W_{2B} = \frac{301 - 265}{480 - 265} = 0,1674; \quad W_{4B} = \frac{410 - 265}{480 - 265} = 0,6744.$$

Для повітропідігрівника (підсистема А):

$$W_{2A} = \frac{297 - 30}{410 - 30} = 0,7026; \quad W_{4A} = \frac{175 - 30}{410 - 30} = 0,3816.$$

Чисельні значення режимних коефіцієнтів для заданого початкового стану схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А розраховані за допомогою прикладних програм на комп'ютері та представлені у табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Значення режимних коефіцієнтів K_{iN} за початкових значень об'єктних параметрів для парового котла ТПП-210А у номінальному режимі

t_{iN}	K_{iN1A}	K_{iN1B}	K_{iN1C}	K_{iN3C}
t_{2C}	0	0	0,5911	0,4089
t_{4C}	0	0	0,7027	0,2973
t_{2B}	0	0,8326	0,1177	0,0497
t_{4B}	0	0,3256	0,4739	0,2005
t_{2A}	0,2974	0,2287	0,3330	0,1409
t_{4A}	0,6184	0,1242	0,1809	0,0765

Взаємозв'язки температур елементів моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А відповідно до рівнянь (3.2):

Для проміжного пароперегрівника (підсистема С):

$$t_{2C} = 0 \cdot t_{1A} + 0 \cdot t_{1B} + 0,5912 \cdot t_{1C} + 0,4089 \cdot t_{3C};$$

$$t_{4C} = 0 \cdot t_{1A} + 0 \cdot t_{1B} + 0,7027 \cdot t_{1C} + 0,2973 \cdot t_{3C}.$$

Для водяного економайзера (підсистема В):

$$t_{2B} = 0 \cdot t_{1A} + 0,8326 \cdot t_{1B} + 0,1177 \cdot t_{1C} + 0,0497 \cdot t_{3C};$$

$$t_{4B} = 0 \cdot t_{1A} + 0,3256 \cdot t_{1B} + 0,4739 \cdot t_{1C} + 0,2005 \cdot t_{3C}.$$

Для повітропідігрівника (підсистема А):

$$t_{2A} = 0,2974 \cdot t_{1A} + 0,2287 \cdot t_{1B} + 0,3330 \cdot t_{1C} + 0,1409 \cdot t_{3C};$$

$$t_{4A} = 0,6184 \cdot t_{1A} + 0,1242 \cdot t_{1B} + 0,1809 \cdot t_{1C} + 0,0765 \cdot t_{3C}.$$

Взаємозв'язки змін температур елементів моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А відповідно до рівнянь (3.3):

$$\Delta t_{2C} = 0 \cdot \Delta t_{1A} + 0 \cdot \Delta t_{1B} + 0,5912 \cdot \Delta t_{1C} + 0,4089 \cdot \Delta t_{3C};$$

... ..

$$\Delta t_{4A} = 0,6184 \cdot \Delta t_{1A} + 0,1242 \cdot \Delta t_{1B} + 0,1809 \cdot \Delta t_{1C} + 0,0765 \cdot \Delta t_{3C}.$$

Для температури відхідних газів парового котла ТПП-210А маємо:

$$t_{4A} = 0,6184 \cdot t_{1A} + 0,1242 \cdot t_{1B} + 0,1809 \cdot t_{1C} + 0,0765 \cdot t_{3C}.$$

Для зміни температури відхідних газів парового котла ТПП-210А маємо:

$$\Delta t_{4A} = 0,6184 \cdot \Delta t_{1A} + 0,1242 \cdot \Delta t_{1B} + 0,1809 \cdot \Delta t_{1C} + 0,0765 \cdot \Delta t_{3C}.$$

Використавши підсумкову модель схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТПП-210А (3.3) визначимо зміну температури відхідних газів від зміни температури холодного повітря на вході в повітропідігрівник.

Тобто у випадку підвищення температури холодного повітря на 10 °С ($\Delta t_{1A} = 10$ °С) температура відхідних газів зросте на 6,2 °С ($\Delta t_{4A} = 6,2$ °С).

Якщо ж на 10 °С ($\Delta t_{3C} = 10$ °С) зросте температура димових газів на вході в ТПС, то температура відхідних газів збільшиться на 0,8 °С ($\Delta t_{4A} = 0,8$ °С).

За результатами експериментальних досліджень роботи повітропідігрівника парового котла ТПП-210А було встановлено, що похибка між розрахунковими значеннями отриманими за моделлю і експериментальними склала 1,6 %, що знаходиться в межах похибки приладу.

Якщо в підсистемі N змінюються її об'єктні параметри, то це відповідно впливає на значення W_{2N} і W_{4N} , а це, в свою чергу, впливає на значення режимних коефіцієнтів K_{iN} .

Для температури відхідних газів матимемо такі залежності:

$$K_{4A1A_x} = 1 - W_{4A} = K_{4A1A},$$

$$K_{4A1B_x} = W_{4A} \cdot (1 - W_{4B}) = K_{4A1B},$$

$$K_{4A1C_x} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C_x}),$$

$$K_{4A3C_x} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C_x},$$

де індексом "х" позначені параметри у зміненому режимі.

Як бачимо, в цьому випадку змінюються значення лише двох режимних коефіцієнтів. Тоді зміну температури можна визначити за рівнянням:

$$\Delta t_{4A} = t_{4A_x} - t_{4A} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot (t_{3C} - t_{1C}) \cdot (W_{4C_x} - W_{4C}).$$

Для дослідженого режиму парового котла ТПП-210А матимемо:

$$\Delta t_{4A} = 0,3816 \cdot 0,6744 \cdot (889 - 307) \cdot \Delta W_{4C} = 149,5 \cdot \Delta W_{4C}.$$

Визначування зміни W_{4C} є автономною задачею розрахунків системи С.

Основні результати розрахунків представлено в [99].

4.3. Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 енергоблока 200 МВт Буриштинської ТЕС

Схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв в номінальному режимі зображена на рис. 4.5. Це своєрідний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С, D, Е, F.

Також можна розглядати окремо схему повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі, що показана на рис. 4.3 елементами є підсистеми А, В, С та схему проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі, що показана на рис. 4.4 елементами є підсистеми D, Е, F.

Розрахунки значень режимних коефіцієнтів схеми повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100 для початкового стану відповідно (3.1) мають вигляд.

Для повітропідігрівника (підсистема С):

$$W_{2C} = \frac{384 - 255}{467 - 255} = 0,6085; \quad W_{4C} = \frac{364 - 255}{467 - 255} = 0,5142.$$

Для водяного економайзера (підсистема В):

$$W_{2B} = \frac{254 - 234}{364 - 234} = 0,1538; \quad W_{4B} = \frac{299 - 234}{364 - 234} = 0,5000.$$

Для повітропідігрівника (підсистема А):

$$W_{2A} = \frac{255 - 70}{299 - 70} = 0,8079; \quad W_{4A} = \frac{163 - 70}{299 - 70} = 0,4061.$$

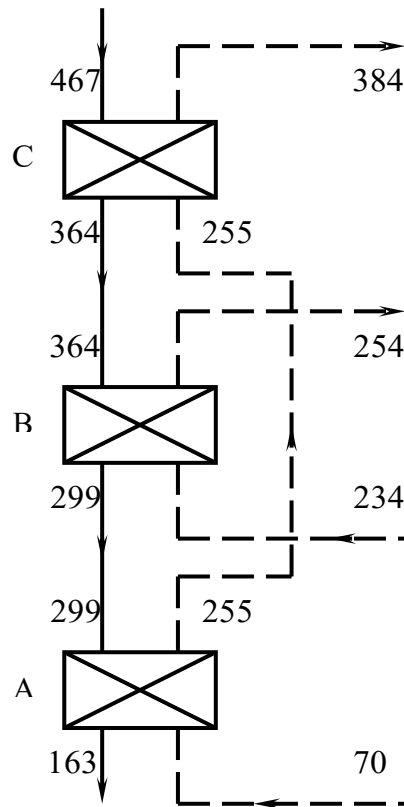


Рис. 4.3. Розрахункова схема повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі

Чисельні значення режимних коефіцієнтів для заданого початкового стану схеми повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100 розраховані за допомогою прикладних програм на комп'ютері та представлені у табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Значення режимних коефіцієнтів K_{iN} за початкових значень об'єктних параметрів для парового котла ТП-100 у номінальному режимі

t_{iN}	K_{iN1A}	K_{iN1B}	K_{iN3C}	$\sum K_{iN}$
t_{2C}	0,0936	0,1968	0,7096	1,0
t_{4C}	0,1161	0,2442	0,6397	1,0
t_{2B}	0,0179	0,8837	0,0984	1,0
t_{4B}	0,0581	0,6221	0,3198	1,0
t_{2A}	0,2390	0,5026	0,2584	1,0
t_{4A}	0,6175	0,2526	0,1299	1,0

Взаємозв'язки температур елементів моделей повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100 відповідно до рівнянь (3.4):

Для повітропідігрівника (підсистема С):

$$t_{2C} = 0,0936 \cdot t_{1A} + 0,1968 \cdot t_{1B} + 0,7096 \cdot t_{3C};$$

$$t_{4C} = 0,1161 \cdot t_{1A} + 0,2442 \cdot t_{1B} + 0,6397 \cdot t_{3C}.$$

Для водяного економайзера (підсистема В):

$$t_{2B} = 0,0179 \cdot t_{1A} + 0,8837 \cdot t_{1B} + 0,0984 \cdot t_{3C};$$

$$t_{4B} = 0,0581 \cdot t_{1A} + 0,6221 \cdot t_{1B} + 0,3198 \cdot t_{3C}.$$

Для повітропідігрівника (підсистема А):

$$t_{2A} = 0,2390 \cdot t_{1A} + 0,5026 \cdot t_{1B} + 0,2584 \cdot t_{3C};$$

$$t_{4A} = 0,6175 \cdot t_{1A} + 0,2526 \cdot t_{1B} + 0,1299 \cdot t_{3C}.$$

Взаємозв'язки змін температур елементів моделей повітропідігрівника та водяного економайзера парового котла ТП-100 відповідно до рівнянь (3.5):

$$\Delta t_{2C} = 0,0936 \cdot \Delta t_{1A} + 0,1968 \cdot \Delta t_{1B} + 0,7096 \cdot \Delta t_{3C};$$

... ..

$$\Delta t_{4A} = 0,6175 \cdot \Delta t_{1A} + 0,2526 \cdot \Delta t_{1B} + 0,1299 \cdot \Delta t_{3C}.$$

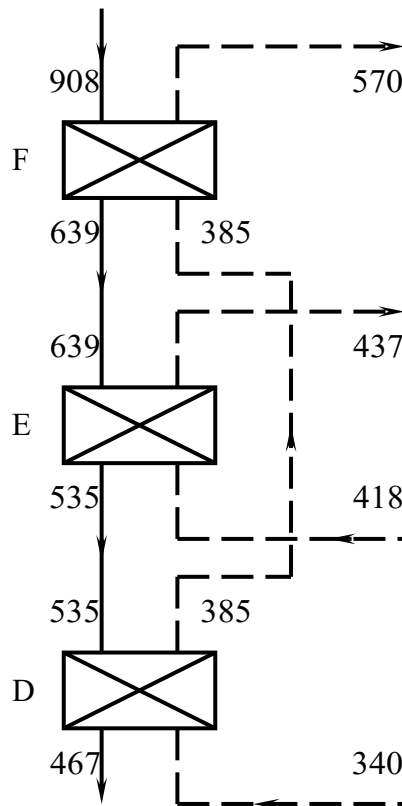


Рис. 4.4. Розрахункова схема проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі

Розрахунки значень режимних коефіцієнтів схеми проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100 для початкового стану відповідно (3.1) мають вигляд.

