Національна академія наук України
Інститут телекомунікацій і глобального інформаційного простору

На правах рукопису

ШИТІКОВА ІРИНА ГЕННАДІЇВНА

УДК 519.6; 697.3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА ЗМІЄВИКОВОГО ТИПУ

Спеціальність 01.05.02 - математичне моделювання та обчислювальні методи

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник
доктор технічних наук, професор,
член-кореспондент
Трофимчук Олександр Миколайович

Київ 2016

ЗМІСТ

Розділ 1. АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ І ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКЦІЙ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ……. 11

1.1. Класифікація, основні вимоги та типові конструкції теплообмінних апаратів…….. 11

1.2. Аналіз проблеми математичного моделювання теплообмінних установок……... 25

1.3. Імітаційне моделювання – ефективний інструмент для розрахунку і оптимізації параметрів теплообмінних установок…… 28

1.4. Характеристика трьохконтурного змієвикового теплообмінника……... 31

1.5. Постановка завдань дослідження…… 33

1.6. Висновки……... 34

Розділ 2. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ БАГАТОКОНТУРНИХ ТЕПЛООБМІННИХ УСТАНОВОК ЗМІЄВИКОВОГО ТИПУ…… 35

2.1. Розробка математичних моделей теплообмінників змієвикового типу в стаціонарних режимах їх роботи……. 35

2.2. Математична модель загального розрахунку конструктивних параметрів. 46

2.3. Розробка математичної моделі динаміки теплообмінника з паралельним розташуванням змієвиків……. 52

2.4. Розробка математичної моделі динаміки теплообмінника з послідовним розташуванням змійовиків…….. 62

2.5. Висновки по другому розділу…….. 65

Розділ 3. МОДЕЛЮВАННЯ БАГАТОКОНТУРНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТОВ ЗМІЄВИКОВОГО ТИПУ …….. 66

3.1. Обґрунтування необхідності використання імітаційного моделювання для аналізу і оптимізації параметрів теплообмінних апаратів…….. 66

3.2. Розробка чисельної процедури параметричної ідентифікації моделей теплообмінників змієвикового типу в стационарних режимах работи…… 67

3.3. Імітаційне моделювання теплообмінників змієвикового типу в стаціонарних режимах роботи……. 69
3.4. Імітаційне моделювання теплообмінників в нестаціонарних режимах роботи…… 77
3.5. Висновки……... 87
Розділ 4. РОЗРОБКА НАТУРНОГО ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО МАКЕТА І ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ТРЬОХКОНТУРНОГО ТЕПЛООБМІННИКА З ПІДІГРІВАЛЬНО-АКУМУЛЮЮЧОЮ ЄМНІСТЮ… 88
4.1. Загальна характеристика натурного дослідно-експериментального макета і задачі оптимізації конструкції…….. 88
4.2. Аналіз альтернативних конструкцій ПАУ з теплообмінниками змієвикового типу в режимі водоспоживання на індивідуальному тепловому пункті…….. 93
4.3. Вибір оптимальної конструкції підігрівально-акумулюючої установки за умови мінімізації теплових і гідравлічних втрат…… 97
4.4. Вибір оптимальної конструкції ПАУ з багатоконтурним ТО змієвикового типу для будівель різного призначення і поверховості……. 102
4.5. Оптимізація конструкції контуру гарячого водопостачання…… 108
4.6. Аналіз ефективності роботи обраних конструкцій системи теплопостачання від індивідуального теплового пункту з підігрівально-акумулюючою установкою…….. 112
4.7. Висновки……... 117
Загальні висновки…….. 118
Список вокористаних джерел……... 121
Додатки……... 134

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ТО – теплообмінник

ТА – теплообмінний апарат

ПАУ – підігрівально-акумулююча установка

ІТП – індивідуальний тепловий пункт

ОП – опалення

ГВ – гаряче водопостачання

CFD – Computational fluid dynamics

CAD – Computer Aided Design

МКЕ – метод кінцевих елементів

ПЕТФ – поліетилентерафталат

РК – районна котельня

ЦНС – циркулюючий насос

ТБ – термометр біометричний

БТІ – багатоконтурний теплообмінник

ЕМО – електромагнітна обробка

ВСТУП

Розвиток і вдосконалення енергозберігаючих технологій в сучасних теплообмінних системах, що включають велику кількість підсистем і зв'язків між ними, багато в чому стримуються відсутністю методів розрахунку і сучасних комп'ютерних комплексів, що дозволяють адекватно прогнозувати стан таких систем у всьому діапазоні навантажень обладнання. Перелік невирішених питань щодо вдосконалення систем централізованого теплопостачання вимагає проведення наукових досліджень і розробки рекомендацій для їх практичного застосування. Тому підвищення ефективності роботи і експлуатації теплопостачальних систем за рахунок розробки нових моделей установок і впровадження ресурсозберігаючих технологій є досить актуальною науково-технічною проблемою. В цьому сенсі однією з перспективних моделей теплообмінних апаратів є розглянута в даній роботі модель багатоконтурного теплообмінника змієвикового типу з акумулюючою ємністю.

Успішне розв’язання задач розрахунку і оптимізації теплообмінних процесів у багатоконтурних теплообмінних апаратах (ТА), так само як і самих апаратів, вимагає розробки і дослідження відповідних адекватних математичних моделей і систем імітаційного моделювання. Забезпечення цього дозволить розширити арсенал ефективних засобів аналізу такого типу складних систем та процесів в них та оптимізувати конструкцію теплообмінного апарату.

Вирішенню цієї проблеми присвячені роботи багатьох відомих вчених, таких як: Агєєв К.В., Алямовський А. О., Вабищевич П. М., Василенко С.М., Ганжа А.М., Голінко І.М., Довгалюк В.Б., Кубрак А.І., Лимаренко О.М., Михєєв М. О., Никифорович Є.І., Олексюк А.О., Самарський О.А., Тараненко О.О., Шутюк В.В., Sadawarte Y., Rajashree T., Taler D., Slota D., Crepeau C.

Роботи вітчизняних вчених розкривають питання моделювання теплових установок і не охоплюють питання оптимізації теплообмінних установок для роботи від геотермальних джерел і застосування їх у системах опалення та гарячого водопостачання. Широкому впровадженню таких систем заважають як проблеми природного характеру, зокрема глибина залягання води, її висока мінералізація, далека відстань до споживача, так і відсутність математичного забезпечення щодо

створення, розрахунку та оптимізації багатоконтурних теплообмінних апаратів, орієнтованих на використання геотермальних джерел. Таким чином, розробка математичних моделей та оптимізація параметрів конструкцій багатоконтурних теплообмінних апаратів змієвикового типу з акумулюючою ємністю, орієнтованих як на традиційні, так і на геотермальні системи опалення і гарячого водопостачання є актуальним науково-технічним завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертація виконана у 2012-2016 роках відповідно до науково-дослідницької роботи та дослідно-конструкторської роботи Інституту телекомунікацій і глобального інформаційного простору, де виконувалися науково-технічні роботи за темами: «Розробка обчислювальних технологій моделювання нестаціонарних фізичних процесів» 2013-2015рр., № держреєстрації 0112U007538; «Дослідження асиміляційного потенціалу поверхневих вод геологічного середовища та приземної атмосфери в умовах техногенезу» 2014 – 2016рр., № держреєстрації 0113U004982.

Напрямок, мета і завдання дисертаційної роботи відповідають змісту Енергетичної стратегії України на період до 2030 року (затвердженій розпорядженням Кабінету Міністрів України від 27 липня 2006 р.)

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є розробка математичних моделей, чисельних методів розрахунку процесу тепломасообміну та оптимізація ефективних рішень конструкції теплообмінних апаратів для незалежної системи опалення та гарячого водопостачання.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання:

1. На основі порівняльного аналізу існуючих типів і конструкцій теплообмінників обґрунтувати вибір трьохконтурного змієвикового теплообмінника з акумулюючою ємністю як основного об'єкта дослідження.

2. Побудувати загальний алгоритм імітаційного моделювання теплообмінних апаратів в різних режимах роботи з метою розрахунку параметрів і оптимізації конструкції теплообмінного апарату.

3. Розробити статичні математичні моделі багатоконтурних теплообмінників в стаціонарному режимі з метою розрахунку базових параметрів теплообмінника.

4. Розробити динамічні математичні моделі нових конструкцій трьохконтурних теплообмінників з паралельним і послідовним розташуванням змійовиків для дослідження в нестаціонарних режимах роботи.

5. Розробити ітеративну чисельну процедуру параметричної ідентифікації моделей теплообмінника в стаціонарних режимах роботи.

6. Дослідити експериментальний зразок з трьохконтурним змієвиковим теплообмінником з акумулюючою ємністю.

Об'єкт дослідження – процеси складного теплообміну в підігрівально акумуляторній установці (ПАУ) з трьохконтурним теплообмінником змієвикового типу.

Предмет дослідження – математичні моделі і методи моделювання трьохконтурних теплообмінників змієвикового типу для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання.

Методи дослідження – методи математичного моделювання систем з розподіленими параметрами для формалізації задач оптимізації параметрів теплообмінного апарату; методи математичної обробки результатів чисельного та натурального експериментів; метод синтезу програмно-апаратних спеціалізованих моделюючих пристроїв для підвищення ефективності розв’язання задач моделювання і оптимізації конструкції.

Наукова новизна отриманих результатів

Наукова новизна отриманих в дисертаційній роботі результатів полягає у наступному:

1. Розроблено статичні математичні моделі теплообмінників змієвикового типу для незалежних місцевих систем опалення та гарячого водопостачання (ГВ) від індивідуального теплового пункту з підігрівальною акумуляторною установкою (ПАУ), за допомогою яких запропонована математична модель загального розрахунку конструктивних параметрів теплообмінних апаратів змієвикового типу.

2. Розроблено динамічні математичні моделі нових конструкцій трьохконтурних теплообмінників з паралельним і послідовним розташуванням змієвиків, що в рамках імітаційного моделювання дає можливість оптимізувати конструктивні параметри і режими роботи теплообмінних апаратів.

3. Вперше розроблена чисельна процедура параметричної ідентифікації математичних моделей теплообмінних апаратів в стаціонарних режимах роботи, яка базується на методах Ньютона-Рафсона та послідовних наближень і є, на відміну від існуючих, ефективним практичним інструментом для оптимізації конструктивних параметрів теплообмінних апаратів.