Для проміжного пароперегрівника (підсистема F):

$$W_{2F} = \frac{570 - 385}{908 - 385} = 0,3537; \quad W_{4F} = \frac{639 - 385}{908 - 385} = 0,4857.$$

Для первинного пароперегрівника (підсистема E):

$$W_{2E} = \frac{437 - 418}{639 - 418} = 0,0860; \quad W_{4E} = \frac{535 - 418}{639 - 418} = 0,5294.$$

Для проміжного пароперегрівника (підсистема D):

$$W_{2D} = \frac{385 - 340}{535 - 340} = 0,2308; \quad W_{4D} = \frac{467 - 340}{535 - 340} = 0,6513.$$

Чисельні значення режимних коефіцієнтів для заданого початкового стану схеми проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100 розраховані за допомогою прикладних програм на комп'ютері та представлені у табл. 4.4.

Таблиця 4.4

Значення режимних коефіцієнтів K_{iN} за початкових значень об'єктних параметрів для парового котла ТП-100 у номінальному режимі

t_{iN}	K_{iN1D}	K_{iN1E}	K_{iN3F}	$\sum K_{iN}$
t_{2F}	0,5305	0,0749	0,3946	1,0
t_{4F}	0,4222	0,0596	0,5182	1,0
t_{2E}	0,0363	0,9192	0,0445	1,0
t_{4E}	0,2235	0,5021	0,2744	1,0
t_{2D}	0,8208	0,1159	0,0633	1,0
t_{4D}	0,4943	0,3270	0,1787	1,0

Взаємозв'язки температур елементів моделей проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100 відповідно до рівнянь (3.6):

Для проміжного пароперегрівника (підсистема F):

$$t_{2F} = 0,5305 \cdot t_{1D} + 0,0749 \cdot t_{1E} + 0,3946 \cdot t_{3F};$$

$$t_{4F} = 0,4222 \cdot t_{1D} + 0,0596 \cdot t_{1E} + 0,5182 \cdot t_{3F}.$$

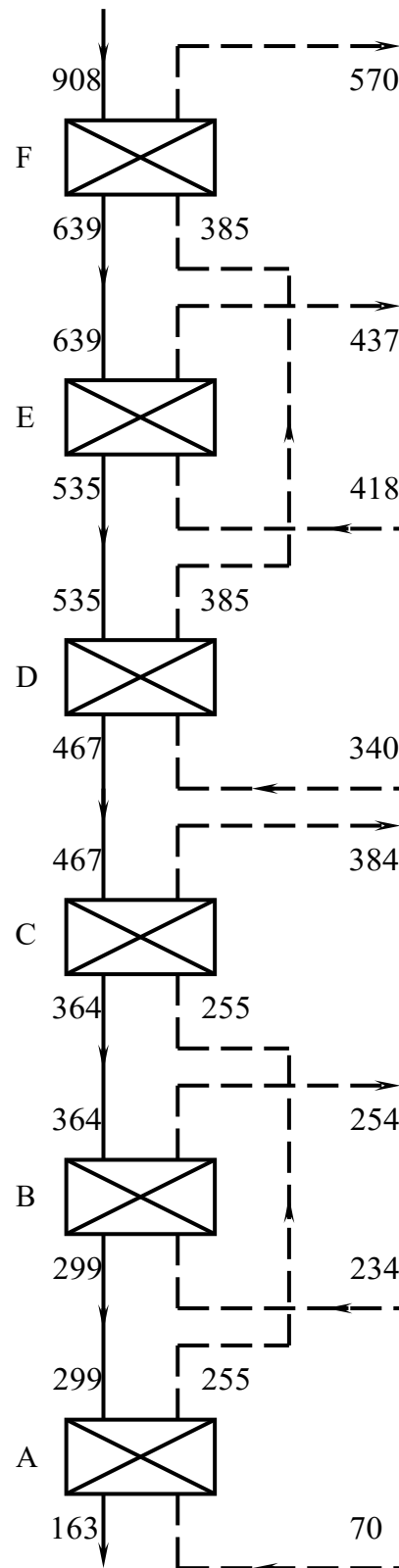


Рис. 4.5. Розрахункова схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі

Для конвективного пароперегрівника (підсистема Е):

$$t_{2E} = 0,0363 \cdot t_{1D} + 0,9192 \cdot t_{1E} + 0,0445 \cdot t_{3F};$$

$$t_{4E} = 0,2235 \cdot t_{1D} + 0,5021 \cdot t_{1E} + 0,2744 \cdot t_{3F}.$$

Для проміжного пароперегрівника (підсистема D):

$$t_{2E} = 0,0363 \cdot t_{1D} + 0,9192 \cdot t_{1E} + 0,0445 \cdot t_{3F};$$

$$t_{4D} = 0,4943 \cdot t_{1D} + 0,3270 \cdot t_{1E} + 0,1787 \cdot t_{3F}.$$

Взаємозв'язки змін температур елементів моделей проміжного та конвективного пароперегрівника парового котла ТП-100 відповідно до рівнянь (3.7):

$$\Delta t_{2F} = 0,5305 \cdot \Delta t_{1D} + 0,0749 \cdot \Delta t_{1E} + 0,3946 \cdot \Delta t_{3F};$$

... ..

$$\Delta t_{4D} = 0,4943 \cdot \Delta t_{1D} + 0,3270 \cdot \Delta t_{1E} + 0,1787 \cdot \Delta t_{3F}.$$

Чисельні значення режимних коефіцієнтів для заданого початкового стану схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 розраховані за допомогою прикладних програм на комп'ютері та представлені у табл. 4.5.

Таблиця 4.5

Значення режимних коефіцієнтів K_{iN} за початкових значень об'єктних параметрів для парового котла ТП-100 у номінальному режимі

t_{iN}	K_{iN1A}	K_{iN1B}	K_{iN1D}	K_{iN1E}	K_{iN3F}
t_{2F}	0	0	0,5305	0,0749	0,3946
t_{4F}	0	0	0,4222	0,0596	0,5182
t_{2E}	0	0	0,0363	0,9192	0,0445
t_{4E}	0	0	0,2235	0,5021	0,2744
t_{2D}	0	0	0,8208	0,1159	0,0633
t_{4D}	0	0	0,4943	0,3270	0,1787
t_{2C}	0,0936	0,1968	0,3508	0,2320	0,1268
t_{4C}	0,1161	0,2442	0,3162	0,2092	0,1143
t_{2B}	0,0179	0,8837	0,0486	0,0322	0,0176
t_{4B}	0,0581	0,6221	0,1581	0,1046	0,0571
t_{2A}	0,2390	0,5026	0,1277	0,0845	0,0462
t_{4A}	0,6175	0,2526	0,0642	0,0425	0,0232

Взаємозв'язки температур елементів моделей схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 відповідно до рівнянь (3.8):

$$t_{2F} = 0 \cdot t_{1A} + 0 \cdot t_{1B} + 0,5305 \cdot t_{1D} + 0,0749 \cdot t_{1E} + 0,3946 \cdot t_{3F};$$

... ..

$$t_{4A} = 0,6175 \cdot t_{1A} + 0,2526 \cdot t_{1B} + 0,0642 \cdot t_{1D} + 0,0425 \cdot t_{1E} + 0,0232 \cdot t_{3F}.$$

Взаємозв'язки змін температур елементів моделей схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 відповідно до рівнянь (3.9):

$$\Delta t_{2F} = 0 \cdot \Delta t_{1A} + 0 \cdot \Delta t_{1B} + 0,5305 \cdot \Delta t_{1D} + 0,0749 \cdot \Delta t_{1E} + 0,3946 \cdot \Delta t_{3F};$$

... ..

$$\Delta t_{4A} = 0,6175 \cdot \Delta t_{1A} + 0,2526 \cdot \Delta t_{1B} + 0,0642 \cdot \Delta t_{1D} + 0,0425 \cdot \Delta t_{1E} + 0,0232 \cdot \Delta t_{3F}.$$

Для температури відхідних газів парового котла ТП-100 маємо:

$$t_{4A} = 0,6175 \cdot t_{1A} + 0,2526 \cdot t_{1B} + 0,0642 \cdot t_{1D} + 0,0425 \cdot t_{1E} + 0,0232 \cdot t_{3F}.$$

Для зміни температури відхідних газів парового котла ТП-100 маємо:

$$\Delta t_{4A} = 0,6175 \cdot \Delta t_{1A} + 0,2526 \cdot \Delta t_{1B} + 0,0642 \cdot \Delta t_{1D} + 0,0425 \cdot \Delta t_{1E} + 0,0232 \cdot \Delta t_{3F}.$$

Використавши підсумкову модель схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-100 (3.9) визначимо зміну температури відхідних газів від зміни температури холодного повітря на вході в повітропідігрівник.

Тобто у випадку підвищення температури холодного повітря на 10 °С ($\Delta t_{1A} = 10$ °С) температура відхідних газів зросте на 6,2 °С ($\Delta t_{4A} = 6,2$ °С).

Якщо ж на 10 °С ($\Delta t_{3F} = 10$ °С) зросте температура димових газів на вході в ТПС, то температура відхідних газів збільшиться на 0,2 °С ($\Delta t_{4A} = 0,2$ °С).

За результатами експериментальних досліджень роботи повітропідігрівника парового котла ТП-100 було встановлено, що похибка між розрахунковими значеннями отриманими за моделлю і експериментальними складає 2,5 %.

Якщо в підсистемі N змінюються її об'єктні параметри, то це відповідно впливає на значення W_{2N} і W_{4N} , а це, в свою чергу, впливає на значення режимних коефіцієнтів K_{iN} .

Основні результати розрахунків представлено в [100].

4.4. Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 енергоблока 150 МВт Добротвірської ТЕС

Схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв в номінальному режимі набуває вигляду, що зображена на рис. 4.6. Це своєрідний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С, D.