4. Встановлено температурні залежності від конструктивних параметрів, які отримані шляхом проведення експериментів на науково-дослідному стенді і стали основою розрахунку оптимальних конструкцій теплообмінних апаратів для реальних систем гарячого водопостачання і опалення.

5. Вдосконалено конструкція теплообмінника змієвикового типу з метою підвищення його теплоефективності за рахунок зменшення металоємності контурів і визначення оптимальної довжини установки яка складає 2,2 – 3 м.

Практичне значення результатів дослідження. Одержані результати можуть бути застосовані для: підвищення ефективності експлуатації багатоконтурних теплообмінних установок на індивідуальних теплових пунктах (ІТП) для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання (ГВ); реконструкції теплових пунктів та модернізації теплового фонду; дослідження теплообмінних установок змієвикового типу.

Впровадження математичних моделей, чисельних методів ідентифікації та оптимізації параметрів теплообмінних апаратів (ТА) підтверджується довідками та актами про їх використання у науковій і проектно-конструкторській діяльності в: Публічному акціонерному товаристві «Центренерго» Трипільська ТЕС (акт впровадження від 11.05.2016); міжгалузевої регіональної корпорації «Теплоенергія», при розробці методики дослідження теплообмінних процесів (акт впровадження від 15.05.2013), а також 4-ма патентами на винахід.

Особистий внесок здобувача Всі результати, які складають основний зміст дисертації, автор отримав самостійно. У наукових працях, опублікованих із співавторами, дисертанту належать такі результати:

- у роботі [1] зроблено спрощення динамічної математичної моделі процесу нагріву стінок контурів та теплоносіїв теплообмінної установки;
- у роботі [2] автором на основі здобутих розрахунків отримано співвідношення ексергетичного та термічного коефіцієнту корисної дії;
- у роботах [4,7] автором наведені дослідження контуру системи опалення в теплообміннику змієвикового типу на дослідно- експериментальному стенді.
- у роботі [5] автором зроблено порівняння швидкості первинного теплоносія та кількості теплоти при різних температурах;
- у роботі [6] автором розписані рівняння теплового балансу усіх контурів;
- у роботах [8] зроблені розрахунки математичних моделей;
- у роботах [9] зроблено розрахунок габаритних розмірів конструкції;
- у роботі [10] автором розроблена візуалізація розрахункової сітки для моделі трьохконтурного теплообмінника, зроблена градація процесу нагріву та руху рідини;
- у патенті на корисну модель [11] автором запропонований апаратний принцип реалізації процесу формування теплоізоляції;
- у патентах на корисну модель[12,13] автором запропонована схема будови конструкції теплообмінної установки;
- у патенті на корисну модель [14] автором запропонований склад напилу поліетилентерафталату.

Апробація результатів дисертації Основні положення дисертаційної роботи доповідалися й обґрунтовувалися на XVI Міжнародній конференції «Проблеми інформатики і моделювання» (Одеса 2016); на Всеукраїнській науково-практичній конференції «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика», секція «Енергозбереження в теплоенергетичних установках і системах» (Маріуполь, 2016); на щорічних науково-технічних конференціях Донбаської національної академії будівництва і архітектури (м. Макіївка, 2012 – 2014 р.)

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи викладені в 17 друкованих наукових працях, в тому числі 9 статей у наукових фахових виданнях України, 1 стаття у науковому фаховому виданні іноземної держави, 3 - матеріалів у збірниках наукових праць міжнародних науково-практичних конференцій в Україні, 4 патенти України на корисні моделі.

Структура роботи. Дисертаційна робота викладена на 116 сторінках друкованого тексту основної частини, яка складається зі вступу, чотирьох розділів та висновків. Повний обсяг дисертації складає 146 сторінок і включає 45 рисунків, 3 таблиці, список використаних джерел із 115 найменувань на 13 сторінках та 11 додатків на 13 сторінках

РОЗДІЛ 1.
АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ І ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКЦІЙ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

1.1 Класифікація, основні вимоги та типові конструкції теплообмінних апаратів

Теплообмінні апарати класифікують за різними ознаками [18,19,20]. За способом передачі тепла їх можна розділити на дві групи: поверхневі і змішанні. Теплообмінники мають конструктивні особливості в залежності від призначення, від напрямку руху робочих середовищ, від компоновки теплообмінної поверхні, градієнту температур теплоносіїв, матеріалу з якого виготовлений апарат, від конфігурації теплообмінної поверхні. Вимоги до промислових теплообмінних апаратів в залежності від конкретних умов застосування досить різноманітні. Основними вимогами є: забезпечення найбільш високого коефіцієнта теплопередачі при можливо меншому гідравлічному опорі; компактність і найменша витрата матеріалу; надійність і герметичність у поєднанні з розбірністю і доступністю поверхні теплообміну для механічного очищення їх від забруднень; уніфікація вузлів і деталей; технологічність механізованого виготовлення широких рядів поверхонь теплообміну для різного діапазону робочих температур, тисків і т.д.

При створенні нових, більш ефективних теплообмінних апаратів прагнуть: зменшити питомі витрати матеріалів, праці, коштів, енергії, які витрачаються при роботі в порівнянні з тими ж показниками існуючих теплообмінників. Питомими витратами для теплообмінних апаратів є витрати, віднесені до теплової продуктивності в заданих умовах[21].

Інтенсивністю процесу або питомої теплової продуктивністю теплообмінного апарату визначається кількість тепла, переданого в одиницю часу через одиницю поверхні теплообміну при заданому тепловому режимі.

Інтенсивність процесу теплообміну характеризується коефіцієнтом теплопередачі. На інтенсивність і ефективність впливають форма поверхні теплообміну; еквівалентний діаметр і компонування каналів, що забезпечують оптимальні швидкості руху середовищ; середній температурний напір; наявність турбулентності в каналах; обребрення і т.д. Крім конструктивних методів інтенсифікації процесу теплообміну існують режимні методи, пов'язані зі зміною гідродинамічних параметрів і режиму течії рідини біля поверхні теплообміну. Режимні методи включають: підведення коливань до поверхні теплообміну, створення пульсацій потоків, вдування газу в потік або відсмоктування робочого середовища через пористу стінку, накладення електричних або магнітних полів на потік, запобігання забруднень поверхні теплообміну шляхом сильної турбулізації потоку і т.д. Процеси теплообміну здійснюються в теплообмінних апаратах різних типів і конструкцій.

За способом передачі тепла теплообмінні апарати ділять на поверхневі і змішувальні. У поверхневих апаратах робочі середовища обмінюються теплом через стінки з теплопровідного матеріалу, а в змішувальних апаратах тепло передається при безпосередньому перемішуванні робочих середовищ.

Змішувальні теплообмінники простіше по конструкції ніж поверхневі: тепло в них використовується повніше. Але вони придатні лише в тих випадках, коли по технологічним умовам виробництва допустимо змішування робочих середовищ. Поверхневі теплообмінні апарати, в свою чергу, діляться на рекуперативні і регенеративні. У рекуперативних апаратах теплообмін між різними теплоносіями відбувається через розділові стінки. При цьому тепловий потік в кожній точці стінки зберігає один і той же напрямок. В регенеративних теплообмінниках теплоносій поперемінно стикається з однією і тією ж поверхнею нагріву. При цьому напрямок теплового потоку в кожній точці стінки періодично змінюється. Розглянемо

рекуперативні поверхневі теплообмінники безперервної дії, найбільш поширені в промисловості [20].

Основними елементами кожухотрубчасті теплообмінників є пучки труб, трубні решітки, корпус, кришки, патрубки. У кожухотрубчастому теплообміннику (рис. 1.1, 1.2) одне що обмінюється теплом середовище 1 рухається всередині труб (в трубному просторі), а інше 2 в міжтрубному просторі.

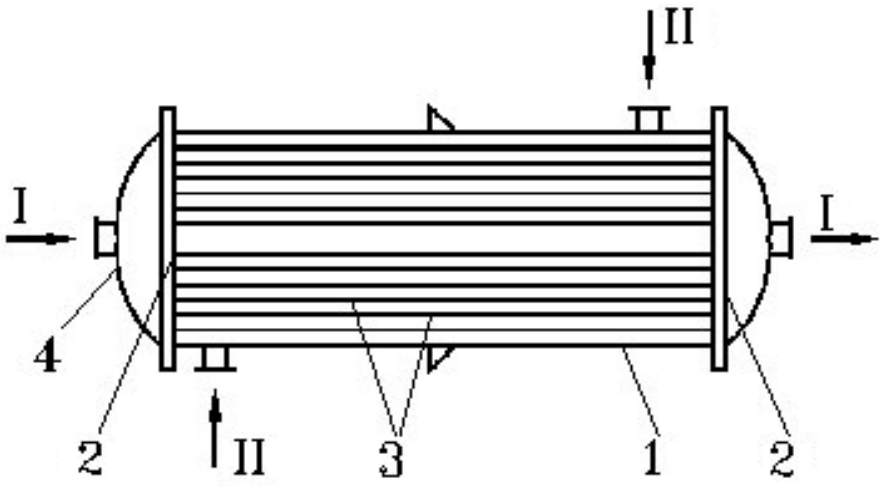


Рис. 1.1. Кожухотрубчастий одноходовий теплообмінник
1 - корпус ; 2 - трубні решітки; 3 - труби; 4 - кришки

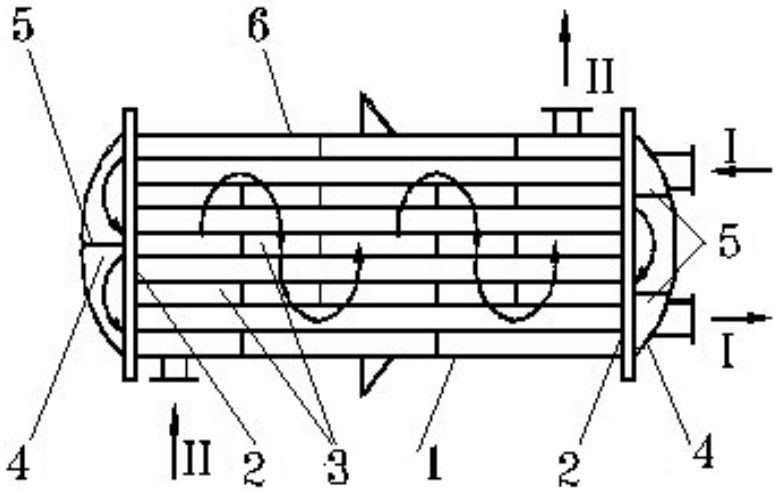


Рис. 1.2. Кожухотрубчастий багатоходовий теплообмінники 1 - корпус ; 2 - трубні решітки; 3 - труби; 4 - кришки; 5 - перегородки в кришках; 6 - перегородки в міжтрубному просторі

Середовища зазвичай направляють протитечією один до одного. При цьому нагрівається середовище, яке направляється знизу вгору, а середовище, що віддає тепло - в протилежному напрямку. Такий напрям руху кожного середовища збігається з напрямом, в якому прагне рухатися рідина під впливом зміни її щільності при нагріванні та охолодженні.

Крім того, при зазначених напрямках руху середовищ досягається більш рівномірний розподіл швидкостей і ідентичні умови теплообміну по площі поперечного перерізу апарату. В іншому випадку, наприклад, при подачі більш холодного середовища зверху теплообмінника, більш нагріта частина рідини, як легша, може накопичуватися у верхній частині апарату, утворюючи "застійні" зони.

Труби в решітках зазвичай рівномірно розміщують по периметрах правильних шестикутників, тобто по вершинах рівносторонніх трикутників (рис. 1.3а), рідше застосовують розміщення труб по концентричних колах (рис. 1.3б). В окремих випадках, коли необхідно забезпечити зручне очищення зовнішньої поверхні труб, їх розміщують по периметрах прямокутників (ріс.1.3в). Всі зазначені способи розміщення труб переслідують одну мету: забезпечити максимально компактне розміщення необхідної поверхні теплообміну усередині апарату. У більшості випадків найбільша компактність досягається при розміщенні трубок по периметрах правильних шестикутників

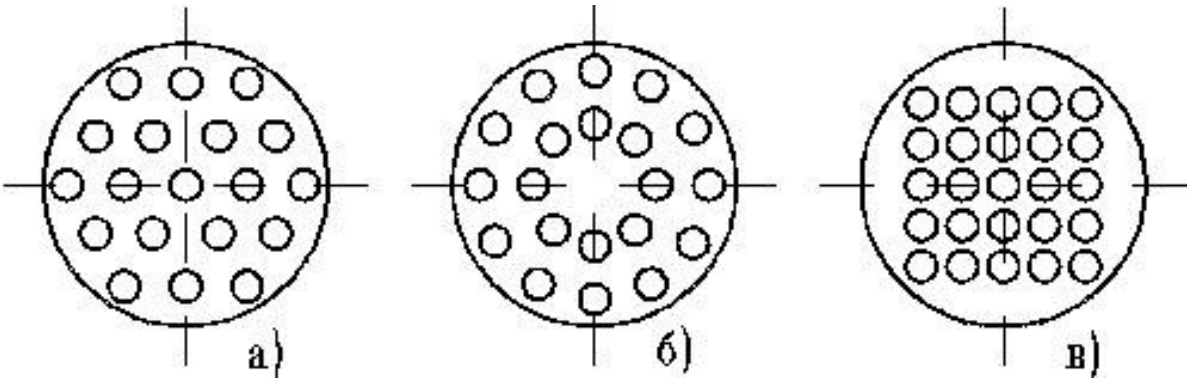
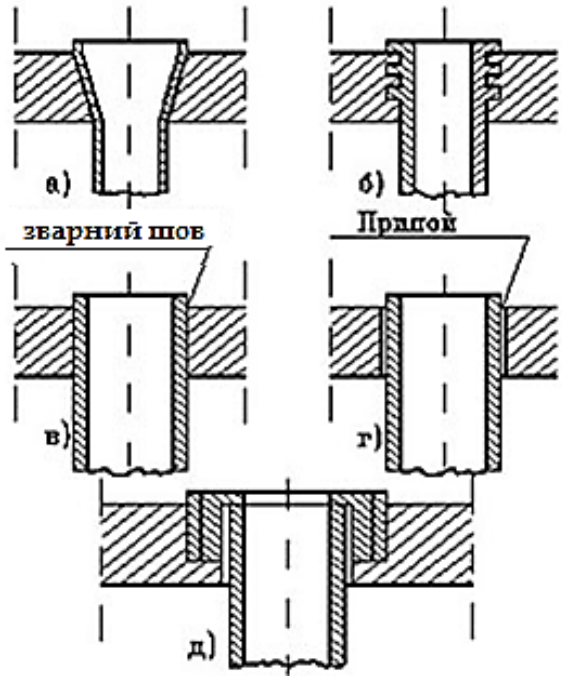


Рис. 1.3. Способи розміщення труб в теплообмінниках

а) по периметрах правильних шестикутників; б) по концентричних колах; в) по периметрах прямокутників (коридорне розташування).

Труби закріплюють в решітках найчастіше розвальцюванням (рис. 1.4а, б) причому особливо міцне з'єднання (необхідне в разі роботи апарату при підвищеному тиску) досягається при влаштуванні в трубних решітках отворів з кільцевими канавками, які заповнюються металом труби в процесі її розвальцьовування (рис . 1.4б). Крім того, використовують закріплення труб зварюванням (рис. 1.4в), якщо матеріал труби не піддається витяжці і допустимо жорстке з'єднання труб з трубною решіткою, а також паянням (рис. 1.4г), яке застосовується для з'єднання головним чином мідних і латунних труб. Зрідка використовують з'єднання труб з гратами за допомогою сальників (рис. 1.4д), що допускає вільне поздовжнє переміщення труб і можливість їх швидкої заміни. Таке з'єднання дозволяє значно зменшити температурну деформацію труб, але є складним, дорогим і недостатньо надійним.



Рiс. 1.4. Закрепленіе труб в трубних решітках

Для збільшення швидкості руху теплоносіїв з метою інтенсифікації теплообміну нерідко встановлюють перегородки, як в трубному, так і в міжтрубному просторах.

Кожухотрубчасті теплообмінники можуть бути вертикальними, горизонтальними і похилими відповідно до вимог технологічного процесу або зручності монтажу. Залежно від величини температурних подовжень трубок і корпусу застосовують кожухотрубчасті теплообмінники жорсткої, полужорсткої і нежорсткої конструкцій.

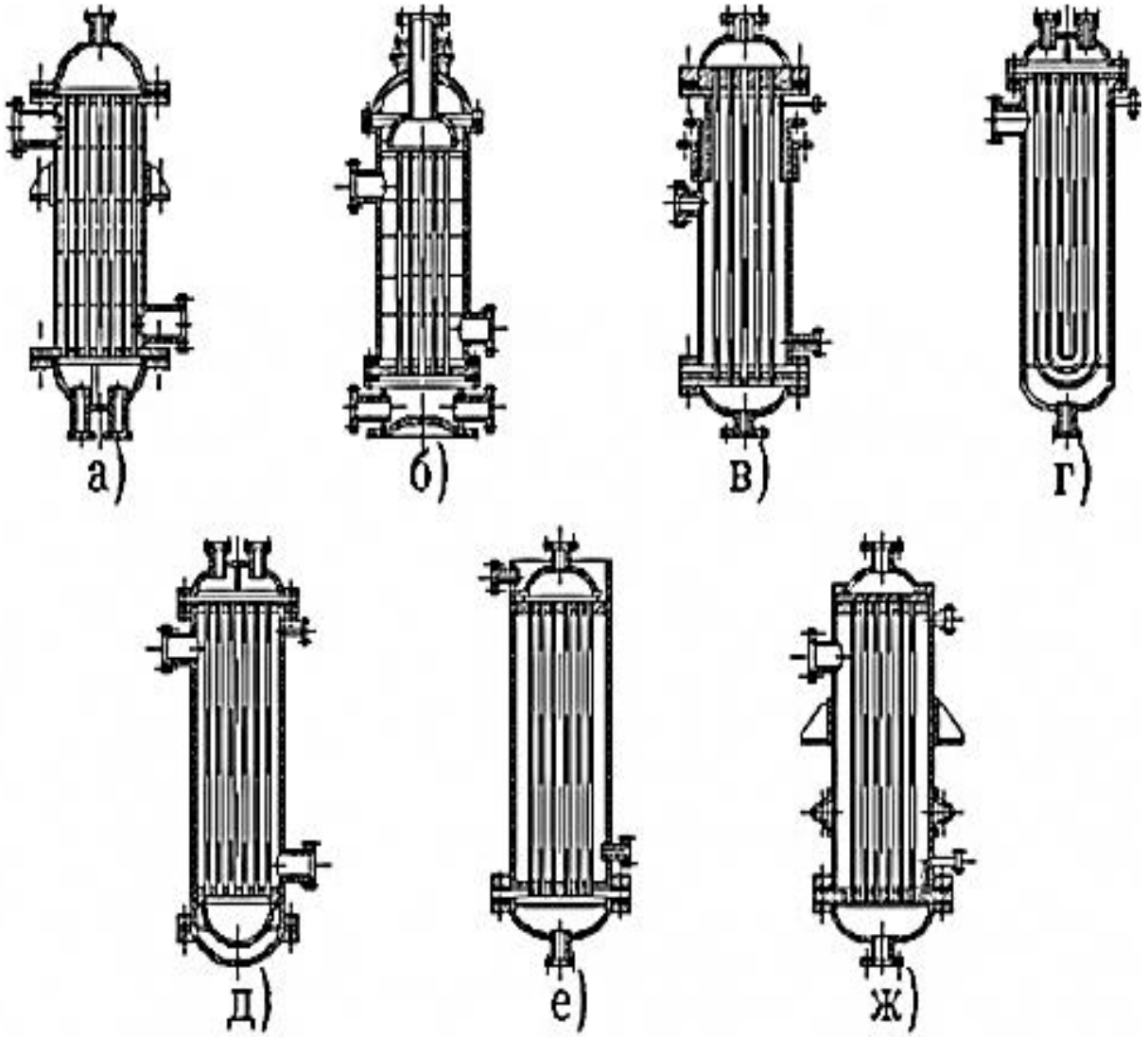


Рис. 1.5. Типові конструкції теплообмінників

Апарати жорсткої конструкції (рис. 1.5а) використовують при порівняно невеликих різницях температур корпусу і пучка труб, ці теплообмінники відрізняються простотою пристрою.

У кожухотрубних теплообмінниках нежорсткій конструкції передбачається можливість деякого незалежного переміщення теплообмінних труб і корпусу для усунення додаткових напружень і температурних подовжень. Нежорсткість

конструкції забезпечується сальниковим ущільненням на патрубку (рис. 1.5б) або корпусі (рис. 1.5в), пучком U-образних труб (рис. 1.5г), рухомий трубної решітки закритого і відкритого типу (рис. 1.5д, е).