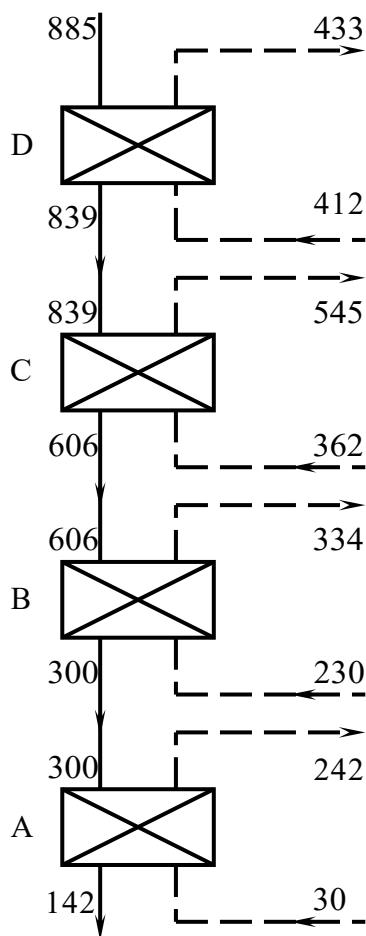


Рис. 4.6. Розрахункова схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі

Розрахунки значень режимних коефіцієнтів теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 для початкового стану відповідно (3.1) мають вигляд:

Для ширми поворотної камери (підсистема D):

$$W_{2D} = \frac{433 - 412}{885 - 412} = 0,0444; \quad W_{4D} = \frac{839 - 412}{885 - 412} = 0,9027.$$

Для вторинного пароперегрівника (підсистема C):

$$W_{2C} = \frac{545 - 362}{839 - 362} = 0,3836; \quad W_{4C} = \frac{606 - 362}{839 - 362} = 0,5115.$$

Для водяного економайзера (підсистема B):

$$W_{2B} = \frac{334 - 230}{606 - 230} = 0,2766; \quad W_{4B} = \frac{300 - 230}{606 - 203} = 0,1862.$$

Для повітропідігрівника (підсистема A):

$$W_{2A} = \frac{242 - 30}{300 - 30} = 0,7852; \quad W_{4A} = \frac{142 - 30}{300 - 30} = 0,4148.$$

Чисельні значення режимних коефіцієнтів для заданого початкового стану схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 розраховані за допомогою прикладних програм на комп'ютері та представлені у табл. 4.6.

Таблиця 4.6

Значення режимних коефіцієнтів K_{iN} за початкових значень об'єктних параметрів для парового котла ТП-92 у номінальному режимі

t_{iN}	K_{iN1A}	K_{iN1B}	K_{iN1C}	K_{iN1D}	K_{iN3D}
t_{2D}	0	0	0	0,9556	0,0444
t_{4D}	0	0	0	0,0972	0,9028
t_{2C}	0	0	0,6164	0,0373	0,3463
t_{4C}	0	0	0,4885	0,0497	0,4618
t_{2B}	0	0,7234	0,1351	0,0138	0,1277
t_{4B}	0	0,8138	0,0909	0,0093	0,0860
t_{2A}	0,2148	0,6390	0,0714	0,0073	0,0675
t_{4A}	0,5852	0,3376	0,0377	0,0038	0,0357

Взаємозв'язки температур елементів моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 відповідно до рівнянь (3.10):

Для ширми поворотної камери (підсистема D):

$$t_{2D} = 0 \cdot t_{1A} + 0 \cdot t_{1B} + 0 \cdot t_{1C} + 0,9556 \cdot t_{1D} + 0,0444 \cdot t_{3D};$$

$$t_{4D} = 0 \cdot t_{1A} + 0 \cdot t_{1B} + 0 \cdot t_{1C} + 0,0972 \cdot t_{1D} + 0,9028 \cdot t_{3D}.$$

Для вторинного пароперегрівника (підсистема C):

$$t_{2C} = 0 \cdot t_{1A} + 0 \cdot t_{1B} + 0,6164 \cdot t_{1C} + 0,0373 \cdot t_{1D} + 0,3463 \cdot t_{3D};$$

$$t_{4C} = 0 \cdot t_{1A} + 0 \cdot t_{1B} + 0,4885 \cdot t_{1C} + 0,0497 \cdot t_{1D} + 0,4618 \cdot t_{3D}.$$

Для водяного економайзера (підсистема B):

$$t_{2B} = 0 \cdot t_{1A} + 0,7234 \cdot t_{1B} + 0,1351 \cdot t_{1C} + 0,0138 \cdot t_{1D} + 0,1277 \cdot t_{3D};$$

$$t_{4B} = 0 \cdot t_{1A} + 0,8138 \cdot t_{1B} + 0,0909 \cdot t_{1C} + 0,0093 \cdot t_{1D} + 0,0860 \cdot t_{3D}.$$

Для повітропідігрівника (підсистема A):

$$t_{2A} = 0,2148 \cdot t_{1A} + 0,6390 \cdot t_{1B} + 0,0714 \cdot t_{1C} + 0,0073 \cdot t_{1D} + 0,0675 \cdot t_{3D};$$

$$t_{4A} = 0,5852 \cdot t_{1A} + 0,3376 \cdot t_{1B} + 0,0377 \cdot t_{1C} + 0,0038 \cdot t_{1D} + 0,0357 \cdot t_{3D}.$$

Взаємозв'язки змін температур елементів моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 відповідно до рівнянь (3.11):

$$\Delta t_{2D} = 0 \cdot \Delta t_{1A} + 0 \cdot \Delta t_{1B} + 0 \cdot \Delta t_{1C} + 0,9556 \cdot \Delta t_{1D} + 0,0444 \cdot \Delta t_{3D};$$

... ..

$$\Delta t_{4A} = 0,5852 \cdot \Delta t_{1A} + 0,3376 \cdot \Delta t_{1B} + 0,0377 \cdot \Delta t_{1C} + 0,0038 \cdot \Delta t_{1D} + 0,0357 \cdot \Delta t_{3D}.$$

Для температури відхідних газів парового котла ТП-92 маємо:

$$t_{4A} = 0,5852 \cdot t_{1A} + 0,3376 \cdot t_{1B} + 0,0377 \cdot t_{1C} + 0,0038 \cdot t_{1D} + 0,0357 \cdot t_{3D}.$$

Для зміни температури відхідних газів парового котла ТП-92 маємо:

$$\Delta t_{4A} = 0,5852 \cdot \Delta t_{1A} + 0,3376 \cdot \Delta t_{1B} + 0,0377 \cdot \Delta t_{1C} + 0,0038 \cdot \Delta t_{1D} + 0,0357 \cdot \Delta t_{3D}.$$

Використавши підсумкову модель схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-92 (3.11) визначимо зміну температури відхідних газів від зміни температури холодного повітря на вході в повітропідігрівник.

Тобто у випадку зниження температури холодного повітря на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta t_{1A} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$) температура відхідних газів понизиться на $5,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta t_{4A} = -5,9\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Якщо ж на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta t_{3D} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) зросте температура димових газів на вході в ТПС, то температура відхідних газів збільшиться на $0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta t_{4A} = 0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$).

За результатами експериментальних досліджень роботи повітропідігрівника парового котла ТП-92 було встановлено, що похибка між розрахунковими значеннями отриманими за моделлю і експериментальними склала $2,7\%$.

Якщо в підсистемі N змінюються її об'єктні параметри, то це відповідно впливає на значення W_{2N} і W_{4N} , а це, в свою чергу, впливає на значення режимних коефіцієнтів K_{iN} .

Для температури відхідних газів матимемо такі залежності:

$$K_{4A1Ax} = 1 - W_{4A} = K_{4A1A},$$

$$K_{4A1Bx} = W_{4A} \cdot (1 - W_{4B}) = K_{4A1B},$$

$$K_{4A1Cx} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot (1 - W_{4C}) = K_{4A1C},$$

$$K_{4A1Dx} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot (1 - W_{4Dx}),$$

$$K_{4A3Dx} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot W_{4Dx},$$

де індексом "x" позначені параметри у зміненому режимі.

Як бачимо, в цьому випадку змінюються значення тільки двох режимних коефіцієнтів. Тоді зміну температури можна визначити за таким рівнянням:

$$\Delta t_{4A} = t_{4Ax} - t_{4A} = W_{4A} \cdot W_{4B} \cdot W_{4C} \cdot (t_{3D} - t_{1D}) \cdot (W_{4Dx} - W_{4D}).$$

Для дослідженого режиму парового котла ТП-92 матимемо:

$$\Delta t_{4A} = 0,4148 \cdot 0,1862 \cdot 0,5115 \cdot (885 - 412) \cdot \Delta W_{4D} = 18,69 \cdot \Delta W_{4D}.$$

Визначування зміни W_{4D} є автономною задачею розрахунків системи D.

4.5. Розрахунки моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 енергетичного обладнання потужністю 100 МВт Добротвірської ТЕС

Схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв в номінальному режимі набуває вигляду, що зображена на рис. 4.7. Це своєрідний складний кортеж потоків нагріваних теплоносіїв вздовж потоку гріючого теплоносія. Елементами цього кортежу є підсистеми А, В, С, D.

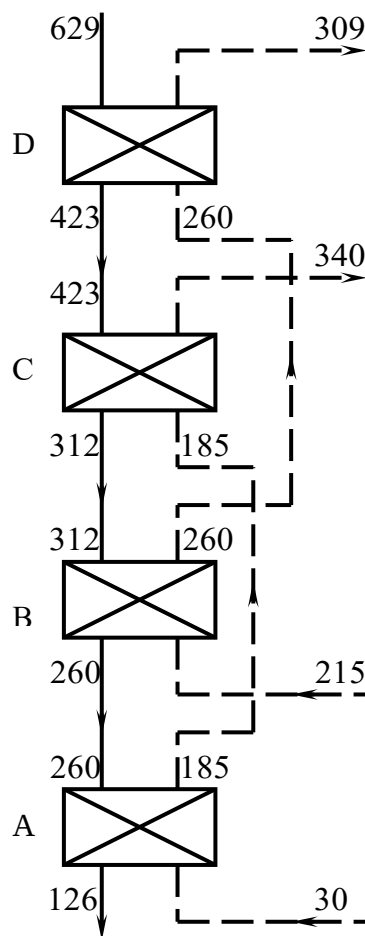


Рис. 4.7. Розрахункова схема теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 із зазначенням температур відповідних теплоносіїв у номінальному режимі

Розрахунки значень режимних коефіцієнтів теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 для початкового стану відповідно (3.1) мають вигляд:

Для водяного економайзера (підсистема D):

$$W_{2D} = \frac{309 - 260}{629 - 260} = 0,1328; \quad W_{4D} = \frac{423 - 260}{629 - 260} = 0,4417.$$

Для повітропідігрівника (підсистема C):

$$W_{2C} = \frac{340 - 185}{423 - 185} = 0,6513; \quad W_{4C} = \frac{312 - 185}{423 - 185} = 0,5336.$$

Для водяного економайзера (підсистема B):

$$W_{2B} = \frac{260 - 215}{312 - 215} = 0,4639; \quad W_{4B} = \frac{260 - 215}{312 - 215} = 0,4639.$$

Для повітропідігрівника (підсистема A):

$$W_{2A} = \frac{185 - 30}{260 - 30} = 0,6739; \quad W_{4A} = \frac{126 - 30}{260 - 30} = 0,4174.$$

Чисельні значення режимних коефіцієнтів для заданого початкового стану схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 розраховані за допомогою прикладних програм на комп'ютері та представлені у табл. 4.7.