В апаратах полужорсткій конструкції температурні деформації компенсуються осьовим стисненням або розширенням спеціальних компенсаторів, встановлених на корпусі (рис. 1.5ж). Напівжорстка конструкція надійно забезпечує компенсацію температурних деформацій, якщо вони не перевищують 10- 15 мм, а умовний тиск в міжтрубному просторі становить не більше 2,5 кгс / см2.

Елементні (секційні) теплообмінники

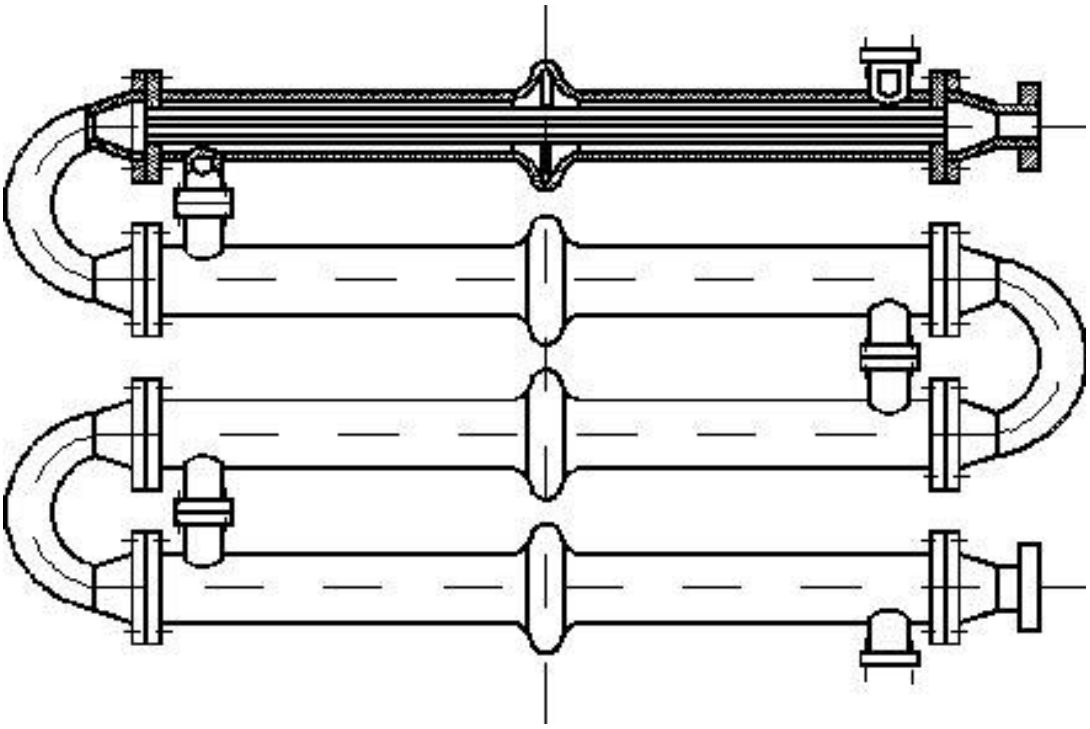


Рис. 1.6. Елементний теплообмінник

Ці теплообмінники складаються з послідовно з'єднаних елементів-секцій (рис. 1.6). Поєднання декількох елементів з малим числом труб відповідає принципу багатоходового кожухотрубчатого апарату, який працює за найбільш вигідною схемою протитечії. Елементні теплообмінники ефективні в разі зміни агрегатного стану. Їх також доцільно застосовувати при високому тиску робочих середовищ. Відсутність перегородок знижує гідравлічний опір і зменшує ступінь забруднення міжтрубному простору. Однак у порівнянні з багатоходовими кожухотрубчастими

теплообмінниками елементні теплообмінники менш компактні і дорожчі через збільшення числа дорогих елементів апарату -трубних решіток, фланцевих з'єднань, компенсаторів і ін. [18,20].

Поверхня теплообмінників складає 0,75- 30 м2, число трубок від 4 до 140.

Двотрубні теплообмінники типу "Труба в трубі"

Теплообмінники цього типу складаються з ряду послідовно з'єднаних ланок (рис. 1.7). Кожна ланка являє собою дві співвісні труби. Для зручності чищення і заміни внутрішні труби зазвичай з'єднують між собою "калачами" або колінами. Двотрубні теплообмінники, що мають значну поверхню нагріву, складаються з ряду секцій із паралельно з'єднаних пар. Такі теплообмінники часто застосовують як рідинні або газо-рідинні. Підбором діаметрів внутрішньої і зовнішньої труб можна забезпечити обом робочим середовищам, які беруть участь в теплообміні, необхідну швидкість для досягнення високої інтенсивності теплообміну.

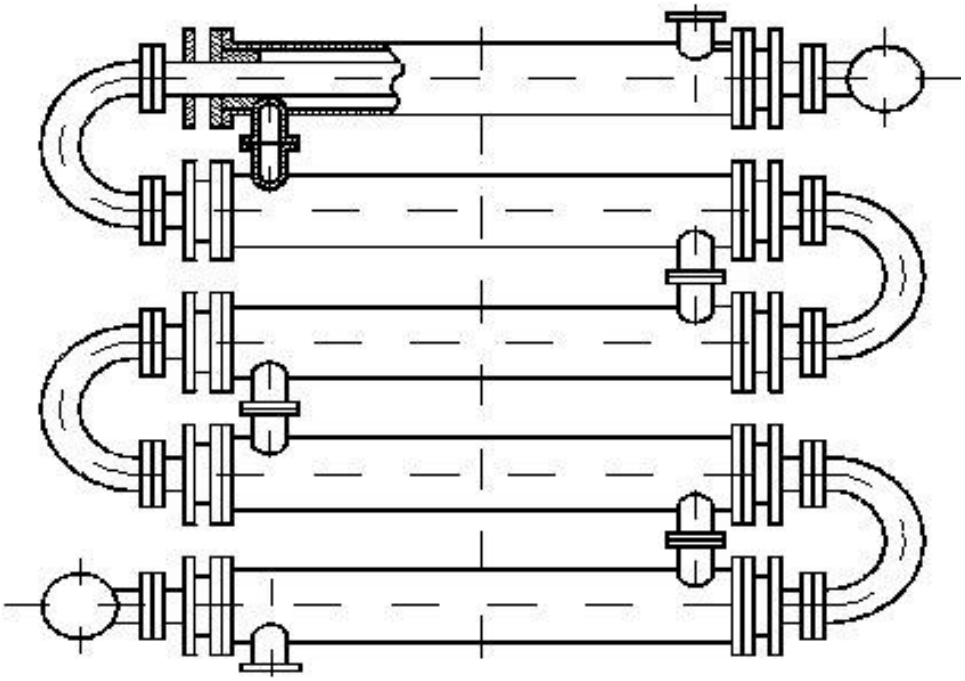


Рис. 1.7.Теплообмінник типу “Труба в трубі”

Переваги двотрубного теплообмінника: високий коефіцієнт тепловіддачі, придатність для нагріву або охолодженню середовищ при високому тиску, простота виготовлення, монтажу та обслуговування.

Недоліки двотрубного теплообмінника: громіздкість, висока вартість внаслідок великої витрати металу на зовнішні труби, які беруть у теплообміні, складність очищення кільцевого простору.

Кручені теплообмінники

Поверхня нагріву кручених теплообмінників (рис. 1.8) компонується з ряду концентричних змійовиків, укладених в кожух і закріплених у відповідних голівках.

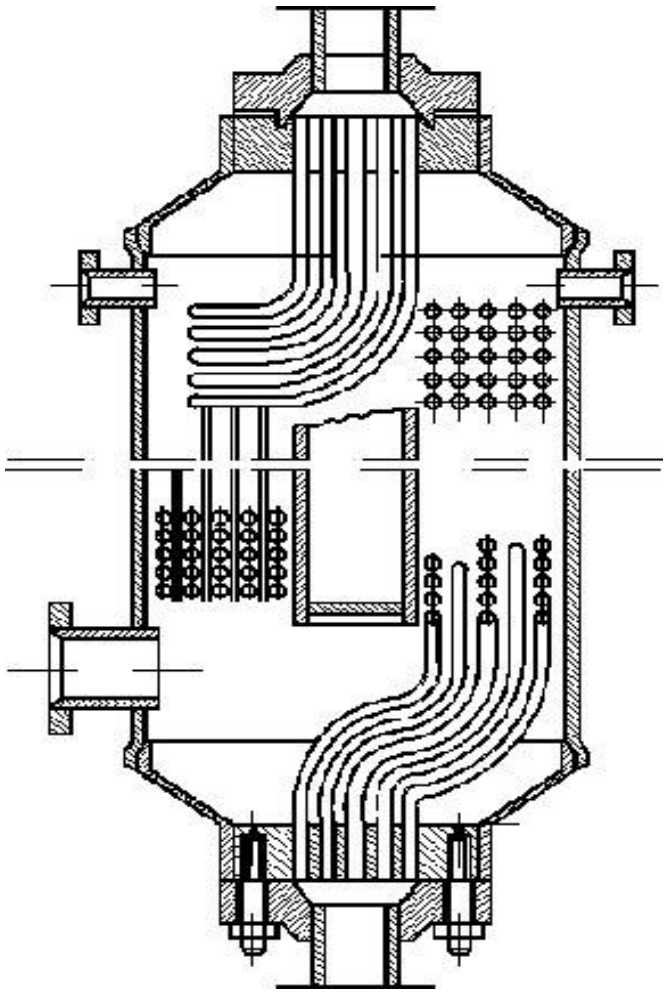


Рис.1.8. Кручений теплообмінник

Теплоносії рухаються по трубному і міжтрубному просторах. Кручені теплообмінники широко застосовують в апаратурі високого тиску для процесів розділення газових сумішей методом глибокого охолодження. Ці теплообмінники характеризуються здатністю до самокомпенсации, достатньою для сприйняття деформацій від температурних напружень.

Занурювальні теплообмінники

Теплообмінники цього типу складаються з плоских або циліндричних змійовиків (аналогічно крученим), занурених у посудину з рідким робочим середовищем. Внаслідок малої швидкості омивання рідиною і низькою тепловіддачею зовні змійовика занурені теплообмінники є недостатньо ефективними апаратами. Їх доцільно використовувати, коли рідка робоче середовище знаходиться в стані кипіння або має механічні включення, а також при необхідності застосування поверхні нагрівання зі спеціальних матеріалів (свинець, кераміка, ферросілід і ін.), Для яких форма змійовика найбільш прийнятна.

Зрошувальні теплообмінники

Зрошувальні теплообмінники це ряд розташованих одна над іншою прямих труб, зрошуваних зовні водою (рис. 1.9). Труби з'єднують зварюванням або на фланцях за допомогою "калачів".

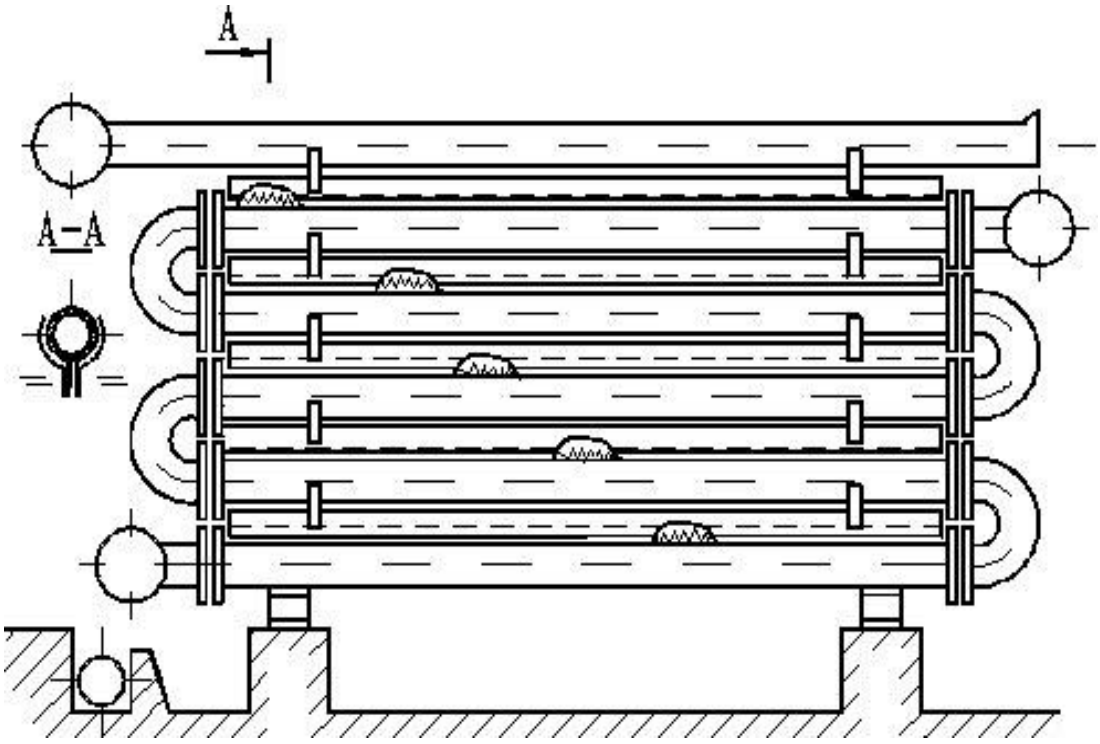


Рис. 1.9. Зрошувальний теплообмінник

Зрошувальні теплообмінники застосовують головним чином в якості холодильників для рідин і газів або як конденсатори. Зрошувальна вода рівномірно подається зверху через жолоб з зубчастими краями. .Зрошувальна вода частково

випаровується, внаслідок чого витрата її в зрошувальних теплообменниках трохи нижче, ніж в холодильниках інших типів. Зрошувальні теплообмінники є досить громіздкі апарати, вони характеризуються низькою інтенсивністю теплообміну, але прості у виготовленні і експлуатації. Їх застосовують, коли потрібна невелика продуктивність, а також при охолодженні хімічно агресивних середовищ або необхідності застосування поверхні нагрівання з спеціальних матеріалів (наприклад, для охолодження кислот застосовують апарати з кислототривкого ферросиліда, який погано обробляється).

Спіральні теплообмінники

У спіральному теплообміннику (рис. 1.10) поверхню теплообміну утворюється двома металевими листами 1 і 2, згорнутими по спіралі [21]. Внутрішні кінці листів приварені до глухої перегородки 3, а їх зовнішні кінці зварені один з одним. З торців спіралі вони закриті встановленими на прокладках плоскими кришками 4 і 5. Таким чином всередині апарату утворюються два ізольованих один від одного спіральних канали (шириною 2-8 мм), за якими, як правило друг проти друга рухаються теплоносії. Як показано на рис.1.10, теплоносій 1 надходить через нижній штуцер і видаляється через бічний штуцер в правій кришці теплообмінника, а теплоносій 2 входить в верхній штуцер і видаляється через бічний штуцер в лівій кришці (2-8 мм), за якими, як правило протитечією, рухаються теплоносії. теплообмінника, а теплоносій 2 входить в верхній штуцер і видаляється .

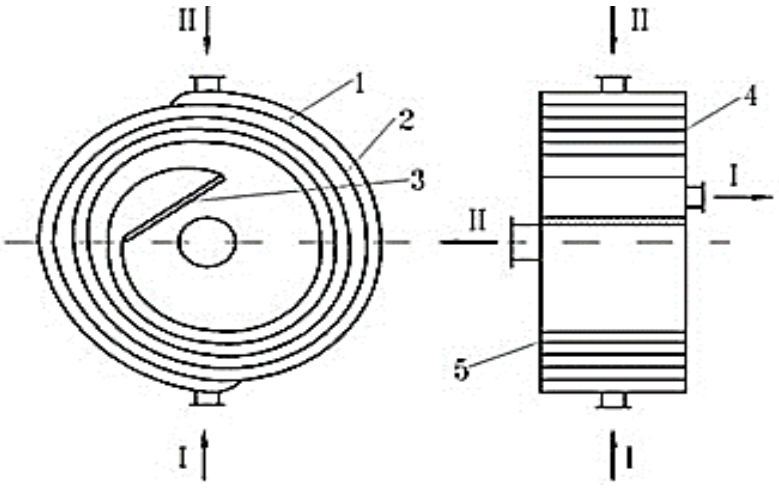


Рис.1.10. Спіральний теплообмінник

1, 2 - листи, згорнуті в спіраль; 3 - перегородка; 4, 5 - кришки

Є також конструкції спіральних теплообмінників перехресного струму, що застосовуються головним чином для нагріву і охолодження газів і конденсації пари.

Спіральні теплообмінники дуже компактні, працюють при високих швидкостях теплоносіїв (для рідин 1-2 м / с) і мають при рівних швидкостях середовищ менший гідравлічний опір, ніж трубчасті теплообмінники різних типів. Разом з тим ці апарати складні у виготовленні і працюють при обмежених надлишкових тисках, що не перевищують 10х105 н / м2 (10 ат), так як намотування спіралей ускладнюється зі збільшенням товщини листів; крім того, виникають труднощі при створенні щільного з'єднання між спіралями і кришками.

Пластинчасті теплообмінники

Останнім часом поширені пластинчасті розбірні теплообмінники, що відрізняються інтенсивним теплообміном, простотою виготовлення, компактністю, малими гідравлічними опорами, зручністю монтажу і очищення від забруднень.

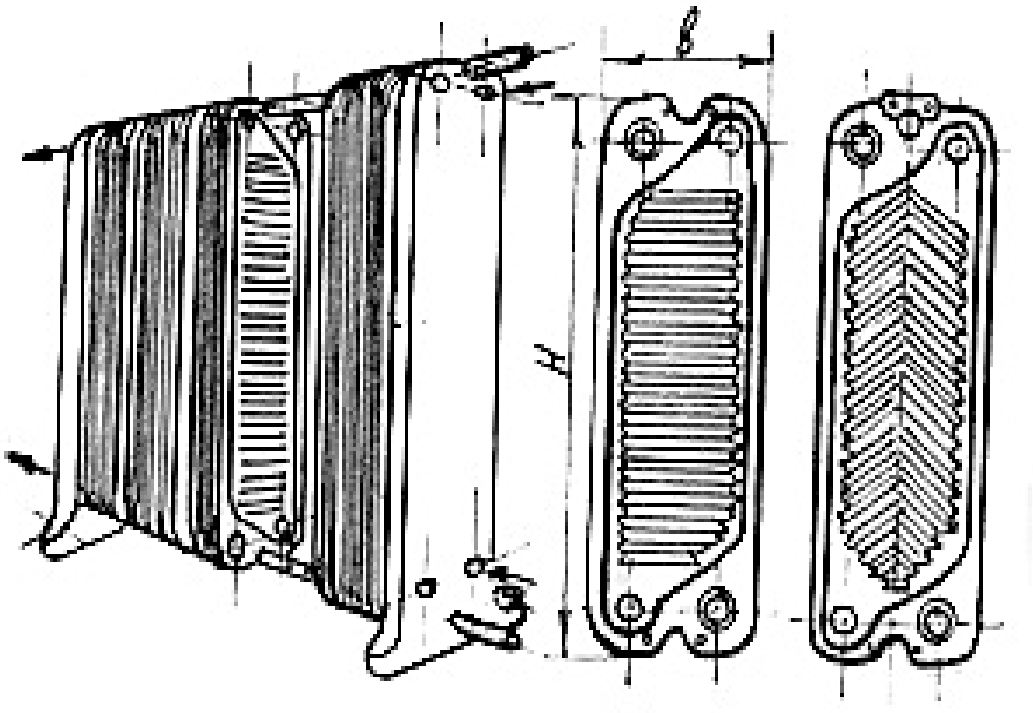


Рис. 1.11. Пластинчастий теплообмінник

Ці теплообмінники складаються з окремих пластин, розділених гумовими прокладками, двох кінцевих камер, рами і стяжних болтів (рис. 1.11). Пластини

штампують з тонколистової сталі (товщина 0,7 мм). Для збільшення поверхні теплообміну і турбулізації потоку теплоносія проточну частину пластин виконують гофрованою або ребристою, причому гофри можуть бути горизонтальними або розташовані в ялинку (крок гофра 11,5; 22,5; 30 мм; висота 4-7 мм).

До пластин приклеюють гумові прокладки круглої і спеціальної форми для герметизації конструкції; теплоносій направляють або уздовж пластини, або через отвір в наступний канал.