Таблиця 4.7

Значення режимних коефіцієнтів K_{iN} за початкових значень об'єктних параметрів для парового котла ТП-10 у номінальному режимі

t_{iN}	K_{iN1A}	K_{iN1B}	K_{iN3D}
t_{2D}	0,0855	0,6493	0,2652
t_{4D}	0,0550	0,4180	0,5270
t_{2C}	0,1727	0,4482	0,3791
t_{4C}	0,2124	0,4584	0,3292
t_{2B}	0,0985	0,7487	0,1527
t_{4B}	0,0986	0,7487	0,1527
t_{2A}	0,3925	0,5046	0,1029
t_{4A}	0,6237	0,3125	0,0638

Взаємозв'язки температур елементів моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 відповідно до рівнянь (3.12):

Для водяного економайзера (підсистема D):

$$t_{2D} = 0,0855 \cdot t_{1A} + 0,6493 \cdot t_{1B} + 0,2652 \cdot t_{3D};$$

$$t_{4D} = 0,0550 \cdot t_{1A} + 0,4180 \cdot t_{1B} + 0,5270 \cdot t_{3D}.$$

Для повітропідігрівника (підсистема C):

$$t_{2C} = 0,1727 \cdot t_{1A} + 0,4482 \cdot t_{1B} + 0,3791 \cdot t_{3D};$$

$$t_{4C} = 0,2124 \cdot t_{1A} + 0,4584 \cdot t_{1B} + 0,3292 \cdot t_{3D}.$$

Для водяного економайзера (підсистема B):

$$t_{2B} = 0,0985 \cdot t_{1A} + 0,7487 \cdot t_{1B} + 0,1527 \cdot t_{3D};$$

$$t_{4B} = 0,0986 \cdot t_{1A} + 0,7487 \cdot t_{1B} + 0,1527 \cdot t_{3D}.$$

Для повітропідігрівника (підсистема A):

$$t_{2A} = 0,3925 \cdot t_{1A} + 0,5046 \cdot t_{1B} + 0,1029 \cdot t_{3D};$$

$$t_{4A} = 0,6237 \cdot t_{1A} + 0,3125 \cdot t_{1B} + 0,0638 \cdot t_{3D}.$$

Взаємозв'язки змін температур елементів моделей теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 відповідно до рівнянь (3.13):

$$\Delta t_{2D} = 0,0855 \cdot \Delta t_{1A} + 0,6493 \cdot \Delta t_{1B} + 0,2652 \cdot \Delta t_{3D};$$

... ..

$$\Delta t_{4A} = 0,6237 \cdot \Delta t_{1A} + 0,3125 \cdot \Delta t_{1B} + 0,0638 \cdot \Delta t_{3D}.$$

Для температури відхідних газів парового котла ТП-10 маємо:

$$t_{4A} = 0,6237 \cdot t_{1A} + 0,3125 \cdot t_{1B} + 0,0638 \cdot t_{3D}.$$

Для зміни температури відхідних газів парового котла ТП-10 маємо:

$$\Delta t_{4A} = 0,6237 \cdot \Delta t_{1A} + 0,3125 \cdot \Delta t_{1B} + 0,0638 \cdot \Delta t_{3D}.$$

Використавши підсумкову модель схеми теплопередавальної системи конвективних поверхонь нагріву парового котла ТП-10 (3.13) визначимо зміну температури відхідних газів від зміни температури холодного повітря на вході в повітропідігрівник.

Тобто у випадку підвищення температури холодного повітря на 10 °С ($\Delta t_{1A} = 10$ °С) температура відхідних газів зросте на 6,2 °С ($\Delta t_{4A} = 6,2$ °С).

Якщо ж на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta t_{3D}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$) зросте температура димових газів на вході в ТПС, то температура відхідних газів збільшиться на $0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta t_{4A}=6,2\text{ }^{\circ}\text{C}$).

За результатами експериментальних досліджень роботи повітропідігрівника парового котла ТП-10 було встановлено, що похибка між розрахунковими значеннями отриманими за моделлю і експериментальними склала $2,0\%$.

Якщо в підсистемі N змінюються її об'єктні параметри, то це відповідно впливає на значення W_{2N} і W_{4N} , а це, в свою чергу, впливає на значення режимних коефіцієнтів K_{iN} .

4.6. Аналіз процесів регулювання температури пари проміжного перегріву прямотруминних парових котлів енергоблоків

Для аналізу процесів регулювання температури пари проміжного перегріву виконаємо моделювання впорскувальних пристроїв енергетичних блоків парових котлів.

Оскільки впорскувальний пристрій представляє собою елемент для змішування двох і більше потоків теплоносіїв то і запис в загальному випадку можна представити у вигляді рівняння (2.21):

$$t_2 = (1 - Z_2) \cdot t_1 + Z_2 \cdot t_3.$$

Для прямотруминних парових котлів енергоблоків потужністю 300-800 МВт наведено схему роботи впорскувального пристрою (рис. 4.8).

Для структурної схеми (рис.4.9.) рівняння для елемента А будуть мати вигляд (2.71):

$$t_2 = t_1 + P_2 \cdot (t_3 - t_1) = (1 - P_2) \cdot t_1 + P_2 \cdot t_3;$$

$$t_4 = t_1 + P_4 \cdot (t_3 - t_1) = (1 - P_4) \cdot t_1 + P_4 \cdot t_3.$$

Для елемента В, відповідно, буде мати вигляд (2.21):

$$t_2 = (1 - Z_2) \cdot t_1 + Z_2 \cdot t_3.$$

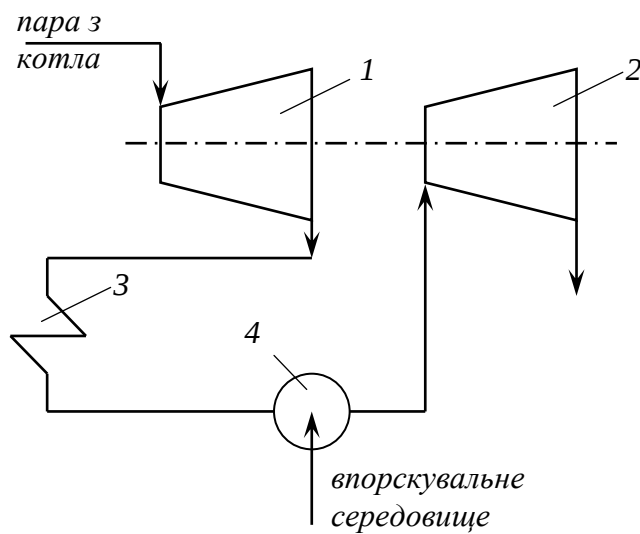


Рис.4.8 Схема роботи впорскувального пристрою:

1 – частина високого тиску турбіни; 2 – частина середнього тиску турбіни; 3 – проміжний пароперегрівник парового котла; 4 – пусковий впорскувальний пристрій

Відповідне графічне представлення у вигляді структурної схеми зображено на рис.4.9.

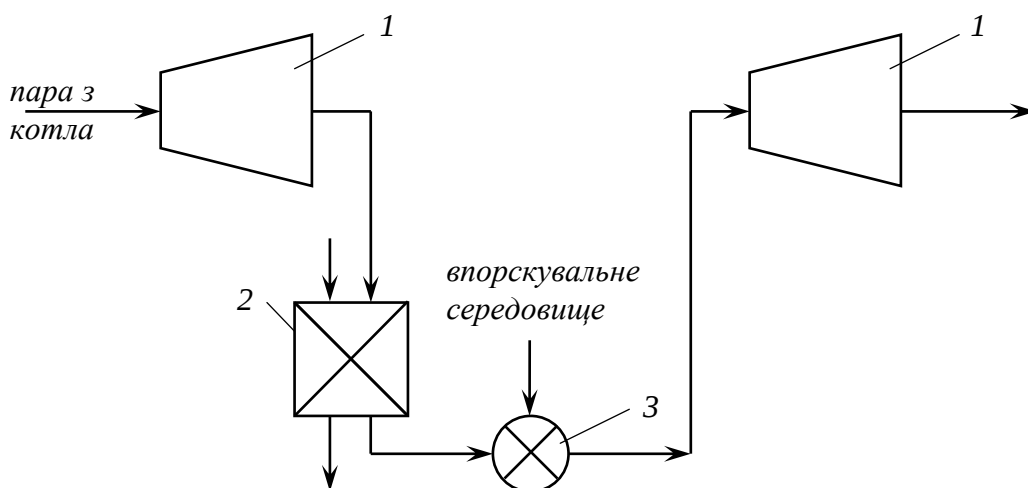


Рис.4.9 Структурна схема роботи впорскувального пристрою:

1 – розширювач (двигун); 2 – теплообмінник (передавач тепла); 3 – змішувач потоків

Узагальнені параметри для вказаних елементів можна представити у вигляді (2.9, 2.10 та 2.23):

Для теплообмінників маємо:

- узагальнена температура нагріваного теплоносія

$$P_2 = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1};$$

- узагальнена температура гріючого теплоносія

$$P_4 = \frac{t_4 - t_1}{t_3 - t_1}.$$

Для змішувачів потоків теплоносіїв:

$$Z_2 \equiv \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}.$$

Проаналізувавши рівняння елементів та структурну схему бачимо, що ключовими параметрами які впливають на кінцеву температуру пари, яка надходить ЦСТ парової турбіни є витрата і температура впорскувального середовища.

Тому з метою підвищення економічності та надійності регулювання температури пари проміжного перегріву прямоточних парових котлів енергоблоків потужністю 300-800 МВт запропоновано такі способи її регулювання. Ці способи розглянемо в наступних підрозділах 4.6.1 та 4.6.2.

4.6.1. Спосіб регулювання температури пари промперегріву в пускових режимах роботи енергоблоків

Відомий спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву при пуску блока шляхом впорскування живильної води в пару [101].

На даний час відомий спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву шляхом змішування конденсату або вологої пари з основним потоком пари.

Відомий також спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву енергоблоку в пускових режимах (найбільш близький за технічною

суттю до описаного) шляхом використання як охолоджувального середовища насиченої пари.

Недоліком відомих способів є те, що вони не дають змогу забезпечити достатню надійність роботи на початковій стадії пуску.

При регулюванні температури пари проміжного перегріву шляхом подачі живильної води або конденсату в зв'язку з неякісною роботою впорскувальних пристроїв при малих швидкостях пари в паропроводах проходить різка зміна температури пари проміжного перегріву за паровим котлом, що негативно впливає на надійність металу паропроводів турбіни.

Крім цього, на згинах паропроводів у зв'язку з конденсацією пари (в початковий період пуску блока) або сепарації капель впорскуваної води утворюється перепад температур у металі паропроводу, що скорочує термін дії останнього.

Регулювання температури пари проміжного перегріву шляхом подачі насиченої пари з розпалювального розширювача можливе тільки в початковий період пуску в зв'язку з обмеженим тиском у розпалювальному розширювачу.

В основу винаходу поставлено задачу вдосконалити спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву в пускових режимах енергоблоків та усунення вказаних недоліків і підвищення надійності роботи устаткування.

Поставлена задача досягається тим, що як охолоджувальне середовище використовується перегріта пара. У цьому випадку пару для охолодження використовують з вищим тиском і нижчою температурою порівнянні з парою основного потоку.

Наприклад, як охолоджувач можна використовувати пару з колектора власних потреб блока при тиску 1,3 МПа і температурі 240-270 °С, або пару із відборів турбіни тощо.

На рис. 4.10 показана схема, за допомогою якої можна реалізувати вказаний спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву.

Схема містить частину високого тиску турбіни 1, проміжний пароперегрівник парового котла 2, паропровід гарячого проміжного перегріву

3, пусковий впорскувальний пристрій 4, частину середнього тиску турбіни 5, трубопровід 6 подачі пари із колектора власних потреб 7, паропровід 8 подачі пари із відборів турбіни, регулювальну 9, запірну арматуру 10, випарну поверхню котла 11, вмонтовану засувку 12, перегрівну поверхню котла 13, вбудований сепаратор 14.