Рух теплоносіїв в пластинчастих теплообмінниках може здійснюватися прямотоком, протитечією і за змішаною схемою [23,24]. Поверхня теплообміну одного приладу може відрізнятися від 1 до 160 м2, число пластин - від 7 до 303. У розбірних пластинчастих теплообмінниках температура теплоносія обмежується 150°С (з урахуванням властивостей гумової прокладки), тиск не повинен перевищувати 10 кгс / см2. Потік робочого середовища в каналах, які створені пластинами, піддається штучній турбулізації при порівняно невеликих витратах енергії. Оптимальні розміри каналів для робочих середовищ, а також різні варіанти компоновки цих каналів дозволяють інтенсифікувати процес теплопередачі в два–три рази порівняно з теплопередачею в кожухотрубчастих теплообмінних апаратах.

Принцип пристрою пластинчастого теплообмінника дає можливість здійснювати різні схеми компонування пластин для кожної робочої середовища, змінювати (збільшувати або зменшувати) поверхні теплообміну не тільки проектованого, а і вже використовуваного апарату, вносити різні коригування в схему руху потоків, а також зосереджувати на одній рамі кілька теплообмінних секцій різного призначення для виконання в одному апараті всього комплексу операцій технологічної обробки декількох робочих середовищ при різних температурних режимах.

Компонувальні можливості пластинчастих апаратів дозволяють конструктору створювати будь-які перетину паралельних і послідовних ходів (а, отже, оптимальні швидкості робочих середовищ при заданих витратах), підбирати в кожному окремому випадку оптимальні умови для теплообміну з урахуванням повного використання наявного напору.

Напрям руху теплоносіїв

Правильний вибір взаємного напрямку руху теплоносіїв має істотне значення для найбільш економічного наведення процесів теплообміну. Для порівняльної оцінки прямотечії і протитечії розглянемо ці види взаємного напряму руху теплоносіїв з погляду витрати теплоносіїв і середньої різниці температур. У разі прямотечії кінцева температура холоднішого теплоносія $t_{2к}$ не може бути вище за кінцеву температуру більш нагрітого теплоносія $t_{1к}$. Практично для здійснення процесу теплообміну на виході з теплообмінника повинна бути деяка різниця температур $\Delta t_к = t_{1к} – t_{2к}$.

При протитечії холодніший теплоносій з тією ж початковою температурою $t_{2п}$, що і при прямотечії може нагрітися до вищої температури $t_{2к}$, близькою до початкової температури $t_{1п}$ більш нагрітого теплоносія. Це дозволяє скоротити витрату холоднішого теплоносія, але одночасно приводить до деякого зменшення середньої різниці температур і відповідно – до збільшення необхідної поверхні теплообміну при протитечії в порівнянні з прямотечією; проте економічний ефект, що досягається унаслідок зменшення витрати теплоносія при протитечії, перевищує додаткові витрати, пов'язані із збільшенням розмірів теплообмінника. Звідси витікає, що застосування протитечії при теплообміні економічніше, ніж при прямотечії.

Тепер порівняємо протитечію з прямотечією при однакових початкових і кінцевих температурах теплоносіїв. Середня різниця температур при протитечії буде більша, ніж при прямотечії, а витрата теплоносіїв однакова.

Отже, швидкість теплообміну при протитечії буде більша, що і зумовлює перевагу протитечії перед прямотечією.

Разом з тим в окремих випадках вибір напряму руху теплоносіїв прямотечією зумовлено технологічними міркуваннями.

Вказані вище переваги протитечії відносяться до процесів теплообміну без зміни агрегатного стану теплоносіїв. Якщо температура одного з теплоносіїв (наприклад, насиченої нари, що конденсується) запишається постійною у вздовж поверхні теплообміну, а температура теплоносія по іншу сторону стінки змінюється або обидва теплоносії мають постійні температури, що не змінюються в часі і уздовж

поверхні теплообміну, то напрям руху теплоносіїв не робить впливу на різниці їх температур, середню різницю температур і витрати теплоносіїв.

1.2. Аналіз проблеми математичного моделювання теплообмінних установок

Розробка математичної моделі теплообмінного апарату ускладнюється специфікою конструкційного оформлення і призначення, а саме родом теплоносіїв, способом інтенсифікації процесу теплообміну, гідродинамічним режимом потоків, характером передачі тепла, конфігурацією і компонуванням поверхонь теплообміну, кількістю ходів і напрямком потоків тепло - і холодоагентів, матеріалом апарату і т.д [25,26,27,28]. В основі методів розрахунку теплообмінників лежить використання відповідної моделі структури потоку з урахуванням джерела тепла, описаного рівнянням теплопередачі. У цьому випадку математична модель процесу в теплообмінному апараті з внутрішнім теплообміном описується системою диференціальних рівнянь в приватних похідних.

При математичному моделюванні проводиться втілення математичного опису в матеріальну математичну модель. Воно включає в себе розробку алгоритму розрахунку і його реалізацію на ЕОМ и т. д.

У цьому випадку математична модель процесу в апараті з внутрішнім теплообміном описується системою диференціальних рівнянь в приватних похідних. Послідовність проектного розрахунку включає складання теплового балансу по всіх потоках, що приносять і відводять тепло.

Правильний вибір визначальних чинників дозволяє досягти необхідної точності при розрахунках площі поверхні теплообміну в апаратах без зайвого ускладнення розрахункових залежностей. На жаль, стан теорії гідродинаміки часто не дозволяє надійно прогнозувати характеристики процесу теплообміну при кипінні в різноманітних умовах експлуатації теплообмінних апаратів. Тому, незважаючи на

значний обсяг виконаних до теперішнього часу досліджень, остаточні рішення при проектуванні теплообмінних апаратів, в ряді випадків, можуть бути прийняті тільки на основі спеціально поставленого експерименту. Цим же пояснюється і переважно експериментальний характер робіт, присвячених дослідженням теплообміну, а також той факт, що більшість розрахункових формул, що використовуються на практиці, є більш-менш вдалі інтерполяційні залежності, отримані на основі експериментальних даних.

За характером гідродинамічного режиму потоків теплоносіїв можливі три найпростіших теплообмінних апаратів перемішування - перемішування, перемішування - витіснення і витіснення - витіснення. У зазначених типах апаратів рух потоків первинного і вторинного теплоносіїв характеризується моделями ідеального перемішування і ідеального витіснення. Відповідна комбінація цих рівнянь є математичною моделлю найпростіших типів теплообмінників.

Параметри, що характеризують їх стан, мають просторову розподіленість. Тому в загальному випадку математичні моделі процесів можуть бути отримані з нестаціонарних рівнянь збереження маси, енергії, кількості руху і дифузії з початковими і граничними умовами, що враховують взаємодію ланок і прикордонних шарів їх елементів Використовуючи відомі рівняння законів збереження, можна записати загальну систему рівнянь, що характеризують рухомий стан в тривимірному просторі середовища, в якій відбуваються масообмінні і теплообмінні процеси. Оскільки, в загальному випадку, такі рівняння виявляються дуже складними як для програмної реалізації, так і для аналізу фізичних процесів, то використовують різні способи їх спрощення.

Один з найбільш відомих способів спрощення полягає в тому, що число просторових координат скорочується до однієї. В якості моделі розвитку процесів переносу в напрямку відкинутих координат приймаються емпіричні закономірності. Зазвичай це критеріальні рівняння, що дозволяють визначити кінетичні коефіцієнти тепло - і масообміну і легко висловити об'ємні джерела маси і енергії через параметри системи. Чисельні значення коефіцієнтів критеріальних рівнянь визначаються на основі обробки експериментальних даних або даних імітаційного моделювання задач,

отриманих в наближеннях прикордонного шару, з залученням теорії розмірностей і подібності, при цьому осьова швидкість руху середовища усереднюється по перетину апарату. Даний метод знайшов широке застосування в інженерному підході до моделювання теплообмінних і масообмінних апаратів і представляється нам чи не єдиним при побудові повних математичних моделей динаміки об'єктів хімічної технології. Його переваги бачаться не тільки в тому, що при прийнятих посилках досить просто досягається чисельна реалізація математичного опису, в якому враховуються причинно-наслідкові зв'язки між ланками і їх елементами, але і в тому, що відкривається можливість формалізації процедури побудови відкритих математичних моделей хіміко-технологічних апаратів. Ця процедура може бути виконана у вигляді узагальненого алгоритму.

Математичні моделі теплообмінних апаратів будуються на основі рівнянь теплового балансу і теплопередачі. Рівняння теплового балансу складаються на основі рівнянь гідродинаміки апаратів з урахуванням теплової ємності потоків, акумулювання тепла в нерухомих стінках і теплових ефектів хімічних реакцій. Передача теплового потоку від одного теплоносія до іншого здійснюється як за рахунок конвекції рухомих середовищ, так і за рахунок теплопровідності в матеріалі, що розділяє стінки.

Зазвичай, допускається, що коефіцієнт теплопередачі через стінку, що розділяє теплоносій і хладоагент, є постійною заданою величиною, яка не залежить від їх об'ємних витрат. Останнє припущення, строго кажучи, неточно, однак воно прийнято в подальшому для спрощення математичних викладок при вирішенні задач оптимізації.

Розрахунок теплообмінних апаратів до недавнього часу зводився тільки до розрахунку стаціонарних режимів і знаходженню таких параметрів, як середня різниця температур, коефіцієнти теплопередачі, поверхня теплопередачі і гідравлічні опори [18]. Однак при створенні сучасних автоматизованих технологічних систем необхідно мати кількісні залежності у вигляді математичних моделей, що характеризують як, стаціонарні, так і нестаціонарні режими роботи теплообмінних пристроїв.

1.3. Імітаційне моделювання – ефективний інструмент для розрахунку і оптимізації параметрів теплообмінних установок

При створенні моделей складних систем, таких як теплообмінні апарати, часто виникає необхідність в застосуванні потужного математичного апарату одночасно з використанням переваг імітаційного моделювання. Під математичним апаратом тут розуміються сучасні методи чисельного рішення диференціальних рівнянь (як звичайних, так і в приватних похідних). Слово «імітаційне моделювання» використовується у вузькому сенсі, перш за все як спосіб формалізації знань експертів певної предметної області з подальшим вирішенням отриманої системи дискретних або кінцево-різницевих диференціальних рівнянь.