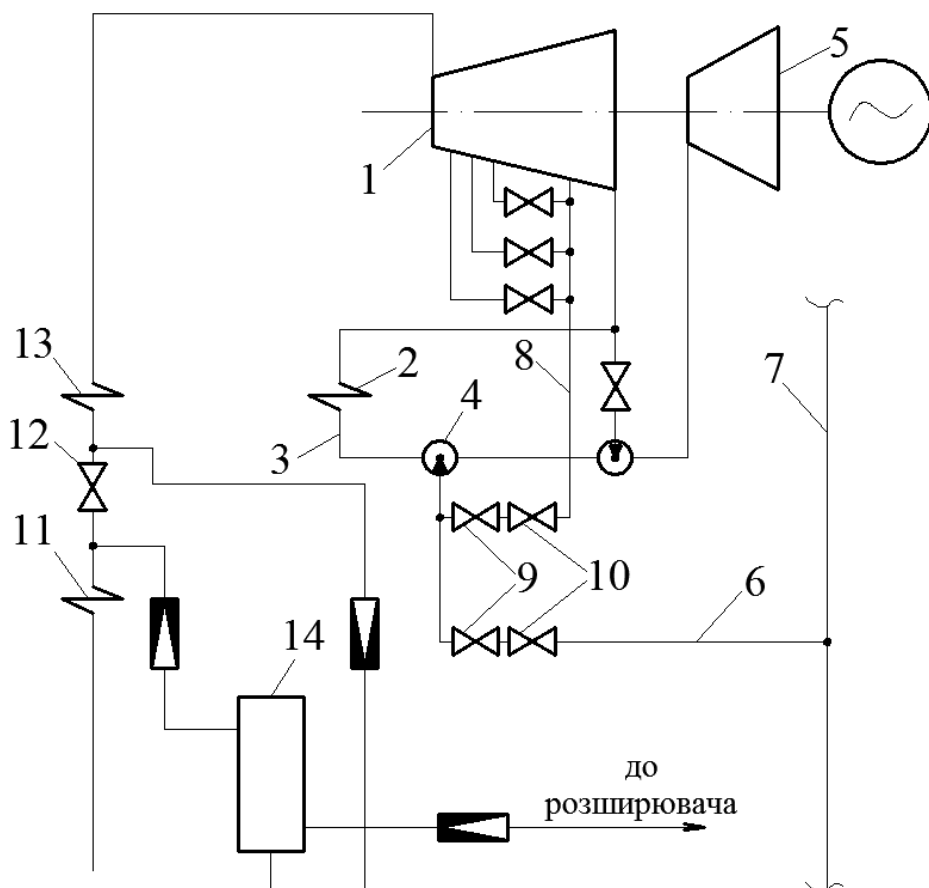


Рис. 4.10. Схема регулювання температури пари проміжного перегріву
Спосіб реалізується наступним чином.

Живильна вода, яка пройшла через випарні поверхні нагріву котла 11, надходить у вбудований сепаратор 14, де проходить відділення пари від води. Пара по лінії випару надходить в перегрівні поверхні нагріву 13, де перетворюється в перегріту пару, і іде в частину високого тиску турбіни 1.

Відпрацьована пара з частини високого тиску турбіни 1 надходить в проміжний перегрівник парового котла 2, перегрівається і по паропроводу 3 подається в частину середнього тиску турбіни 5. У цьому випадку, для регулювання температури пари проміжного перегріву в паропровід 3 подається

із колектора власних потреб 7 перегріта пара, або із відбору турбіни 1 через додатково встановлені трубопроводи 6 і 8 та запірну 9 і регулювальну арматуру 10.

Наприклад, для блока потужністю 300 МВт при електричному навантаженні 50МВт, у пусковому режимі тиск пари в паропроводі 3 становить 0,6-0,8 МПа, а тиск у колекторі 7-1,3 МПа. У цьому випадку температура перегрітої пари на вході в частину середнього тиску турбіни рівна 450-500 °С, а температура охолоджувального середовища (слабо перегрітої пари) із колектора 7 становить 240-270 °С.

Таким чином, подача пари із колектора власних потреб 7 на впорскувальний пристрій 4 буде сприяти зниженню загальної температури пари проміжного перегріву на вході в циліндр середнього тиску 5 турбіни.

У випадку підвищення потужності блоку більше 80-90 МВт можна використовувати для регулювання температури пари проміжного перегріву пару із відбору турбіни 1, яку подають на впорскувальний пристрій 4 по додатково встановленому паропроводу 8.

Таким чином, змішування потоків перегрітої пари з різною температурою, забезпечує найбільш плавне регулювання температури пари проміжного перегріву по відношенню до всіх відомих способів, що підвищує надійність роботи проміжного пароперегрівника і паропроводів у пускових режимах [102].

4.6.2. Спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву в пускових режимах прямотокового котла

Відомий спосіб регулювання температури пари шляхом подачі води з нижньої радіаційної частини парового котла. Недоліком відомого способу є те, що у випадку зниження тиску, наприклад для блока 300 МВт з 250 кг/см² за температури води 300 °С до 5-8 кг/см² шляхом дроселювання утворюється пара, тобто регулювання температури пари здійснюється парою. Крім того, при таких великих перепадах тиску 240 кг/см², збільшується ймовірність відмови в роботі регулювальних органів.

Відомий також спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву за паровим котлом (на виході з проміжного пароперегрівника), який обладнаний пусковими впорскувальними пристроями, трубопроводами подачі охолоджувальної води з проміжного ступеня живильної помпи у впорскувальні пристрої, запірними і регулювальними органами, шляхом подачі живильної води з проміжного ступеня живильної помпи [103]. Недоліком відомого способу регулювання температури пари проміжного перегріву є те, що він не дає можливість забезпечити достатньої економічності і надійності регулювання температури пари проміжного перегріву на початковій стадії пуску парового котла.

Незадовільна робота впорскувального пристрою при малих витратах і, відповідно малих швидкостях потоку пари відбувається в зв'язку з неякісним розпорскуванням впорскувальної води внаслідок подачі на впорск води з низькою температурою. Наприклад, для блоків 300-800 МВт температура живильної води на впорски в первинний період становить приблизно 110 °С. Деякий вплив має і великий перепад води на регулювальних органах впорскувального пристрою.

Так, наприклад, для блока 800 МВт у первинний період пуску тиск пари проміжного перегріву в паропроводі становить 0,05 МПа, а тиск води 5,5-6,0 МПа, тобто перепад на регулювальному органі становитиме 5,45-5,95 МПа. При таких перепадах незначна зміна положення регулювального органу призведе до неприпустимої різкої зміни витрати охолоджувального середовища, а, отже, і до зміни температури пари проміжного перегріву за паровим котлом, що знижує надійність роботи паропроводів, турбіни.

На паропроводи гарячого проміжного перегріву безпосередньо за захисною сорочкою, а також на гйбах за нею випадають нестигнувши випаруватися краплини впорскувальної, відносно холодної води, в результаті чого перепад по металу паропроводів набагато перевищує допустиму величину, і, в кінцевому підсумку, знижує термін служби вказаних ділянок паропроводів.

Метою нового способу регулювання температури пари проміжного перегріву в пускових режимах є підвищення надійності і економічності устаткування на початковій стадії пуску прямотокового котла.

Вказана мета досягається тим, що в період від моменту повного закриття пуско-скидного пристрою котла і включення впорскувальних пристроїв до підвищення тиску пари холодного проміжного перегріву до відповідного тиску в розпалювальному розширювачі, регулювання температури пари проміжного перегріву здійснюють шляхом подачі води на впорскувальні пристрої тільки за температури насичення з розпалювального розширювача з наступним змішуванням її з водою, що надходить з вмонтованого сепаратора, в період до моменту виходу котла на прямотоковий режим, а далі з живильною водою, що подається від живильної помпи в такі періоди пуску.

На рис. 4.11. наведена система, за допомогою якої реалізується запропонований спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву.

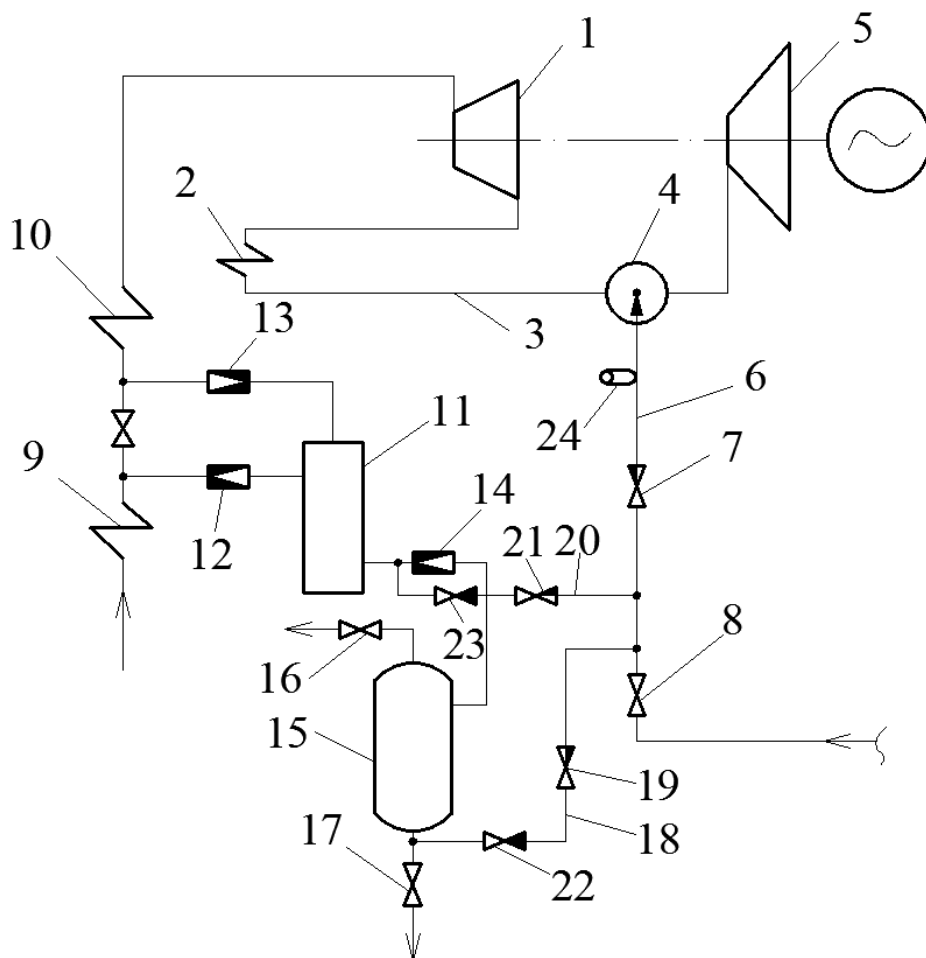


Рис. 4.11. Система регулювання температури пари проміжного перегріву

Система містить частину високого тиску турбіни 1, проміжний пароперегрівник 2, паропровід гарячого проміжного перегріву 3, пускові впорскувальні пристрої 4, частину середнього тиску турбіни 5, трубопровід подачі живильної води на впорскувальні пристрої 6, регулювальну арматуру 7, запірну арматуру 8, випарну поверхню котла 9, перегрівну 10, вмонтований сепаратор 11, з регулювальними органами 12, 13 і 14, розпалювальний розширювач 15 з регулювальною арматурою 16 і 17, додатково встановлений трубопровід 18 з запірно-регулювальним органом 19, трубопровід 20 з запірно-регулювальним органом 21, зворотні клапани 22 і 23, а також додатково встановлений давач виміру температури 24.

Живильна вода, яка пройшла через випарні поверхні нагріву парового котла 9 і перегрівні поверхні нагріву парового котла 10, випаровується, перетворюється в перегріту пару і надходить в частину високого тиску турбіни 1. Відпрацьована в частині високого тиску турбіни пара надходить в проміжний перегрівник парового котла 2, повторно підігрівається і паропроводом 3 іде в частину середнього тиску турбіни 5. Регулювання температури пари проміжного перегріву в паропроводі 3 здійснюється шляхом подачі води з розпалювального розширювача 15 через додатково встановлені трубопроводи 18 і запірно-регулювальну арматуру 19 в трубопровід 6 і далі на пускові впорскувальні пристрої 4. У цьому випадку арматура 8 закрита.

У зв'язку з тим, що в початковий пусковий період тиск пари в паропроводі (наприклад, блока 300 МВт) знаходиться в межах 0,2-1,0 МПа, а тиск води в трубопроводі 18 (тобто в розпалювальному розширювачі 15) в межах 0,3-1,8 МПа перепад на регулювальному органі невеликий, що забезпечує плавне регулювання температури пари проміжного перегріву за котлом в паропроводі 3.

Крім цього, вода, що подається з розпалювального розширювача 15 на впорскувальні пристрої 4 має температуру насичення, що забезпечує необхідне розпорскування.

Регулювання температури пари проміжного перегріву за рахунок подачі води з розпалювального розширювача 15 здійснюється в період від включення впорскувальних пристроїв, після закриття пуско-сکیدного пристрою, і до моменту підвищення тиску пари холодного проміжного перегріву до величини, рівній тиску в розпалювальному розширювачі 15. Подальше регулювання пари здійснюється шляхом відкриття регулювального органу 21 на додатково встановленій лінії 20. У цьому випадку в первинний період буде здійснюватися змішування води по додатково встановлених трубопроводах 18 і 20 з розпалювального розширювача 15 і вмонтованого сепаратора 11.

У момент, коли тиск у паропроводі гарячого проміжного перегріву 3 досягне тиску води в розпалювальному розширювачі 15, подача її з розпалювального розширювача 15 на впорскувальний пристрій 4 автоматично припиниться і регулювання температури буде здійснюватися за рахунок подачі води з вмонтованого сепаратора 11 по встановленому трубопроводу 20 через запірно–регулювальні органи 21 і 23.

Потрібно відзначити, що регулювання температури пари проміжного перегріву шляхом подачі води за температури насичення з розпалювального розширювача 15 є найбільш економічним, оскільки воду після отримання відповідної її якості, в відомих схемах, скидають по трубопроводу 17 в конденсатор турбіни або в бак запасного конденсату, в зв'язку з чим втрачається тепло води. В нашому способі регулювання температури пари проміжного перегріву в пускових режимах прямотокового котла тепло використовується на вироблення електроенергії [104]. Регулювання температури пари проміжного перегріву за рахунок подачі води з вмонтованого сепаратора 11 здійснюється до виходу котла на прямотоковий режим, тобто до моменту закриття дроселя 14. Подальше регулювання температури пари проміжного перегріву здійснюється шляхом змішування живильної води, що подається з проміжної ступені помпи відкриттям регулювального органу 8, і середовища, що подається з вмонтованого сепаратора 11. В залежності від кількості середовища (в пропорціях), що подається з вмонтованого

сепаратора 11 і проміжної ступені помпи, можна змінювати температуру охолоджувального середовища на вході у впорскувальний пристрій 4, і підтримувати її у відповідних межах. У зв'язку з цим на лінії 6 додатково встановлений давач 24 виміру температури, вихід якого з'єднаний із входом регулятора, який впливатиме через схему виміру на регулювальні органи 8 і 21.

Отже, подальше регулювання температури здійснюється у випадку змішування води з проміжного ступеня помпи і середовища з вмонтованого сепаратора 11. Регулювати температури у цьому випадку можна аж до номінального навантаження блока.

Таким чином, застосування способу регулювання температури пари проміжного перегріву дає можливість підвищити надійність і економічність роботи парового котла в пускових режимах.

Висновки до розділу 4

1. Виконано розрахунки моделей теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92, ТП-10 та визначено значення безрозмірних режимних коефіцієнтів K_{iN} для номінального режиму роботи цих парових котлів при вихідних значеннях їх об'єктних параметрів.

2. Для оцінки адекватності розроблених моделей теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів проведено експериментальні дослідження та встановлено, що похибка між розрахунковими та експериментальними даними для повітропідігрівника парового котла ТП-210А складає 1,6 %, для повітропідігрівника парового котла ТП-100 похибка складає 2,5 %, для повітропідігрівника котла ТП-92 - 2,7 %, для повітропідігрівника котла ТП-10 - 2,0 %.

3. Розроблено новий спосіб регулювання температури пари промперегріву в пускових режимах роботи енергоблоків ТЕС.

4. Розроблено новий спосіб регулювання температури пари проміжного перегріву в пускових режимах роботи прямотокового парового котла.

ВИСНОВКИ

1. З аналізу літературних джерел встановлено, що існуючі методи та методики розрахунків конвективних поверхонь нагріву парових котлів не дають змогу оперативно визначити наслідки внесених режимних змін у теплопередавальну систему, що складається з кількох теплообмінників, взаємозв'язаних гріючим теплоносієм.

2. Розроблено методичні основи побудови моделей теплопередавальних систем взаємозв'язаних теплообмінників, які відображають залежність вихідних температур теплоносіїв від вхідних температур і об'єктних безрозмірних параметрів. Показано, що температурні характеристики лінійної ТПС описуються рівняннями, які представляють лінійну залежність вихідних температур теплоносіїв від вхідних температур теплоносіїв.

3. Вдосконалено методику режимних розрахунків для визначення наслідків внесених режимних змін у теплопередавальну систему взаємозв'язаних теплообмінників на основі відомих вхідних та вихідних температур теплоносіїв, яка дає змогу визначити наслідки внесених режимних змін у теплопередавальну систему, зокрема: прогнозувати вплив зміни вхідних температур теплоносіїв на зміну їх вихідних температур, виявляти можливі удосконалення теплопередавальних систем, а також аналізувати роботу теплообмінників в режимах від мінімального до максимального навантаження.

4. Для парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92, ТП-10 теплових електричних станцій вперше розроблено моделі теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву, які відображають основні фізичні явища перенесення теплоти та дають змогу аналізувати їх роботу в режимах від мінімального до максимального навантаження.

5. Визначено значення безрозмірних режимних коефіцієнтів K_{IN} в номінальному режимі роботи при вихідних значеннях об'єктних параметрів для теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів ТПП-312, ТПП-210А, ТП-100, ТП-92 та ТП-10. Це дає можливість встановити

взаємний вплив температур на процес перенесення тепла від гріючого до нагріваних теплоносіїв.

6. Виконано оцінку адекватності розроблених моделей теплопередавальних систем конвективних поверхонь нагріву парових котлів, внаслідок внесених режимних змін. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що похибка між розрахунковими та експериментальними даними для повітропідігрівника парового котла ТП-210А складає 1,6 %, для повітропідігрівника парового котла ТП-100 – 2,5 %, для повітропідігрівника парового котла ТП-92 – 2,7 %, для повітропідігрівника парового котла ТП-10 – 2,0 %.

7. Запропоновано нові схеми та способи регулювання температури пари проміжного перегріву в пускових режимах роботи парових котлів та енергоблоків, на які отримано патенти на винахід.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Nusselt W. Eine neue Formel für den Wärmedurchgang im Kreuzstrom. – Technische Mechanik und Thermodynamik, 1930, Band 1, №12, s.417–422.
2. Smith D.M. Mean Temperature Difference in Cross Flow. – Engineering, 1934, vol. 138, №3590, p.479–481, №3594, p.606–607.
3. Bowman R.A., Mueller A.C., Nagle W.M. Mean Temperature Difference in Design. – Transaction of the ASME, 1940, vol. 62, №4, p.283–294.
4. Вульман Ф. А., Хорьков Н. С. Тепловые расчеты на ЭВМ теплоэнергетических установок / Под общ. ред. В. Я. Рыжкина. – М.: Энергия, 1975. – 200 с.
5. Чабан О.Й. Анализ неноминальных режимов конвективных ступеней котлов. – В сб.: Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС, вып. XXXIX. – М.: Энергия, 1970, с. 133–145.
6. Чабан О.Й., Крук М.Т. Наладочные расчеты режимов теплоэнергетического оборудования энергоблоков. - В кн.: Энергетика и электрификация, серия Эксплуатация и ремонт электростанций, экспресс-информация, вып.12. – М.: Информэнерго, 1979, с. 5-41.
7. Определение температурных характеристик сепараторов-пароперегревателей при испытаниях турбоустановок АЭС /О.Й.Чабан, М.Г.Теплицкий, А.М.Сулик, В.А.Бузлуков/. – Теплоэнергетика, 1984, №6, с. 15-18.
8. Чабан О.И., Остап'юк Р.В., Сташкив М.Г. Взаимосвязь температур в сложных теплообменных установках // Машиностроение. – 1975. – № 4. – С. 28-30.
9. Чабан О.Й., Галянчук І.Р. Моделі і розрахунки елементарних конвективних теплообмінників // вісник ДУ “Львівська політехніка” № 365 “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація: – Львів: Вид-во ДУ “ЛП”, 1999. – С. 32-40.

10. Оборудование теплообменное АЭС. Расчет тепловой и гидравлический. РТМ 108.031.05-84. Издание официальное. Руководящий технический материал. / О.Й.Чабан в составе авторского коллектива /. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986, 180 с.

11. Сепараторы-пароперегреватели турбин АЭС. Расчет и проектирование. РТМ 108.020.107-84. Издание официальное. Руководящий технический материал. / О.Й.Чабан в составе авторского коллектива/. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986, 126 с.

12. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). // Под ред. Н.В.Кузнецова и др. – Москва: “Энергия”, 1978. – 296с.

13. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача // Учебник для ВТУЗ-ов, изд. 4. – Москва: Энергоиздат, 1981. – 416с.

14. Бакластов А.М., Горбенко В.А., Удыма П.Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: Учебное пособие для ВУЗов / Под общ. ред. А.М. Бакластова. – М.:Энергоиздат, 1981. – 336 с.

15. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 414 с.

16. Краткий справочник по теплообменным аппаратам. / Под ред. П. Д. Лебедева, – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 256 с.

17. Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / Под общ. ред. П. Л. Кириллова. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 296 с.

18. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник (книга третья справочной серии «Теплоэнергетика и теплотехника») / Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 624 с.

19. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник (книга четвертая справочной серии «Теплоэнергетика и теплотехника») / Под общ. Ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1983. – 552 с.

20. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
21. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – том 1, 560 с; том 2, 352 с.
22. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учебное пособие для ВУЗов. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Энергия, 1975. – 280 с.
23. Практикум по теплопередаче: Учебное пособие для ВУЗов / Под ред. А.П. Солодова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 296 с.
24. Щепетильников М.И., Хлопушин В.И. Сборник задач по курсу ТЭС: Учебное пособие для ВУЗов. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.
25. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообміну для инженеров. Справочник. Перевод с английского. – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.
26. Расчет эффективности предварительного подогрева воздуха на электростанциях. РТМ 24.030.50–75. Издание официальное. Руководящий технический материал. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986. – 60 с.
27. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И.Бажан, Г.Е. Каневец, В.М.Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
28. Попырин Л. С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. – М.: Энергия, 1978. – 416 с.
29. Якоб М. Вопросы теплопередачи: Пер. с англ. / Под ред. В. П. Мотулевича. – М.: Изд-во иностр. лит., 1960. – 518 с.
30. Блох А. Г. Теплообмен в топках паровых котлов. – Л.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.
31. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники: Пер. с польского / Под ред. П. Г. Романкова. – Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 820 с.
32. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: Пер. с нем. – М.: Энергоиздат, 1981. – 384 с.

33. Стоян Л. Невенкин Н. Теплообменни апарати. – София: Техника, 1979. – 246 с. (на болгарском яз.).
34. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
35. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учебное пособие для ВУЗов. – 2-е изд. перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
36. Мелентьев Л. А. Оптимизация развития и управления больших систем энергетики: Учебное пособие для ВУЗов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1982. – 319 с.
37. Кафаров В. В., Перов В. А., Мешалкин В. П. Принципы математического моделирования химико-технологических систем (Введение в системотехнику химических производств): Учебное пособие для ВУЗов. – М.: Химия, 1974. – 344 с.
38. Головач И.И. Методы и алгоритмы синтеза структур и управления теплообменными системами. Автореферат докторской диссертации. – Харьков: Харьковский институт радиоэлектроники, 1986.
39. Таиров Э.А. Моделирование и исследование динамических свойств систем теплообменников. Автореферат канд. дисс. – М.: МЭИ, 1979.
40. Гиршфельд В. Я., Мороз Г. Н. Тепловые электрические станции: Учебник для техникумов. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 224 с.
41. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции: Учебник для ВУЗов / Под ред. В. Я Гиршфельда. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
42. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для ВУЗов. – 5-е изд., перераб. – М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с.
43. Резников М. И., Липов Ю. М. Паровые котлы тепловых электростанций: Учебник для ВУЗов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 240 с.

44. Щегляев А. В. Паровые турбины: Учебник для ВУЗов. – 5-е изд., доп. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.
45. Гиршфельд В. Я., Князев А. М., Куликов В. Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС: Учебник для ВУЗов. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
46. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика: Учебник для ВУЗов. – 4-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
47. Новиков И. И. Термодинамика: Учебное пособие для ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1984. – 592 с.
48. Рычков А. Д. Моделирование в теплоэнергетике. Вычислительные технологии. – Том 7, № 2, 2002. – С. 94–105.
49. Baskar P., Edison G. A review of mathematical models for performance analysis of hybrid solar photovoltaic – thermal (PV/T) air heating systems // Advanced Materials Research. – 2013. – Vol. 768. – P. 29–39.
50. Bhandari B., Poudel SR., Lee K-T., Ahn S-H. Mathematical modeling of hybrid renewable energy system: a review on small hydro-solar-wind power generation // International journal of precision engineering and manufacturing-green technology. – 2014. Vol. 1 (2). – P. 157–173.
51. Verma P., Singal S.K. Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2008. – Vol. 12. – P. 999–1031.
52. Zhang Q., Turton R., Bhattacharyya D. Development of model and model-predictive control of an MEA-based postcombustion CO₂ capture process // Ind. Eng. Chem. Res. – 2016. – Vol. 55 (5). – P. 1292–1308.
53. Huilin L., Guangbo Z., Rushan B., Yongjin C., Gidaspow D. A coal combustion model for circulating fluidized bed boilers // Fuel – 2000. Vol. 79. – P. 165–172.
54. Wang J., Ge W., Li J. Eulerian simulation of heterogeneous gas–solid flows in CFB risers: EMMS–based sub–grid scale model with a revised cluster description // Chem. Eng. Sci. – 2008. Vol. 63. – P. 553–571.

55. Галашов Н. Н., Метнев С. В. Автоматизированный расчет нормативных и фактических показателей ТЭЦ // Электрические станции. – 2008. – № 11. – С. 26–28.
56. Dulau M., Bica D. Mathematical modelling and simulation of the behaviour of the steam turbine // Procedia Technology. – 2014. – Vol. 12. – P. 723-729.
57. Guha P., Unde V. Mathematical modeling of spiral heat exchanger // International journal of engineering research. – 2014. – Vol. 3 (4). – P. 226–229.
58. Srinivas T. Study of a deaerator location in triple-pressure reheat combined power cycle // Energy. – 2009. – Vol. 34 (9). – P. 1364–1371.
59. Mathematical modelling and simulation of steam power plant: International Conference on Electrical, Electronics, Signals, Communication and Optimization (EESCO), 24–25 Jan. 2015. Visakhapatnam. – IEEE, 2015. – P. 1–5.
60. Kowalczyk C., Rolf R.M., Kowalczyk B., Badyda K. Mathematical model of combined heat and power plant using GateCycle™ software // Journal of Power Technologies. – 2015. – Vol. 95 (3). – P. 183–191.
61. Гиль А. В., Старченко А. В., Заворин А. С. Применение численного моделирования топочных процессов для практики перевода котлов на непроектное топливо: монография – Томск: STT, 2011. – 184 с.
62. Zeng Y., Cai Y., Huang G., Dai J. A review on optimization modeling of energy systems planning and ghg emission mitigation under uncertainty // Energies. – 2011. Vol. 4. – P. 1624–1656.
63. Grabner M., Ogriseck S., Meyer B. Numerical simulation of coal gasification at circulating fluidised bed conditions // Fuel Processing Technology. – 2007. – Vol. 88. – P. 948–958.
64. Каневец Г. Е. Обобщенные методы расчета теплообменников. Киев: Наукова думка, 1979. – 352 с.
65. Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. – 2-е изд., перераб. и доп.: Пер. с англ. / Под ред. Ю. В. Петровского. – М.: Энергия, 1967. – 224 с.

66. Методи дослідження режимів радіаційних теплообмінників. / О. Й. Чабан, Р. В. Шкрабій, М. Г. Сташків. – В кн.: Сучасні питання теплотехніки. Вісник Львівського ордена Леніна політехнічного інституту, № 84, – Львів: Вища школа, 1974, с. 62–65.

67. Чепышко И. Н., Чабан О. И., Близнюк В. Ф. Аналитическое исследование режимов рециркуляции воздуха в парогенераторах. – Изв. ВУЗов СССР – Энергетика, 1973, № 10, с. 71–76.

68. Дослідження режимів груп взаємозв'язаних конвективних теплообмінників. / О. И. Чабан, О. І. Данілов, Р. В. Остап'юк, Б. А. Телюк, І. М. Тушницький. – В кн.: Сучасні питання теплотехніки. Вісник Львівського ордена Леніна політехнічного інституту, № 84. – Львів: Вища школа, 1974, с. 57–61.

69. Узагальнені характеристики теплообмінного кола при рециркуляції грійного середовища / О. Й. Чабан, В. Ф. Близнюк, І. М. Чепишко. – В кн.: Сучасні питання теплотехніки. Вісник Львівського політехнічного інституту, № 120. – Львів: Вища школа, 1978, с. 34–39.

70. Винницкий И.П., Газда М.В., Чабан О.И. Оценка эффективности внешнего подвода тепла к элементам парогенератора. – В кн.: Теплоэнергетические системы и устройства. Вестник Львовского политехнического института, № 144. – Львов: Вища школа, 1980, с. 3–5.

71. Чабан О.И., Семерак Е.М. Тепловая эффективность ступенчатой рециркуляции воздуха в котлах. – Изв. ВУЗов СССР – Энергетика, 1984, № 1, с.89–92.

72. Рубинштейн Я. М., Щепетильников М. И. Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС. – М.: Энергоиздат, 1982. – 272 с.

73. Шак А. Промышленная теплопередача: Пер. с нем. – М.: Metallurgizdat, 1961. – 528 с.

74. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи: Пер. с англ. – М.: Мир, 1983. – 512 с.

75. Андрющенко А. И. Основы технической термодинамики реальных процессов: Учебное пособие для ВТУЗов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1975. – 264 с.

76. Андрющенко А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: Учебное пособие для ВТУЗов. – 3 изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985.

77. Андрющенко А. И., Змачинский А. В., Понятов В. А. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС: Учебное пособие для ВУЗов. – М.: Высшая школа, 1974. – 280 с.

78. Иванов В. А. Регулирование энергоблоков. – Л.: Машиностроение, 1982. – 311 с.

79. Серов Е. П., Корольков Б. П. Динамика парогенераторов. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 408с.

80. J. Mysak, I. Galyanchuk, M. Kuznetsova Development of mathematical models and the calculations of elements of convective heat transfer systems // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2016. – Том 82 № 4/8. – с. 33-41.

81. І. Галянчук, О. Чабан Регенерація енергії як засіб підвищення енергоефективності // Міжнародна науково-технічна конференція «Енергоефективність – 2002» (Київ, 29-30 жовтня 2002 р.). – 2002. – с. 84.

82. Галянчук І.Р. Математичні моделі теплопередавальної системи для дво- та триходового теплообмінників / І.Р. Галянчук, М.Я. Кузнецова // «Восточно-европейский журнал передовых технологий». – 2013. – № 2/8 (62). – с. 29-32

83. Галянчук І.Р. Математичне моделювання та дослідження властивостей повітропідігрівника котла / І.Р. Галянчук, М.Я. Кузнецова // Вісник НУ «Львівська політехніка». «Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація». – 2014. – № 795. – с. 40-50

84. Мисак Й. С. Класифікація систем передачі тепла енергоустановок / Й.С. Мисак, І.Р. Галянчук, М.Я. Кузнецова // IX Міжнародна науково-

практична конференція «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні» (Львів, 6-7 квітня 2017 р.). – 2017. – с. 294–296.

85. Галянчук І.Р. Структурно-функціональний аналіз теплоенергетичних установок / І.Р. Галянчук, Й.С. Мисак // VIII Міжнародна науково-практична конференція «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні» (Львів, 2-3 квітня 2015 р.). – 2015. – с. 223-226.

86. Чабан О. И. Анализ неноминальных режимов конвективных ступеней котлов. – В сб.: Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС, вып. XXXIX. – М.: Энергия, 1970, с. 133–145.

87. Чабан О.И., Крук М.Т. Наладочные расчеты режимов теплоэнергетического оборудования энергоблоков. – В кн.: Энергетика и электрификация, серия Эксплуатация и ремонт электростанций, экспресс-информация, вып. 12. – М.: Информэнерго, 1979, с. 5–41.

88. Телюк Б. А., Чабан О. И. Определение изменений температурного напора в конвективных теплообменниках. – Теплоэнергетика, 1972, № 9, с. 93-94.

89. Мочан С.И. Температурный напор в теплообменниках с параллельно-смешанным и перекрестным током. – В кн.: Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоках. – М. – Л.: Энергия, 1964, с. 326–338.

90. Оборудование теплообменное АЭС. Расчет тепловой и гидравлический. РТМ 108.031.05-84. Издание официальное. Руководящий технический материал. / О.И.Чабан в составе авторского коллектива/. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986, 180 с.