Математичні моделі зазвичай ігнорують проблему оптимального представлення знань експертів моделюючої системі і зосереджуються на завданні обробки цих знань, які виражені в незрозумілій для експертів математичної формі. Нижче перераховані деякі недоліки математичного моделювання, такі як:

1) велика кількість невідомих вихідних даних, що приводить до величезних витрат на налагодження обчислювальних експериментів;
2) проблема верифікації моделей, пов'язана з тим, що вихідні дані моделей не відповідають структурі предметної області;
3) недостатнє врахування нелінійних взаємодій в системі, для яких відомі лише емпіричні оцінки;
4) складність розвитку моделей, обумовлена, перш за все, тим, що зайва ступінь їх формалізації не дозволяє працювати з ними експерту - не математику.

З іншого боку, в рамках тільки імітаційного підходу важко розглядати розподілені моделі. Крім того, з ростом складності навіть «точкових» моделей розмірність відповідних їм систем рівнянь починає перевершувати розумні межі, а властива імітаційним моделям простота втрачається.

Даний підхід дозволяє з'єднати ефективність математичних методів з такими властивостями імітаційних моделей, як наочність, близькість до предметної області і, головне, простота розвитку. У цьому сенсі проблема полягає у відсутності загальноприйнятої основи для побудови комплексних моделей, які б поєднували достоїнства обох підходів. Ця база повинна бути однаково зручною як для імітаційного представлення структури модельованої системи, так і для її формалізації і обробки математичними методами.

Для вирішення даної проблеми необхідно зблизити деякі підходи, прийняті в обчислювальної математики та інформатики з програмним інструментарієм імітаційного моделювання, тому в роботі в вирішуються наступні завдання:

1) оптимізується представлення елементів імітаційної моделі і пропонуються розрахункові алгоритми, які вирішують проблеми такого подання;

2) аналізуються властивості чисельних методів для окремих моделей;

3) створюється бібліотека чисельних методів, придатна до швидкої зміни і розширення;

4) моделі імітаційного моделювання повинні бути максимально наближені до опису промислових зразків, що дозволяє в інтерактивному режимі проводити оптимізацію параметрів теплообмінних установок.

Такий підхід, безумовно, вирішує частину проблем стандартних моделей, пов'язаних з їх недостатньою наочністю і з негнучкістю по відношенню до змін структури. Зокрема, в моделях з'являються чітко обмежені блоки, які можна швидко видаляти, додавати і використовувати в абсолютно інших моделях. Проте, зміна самих блоків зважаючи на їх процедурно-орієнтовану реалізацію досить важко здійснити, а методи розрахунку таких моделей взагалі не змінні (не мають об'єктно-орієнтованого уявлення навіть на зовнішньому рівні). Крім того, трансляція моделі з графічного представлення об'єктів в параметри процедур є досить складним завданням, і цей факт гальмує розвиток методів математичної обробки моделі (для кожного нового методу необхідно також реалізовувати алгоритми трансляції, а іноді і вводити нові об'єкти).

З точки зору імітаційного моделювання важливою перевагою використання об'єктів є можливість наочного уявлення структури моделі і її візуального редагування (тобто зміни без програмування). Зазвичай така можливість реалізується шляхом побудови моделі з окремих параметрів, які можна пов'язувати між собою за допомогою різних функцій. Функції та параметри є об'єктами численних типів (класів). Зокрема, функції можуть бути задані таблично або за допомогою формули, можуть залежати не тільки від значень параметрів, а й від їх похідних.

Слід зазначити, що на сьогоднішній день істотно менше поширені засоби моделювання, в яких не тільки сама структура моделі є об'єктно-орієнтованої, а й працюючи з нею чисельні методи. Це, в першу чергу, стосується завдань CFD (обчислювальної газо- і гідродинаміки) та інших розділів механіки та електродинаміки суцільних середовищ [27,29,30].

Використання імітаційного моделювання вимагає відповідного програмного забезпечення. В якості базового в даній роботі був обраний програмний комплекс SolidWorks [31,32,33]. SolidWorks - програмний комплекс САПР компанії SolidWorks Corporation для автоматизації робіт на етапах конструкторської та технологічної підготовки технічних і технологічних систем і процесів. Він забезпечує розробку виробів будь-якого ступеня складності і призначення. Працює в середовищі Microsoft Windows. Система включає програмні модулі власної розробки, а також сертифіковане ПО від спеціалізованих розробників (SolidWorks Gold Partners). Зокрема, для реалізації чисельних процедур вирішення диференціальних рівнянь тепломасообміну використовувався програмний подмодуль SolidWorks Flow Simulation. SolidWorks Flow Simulation - це моделювання течії рідин і газів, управління розрахункової сіткою, використання типових фізичних моделей рідин і газів, комплексний тепловий розрахунок, газо / гідродинамічні і теплові моделі технічних пристроїв, нединамічний і нестаціонарний аналіз, експорт результатів в основній модуль SolidWorks

1.4. Характеристика трьохконтурного змієвикового теплообмінника

В якості основного об'єкта дослідження в роботі розглядається оригінальний трьохконтурний спіральний (змієвиковий) теплообмінник з акумуляторним баком, на який автором отримані ряд патентів на винахід [2,3].

Такий теплообмінник складається з двох основних контурів, один з яких йде на систему опалення, а інший контур на нагрів гарячої води. Другий контур зазвичай проточний, і, як правило, розрахований на невеликі витрати гарячої води. Третій контур і акумулюючий бак служать для підтримки постійного значення температури води. На рис.1.12, 1,13 наведені можливі конструкції трьохконтурного спірального (змієвикового) теплообмінника.

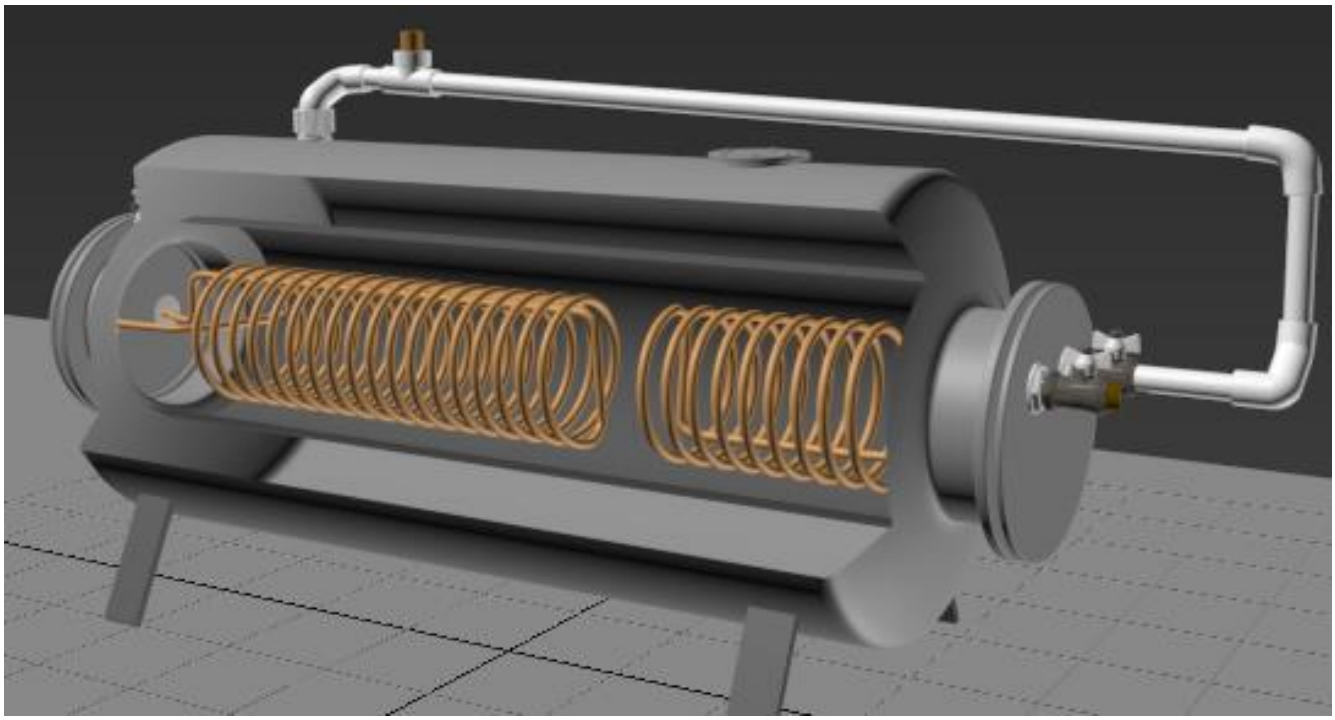


Рис. 1.12 Симетричний розбірний теплообмінник змієвиковоготипу

Перевагою такого теплообмінника є його висока ефективність через мали тепловтрати і легкість забезпечення надійної теплоізоляції. Перевагою його по

відношенню до багатоходових трубчастих теплообмінників є компактність при однакових теплових і гідродинамічних коефіцієнтах.

З точки зору співвідношення швидкостей обох теплоносіїв до таких теплообмінників близькі апарати типу «труба в трубі». Однак розміри розглянутого нами теплообмінника і площа, займана ним, значно менше, ускладнена і його чистка. Дані теплообмінники розраховані головним чином для теплообміну між двома рідинами. Іноді вони можуть застосовуватися також в якості пароводяного підігрівача, паро-газового нагрівача або для охолодження газу водою. Однак в цих випадках вони втрачають свої переваги в порівнянні зі звичайними конструкціями апаратів.

З огляду на складність виготовлення таких теплообмінників, застосовувати їх слід лише в тих випадках, де вони більш ефективні в порівнянні з іншими теплообмінниками. Дані теплообмінники, крім того, вигідні там, де потрібно часто очищати поверхні нагрівання. Крім того, виробничі витрати на виготовлення невеликі або більш високі виробничі витрати врівноважуються експлуатаційними перевагами. Це особливо важливо в теплообмінниках при використанні геотермальних джерел води, які вимагають періодичного очищення поверхонь нагріву [34].