91. Воздухоподогреватели котельных установок / Т.С. Добряков, В.К. Мигай, В.С.Назаренко и др. – Л.: Энергия, 1977. – 184 с.

92. Жидов Н.И., Козлов В.Н., Макаров Б.А. Расчет температурных полей перекрестноточного теплообменника с учетом гидравлической и

температурной неравномерностей на входе. – Теплоэнергетика, 1985, № 4, с. 68-70.

93. Озеран Т.И., Мильман О.О. Влияние температурных перекосов на эффективность теплообменников с параллельным током теплоносителей. – В кн.: Труды МЭИ, выпуск 451. – М.: 1980.

94. Цзю. Снижение эффективности теплообменника с перекрестным током вследствие неравномерности поля скоростей в потоках теплоносителей: Пер. с англ. – М.: Мир. Теплопередача, 1978, № 4, с. 19–27 (Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer).

95. Ротцель, Нойберт. Расчет среднего температурного напора для теплообменников воздушного охлаждения с перекрестным током: Пер. с англ. – М.: Мир. Теплопередача, 1979, № 3, с. 156–159 (Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer).

96. Галянчук І.Р. Особливості впливу конструктивних та режимних змін у двоступеневих теплообмінниках котла / І.Р. Галянчук, Й.С. Мисак // 11-я Международная научно-практическая конференция «Угольная теплоэнергетика: проблемы реабилитации и развития» (Киев, 16-20 сентября 2015 г.). – 2015. – с. 49-52.

97. Чабан О.И. Режимное подобие и моделирование теплообменных узлов энергоустановок. – Изв. ВУЗов СССР – Энергетика, 1981, № 6, с. 46–50.

98. Шкрабий Р. В., Чабан О. И. Влияние малых изменений температуры на теплообмен в газоходах парогенераторов. – Изв. ВУЗов СССР – Энергетика, 1973, № 12, с. 71–76.

99. Galyanchuk I., Kravets T. Mathematical Modelling of the Heat Transfer System of the Convective Heating Surfaces of the TPP-210A Steam Boiler / I. Galyanchuk, // Energy engineering and control systems. – 2020. – № 6. – с. 16-22.

100. Галянчук І.Р., Мисак Й. С., Кузнецова М. Я. Визначення наслідків режимних змін повітропідігрівача котла ТП-100 // «Энерготехнологии и ресурсозбережение». – 2015. – № 1. – с. 64-72.

101. Кроль Л.Б., Кемельман Г.Н. Промежуточный перегрев пара и его регулирование в энергетических блоках – М. Энергия 1970, – 356 с.

102. Патент України № 73425 UA 7 F22G5/12. Спосіб регулювання температури пари промперегріву в пускових режимах прямотруминного котла / Й.С. Мисак, І.Р. Галянчук, М.В. Клуб, В.Ф. Близнюк, В.Ю. Крук // опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.

103. Котельные и турбинные установки энергоблоков 500 и 800 МВт. Создание и освоение, под. ред. Дорощука В.Е., – М.: Энергия, 1979, 532 с.

104. Патент України № 73826 UA 7 F22G5/00, 5/12. Спосіб регулювання температури пари промперегріву в пускових режимах енергоблоків / Й.С. Мисак, П.О. Гут, В.Ю. Крук, М.В. Клуб, І.Р. Галянчук // опубл. 15.09.2005, Бюл. № 9.

ДОДАТОК А

Впровадження результатів дисертаційної роботи

м.Українка

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Головний інженер Трипільської ТЕС
 М.І.Котельніков
 17/8 2006р.



АКТ

про впровадження матеріалів наукових досліджень

Ми, що нижче підписалися від Трипільської ТЕС начальник виробничо-технічного відділу Міщенко Ю.М. та від Національного університету "Львівська політехніка" доктор технічних наук, професор Мисак Й.С., старший викладач кафедри Теплотехніка та теплові електричні станції Галянчук І.Р., склали цей акт про наступне:

На протязі 2004-2005р.р. пошукувачем Галянчуком І.Р. під керівництвом доктора технічних наук Мисака Й.С на Трипільській ТЕС проводились експериментальні дослідження на газомазутних котлах ТГМП-314 та ТПП-210А блоків 300МВт по визначенню температур середовищ по газохідному тракту котла.

В результаті проведених робіт експериментальним шляхом визначені температури відхідних газів, пари, води і повітря на вході та на виході з поверхонь нагріву котла (конвективні поверхні, водяний економайзер, повітропідігрівник).

На основі експериментальних даних показана можливість та ефективність режимних розрахунків поверхонь нагріву діючих котлів на основі відомих тільки температур теплоносіїв в одному з режимів роботи обладнання. Результати досліджень впроваджені для розрахунків поверхонь нагріву котлів ТГМП-314 та ТПП-210А енергоблоків 300МВт Трипільської ТЕС.

Від Трипільської ТЕС

Від НУ "Львівська політехніка"

Начальник ВТВ

Ю.М.Міщенко

Мисак Й.С.

Галянчук І.Р.

м.Бурштин

ЗАТВЕРДЖУЮ
Головний інженер Бурштинської ТЕС
В.І.Немченко
200 р.

АКТ

про впровадження матеріалів наукових досліджень

Ми, що нижче підписалися від Бурштинської ТЕС начальник виробничо-технічного відділу Батько Я.М. та від Національного університету "Львівська політехніка" доктор технічних наук, професор Мисак Й.С., старший викладач кафедри Теплотехніка та теплові електричні станції Галянчук І.Р., склали цей акт про наступне:

На протязі 2004-2005р.р. пошукувачем Галянчуком І.Р. під керівництвом доктора технічних наук Мисака Й.С на пилувугільних котлах ТП-100 енергоблоків 200МВт Бурштинської ТЕС проводились експериментальні дослідження по визначенню температур середовищ по газохідному тракту котла.

В результаті проведених робіт експериментальним шляхом визначені температури відхідних газів, пари, води і повітря на вході та на виході з поверхонь нагріву котла (конвективні поверхні, водяний економайзер, повітропідігрівник).

На основі експериментальних даних показана можливість та ефективність режимних розрахунків поверхонь нагріву роботи устаткування енергоблоків 200МВт Бурштинської ТЕС на основі відомих тільки температур теплоносіїв в одному з режимів роботи устаткування. Результати досліджень впроваджені для розрахунків поверхонь нагріву котлів ТП-100 енергоблоків 200МВт Бурштинської ТЕС.

Від Бурштинської ТЕС

Від НУ "Львівська політехніка"

Начальник ВТВ

Батько Я.М.

Мисак Й.С.

Галянчук І.Р.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер Доброутвірської ТЕЕС

Г.П.Куновський

м.Доброутвір

27. VII 2005р.

АКТ

про впровадження матеріалів наукових досліджень

Ми, що нижче підписалися від Доброутвірської ТЕЕС начальник виробничо-технічного відділу Купровський Ю.Я. та від Національного університету "Львівська політехніка" доктор технічних наук, професор Мисак Й.С., старший викладач кафедри Теплотехніка та теплові електричні станції Галянчук І.Р., склали цей акт про наступне:

На протязі 2004-2005р.р. пошукувачем Галянчуком І.Р. під керівництвом доктора технічних наук Мисака Й.С на Доброутвірській ТЕЕС проводились експериментальні дослідження на котлах ТП-92 по визначенню температур середовищ по газохідному тракту котла.

В результаті проведених робіт експериментальним шляхом визначені температури відхідних газів, пари, води і повітря на вході та на виході з поверхонь нагріву котла (конвективні поверхні, водяний економайзер, повітропідігрівник).

На основі експериментальних даних показана можливість та ефективність режимних проміжних температурних розрахунків поверхонь нагріву діючих котлів на основі відомих тільки температур теплоносіїв в одному з режимів роботи обладнання. Результати досліджень впроваджені для розрахунків поверхонь нагріву котлів ТП-92 Доброутвірської ТЕЕС.

Від Доброутвірської ТЕЕС

Від НУ "Львівська політехніка"

Начальник ВТВ

Ю.Я.Купровський

Мисак Й.С.

Галянчук І.Р.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер Доброутвірської ТЕС

Г.П.Куновський

м.Доброутвір

2005р.

АКТ

про впровадження матеріалів наукових досліджень

Ми, що нижче підписалися від Доброутвірської ТЕС начальник виробничо-технічного відділу Купровський Ю.Я. та від Національного університету "Львівська політехніка" доктор технічних наук, професор Мисак Й.С., старший викладач кафедри Теплотехніка та теплові електричні станції Галянчук І.Р., склали цей акт про наступне:

На протязі 2004-2005р.р. пошукувачем Галянчуком І.Р. під керівництвом доктора технічних наук Мисака Й.С на Доброутвірській ТЕС проводились експериментальні дослідження на котлах ТП-10 по визначенню температур середовищ по газохідному тракту котла.

В результаті проведених робіт експериментальним шляхом визначені температури відхідних газів, пари, води і повітря на вході та на виході з поверхонь нагріву котла (конвективні поверхні, водяний економайзер, повітропідігрівник).

На основі експериментальних даних показана можливість та ефективність режимних розрахунків поверхонь нагріву діючих котлів на основі відомих тільки температур теплоносіїв в одному з режимів роботи обладнання. Результати досліджень впроваджені для розрахунків поверхонь нагріву котлів ТП-10 Доброутвірської ТЕС.

Від Доброутвірської ТЕС

Від НУ "Львівська політехніка"

Начальник ВТВ

Ю.Я.Купровський

Мисак Й.С.

Галянчук І.Р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи

Національного університету

Львівська політехніка

к.т.н., доцент Давидчак О.Р.



» _____ 2020р.

А К Т

про впровадження результатів дисертаційної роботи Галянчука І.Р.
 «Моделювання конвективних теплопередавальних систем парових котлів ТЕС»
 в навчальний процес кафедри теплоенергетики,
 теплових та атомних електричних станцій

Комісія в складі голови науково-методичної ради Інституту енергетики та систем керування д.т.н., проф. Маляра В.С., зав. кафедри ТТАЕ, д.т.н., проф. Семерака М.М., доцента кафедри ТТАЕ к.т.н. доц. Римар Т.І. склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Галянчука І.Р. «Моделювання конвективних теплопередавальних систем парових котлів ТЕС» використані і впровадженні в навчальний процес кафедри теплоенергетики, теплових та атомних електричних станцій а саме, сформовано схеми та моделі конвективних теплопередавальних систем поверхонь нагріву парових котлів ТЕС, які орієнтовані на практичне застосування в різних режимах роботи. Ці моделі дозволяють прогнозувати вихідні параметри теплоносіїв, при зміні вхідних параметрів, прогнозувати стан поверхонь нагріву без виконання реальних трудозатратних випробувань, що часто є складним або і неможливим для виконання завданням.

Наукові результати дисертаційної роботи, отримані автором, а також методи розрахунків використовуються у навчальному процесі для підготовки фахівців за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» під час викладання дисципліни «Математичне моделювання в теплоенергетиці» та за спеціальністю 143 «Атомна енергетика» під час викладання дисципліни «Математичне моделювання в атомній енергетиці», а також при виконанні бакалаврських та магістерських кваліфікаційних робіт.

Голова НМР ІЕСК, д.т.н., проф.

В.С. Маляр

Завідувач кафедри ТТАЕ, д.т.н., проф.

М.М. Семерак

Доцент кафедри ТТАЕ, к.т.н., доц.

Т.І. Римар