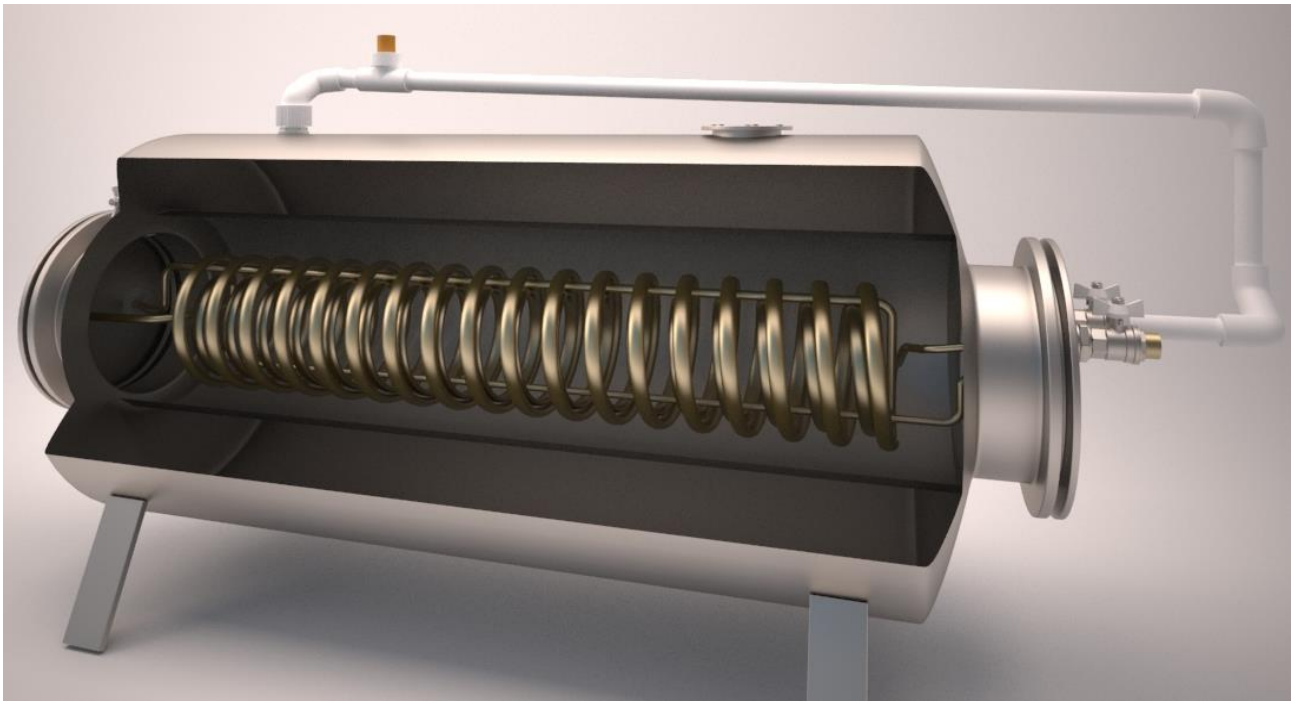


Рис. 1.13. Багатоконтурний тепдообмінний апарат змієвикового типу

Оскільки вимоги до промислових теплообмінних апаратів в залежності від конкретних умов застосування дуже різноманітні, необхідно мати ефективний програмний і апаратний комплекс для моделювання та оптимізації різних конструкцій змієвикових теплообмінників. Звідси метою даної дисертаційної роботи є розробка математичних моделей, чисельних методів розрахунку процесу теплообміну і оптимізація ефективних рішень конструкції теплообмінних апаратів для незалежної системи опалення та гарячого водопостачання.

1.5 Постановка завдань дослідження

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання:

1. На основі порівняльного аналізу існуючих конструкцій теплообмінників обґрунтувати вибір трьохконтурного змієвикового теплообмінника як основного об'єкта дослідження.
2. Побудувати комплексну систему імітаційного моделювання теплообмінних апаратів в різних режимах роботи з метою розрахунку параметрів і оптимізації конструкції теплообмінного апарату.
3. Розробити математичну модель теплообмінника в стаціонарному режимі з метою розрахунку базових параметрів теплообмінника.
4. Розробити ітеративну чисельну процедуру параметричної ідентифікації моделей теплообмінника в стаціонарних режимах роботи.
5. Адаптувати загальні рівняння тепло- і масопереносу до особливостей конструкції змієвидного теплообмінника з метою дослідження його функціонування в нестаціонарних режимах роботи.
6. Побудувати натурний експериментально-дослідний стенд з трьохконтурним змієвиковим теплообмінником з акумулюючої ємністю.

1.6.Висновки

1. Аналіз існуючих конструкцій теплообмінників різного типу показав, що трьохконтурні змієвикові теплообмінники з акумулюючим баком мають низку суттєвих переваг перед розглянутими, у тому числі і по значенню ККД, тому розглядаються в роботі як основні об`єкти дослідження.

2. Запропонована комплексна система імітаційного моделювання теплообмінних апаратів, побудована на поєднанні математичних і імітаційних моделей і яка на відміну від існуючих дозволяє вирішувати як задачі розрахунку параметрів на різ них режимах роботи теплообмінників, так і задачі оптимізації конструкцій теплообмінників.

3. Сформульовані основні задачі дисертаційного дослідження, які відповідають поставленій меті даної роботи.

РОЗДІЛ 2
РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ БАГАТОКОНТУРНИХ ТЕПЛООБМІННИХ УСТАНОВОК ЗМІЄВИКОВОГО ТИПУ

2.1. Розробка математичних моделей теплообмінників змієвикового типу в стаціонарних режимах їх роботи

Підвищення ефективності роботи і експлуатації теплопостачальних систем за рахунок розробки і впровадження нових ресурсозберігаючих технологій і установок є вельми актуальною науково-технічною проблемою в даний час.

Перелік невирішених питань по вдосконаленню систем централізованого теплопостачання вимагає проведення наукових досліджень і розробки рекомендацій для їх практичного вживання. Існує безліч різних схем підключення місцевих систем опалювання і гарячого водопостачання до систем як централізованого так і децентралізованого теплопостачання [35,36,37,27.].

Вживання досконаліших схем приєднання систем опалювання і гарячого водопостачання від ІТП з ПАУ дозволяють зменшити витрату палива і електроенергії, а також зменьшити металоємність системи теплопостачання в цілому.

Особливої актуальності набувають компактні малогабаритні установки ПАУ з теплообмінниками змієвикового типа для будівель різного призначення, що створюють комфортні умови за допомогою систем опалювання і гарячого водопостачання.

У завдання досліджень ПАУ входить збільшення теплообміну між первинним теплоносієм і стінками змієвикових теплообмінників для місцевих систем опалювання і гарячого водопостачання, збільшити термін між чищеннями і профілактикою теплообмінних поверхонь за рахунок можливості розбирання конструкції ПАУ з ТО.

Математична модель симетричного теплообмінника змієвикового типу. Індивідуальне теплопостачання підвищує надійність і безперебійність в роботі і ліквідовує корозію місцевих систем опалювання із-за циркуляцій в них однієї і тієї ж води, що пройшла відповідну водопідготовку перед їх заповненням. Незалежне приєднання місцевих систем опалювання і гарячого водопостачання вимагає установку водяних підігрівачів для кожної з них і також циркуляційних насосів, відповідних контурів.

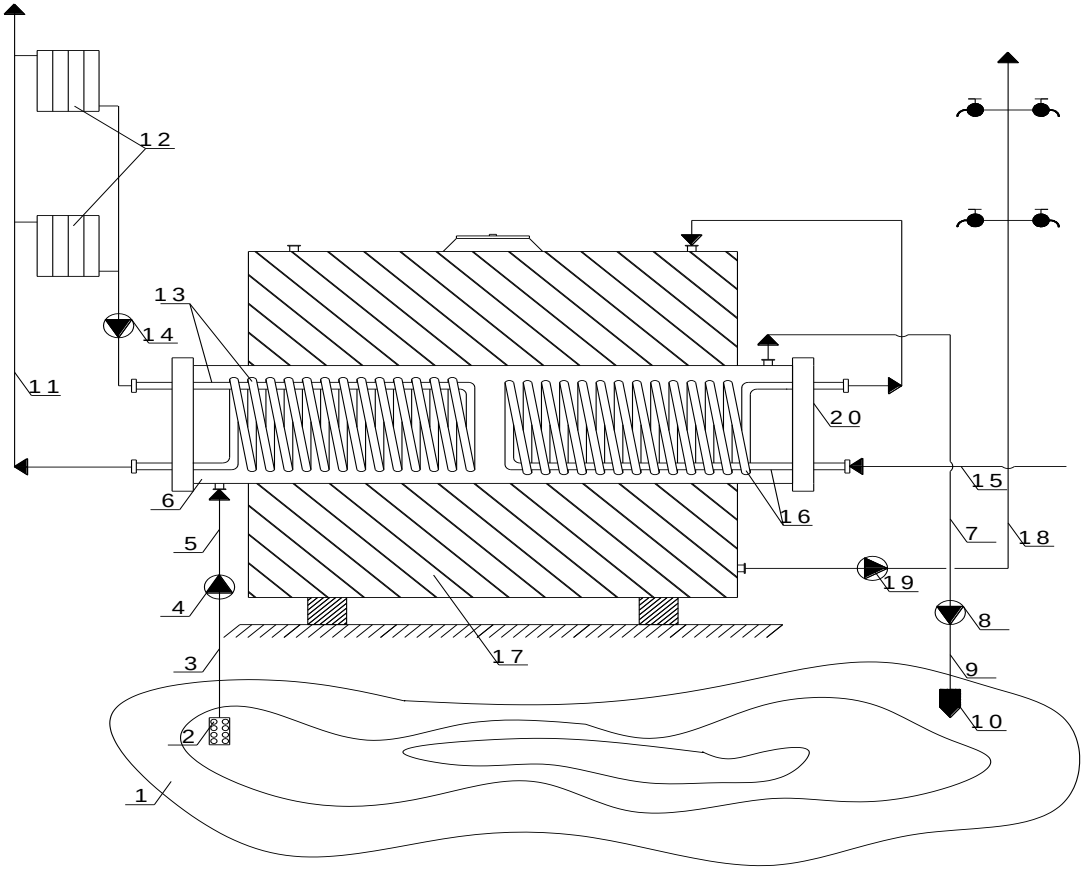


Рис. 2.1. Подовжній перетин симетричного розбірного теплообмінника змієвикового типа з акумулятором гарячої води

Циркуляція води контурів здійснюється за допомогою насосів, а заповнення і підживлення місцевих абонентських систем виконується із зворотної лінії теплової мережі за допомогою спеціальних підживлюючих насосів.

У літній період система опалювання відключається за допомогою відповідних засувок, залишаючись заповненою водою, а циркуляція теплоносія відбувається через

обвідну лінію. Регулювання статичного тиску в місцевих системах здійснюється регулювальником підживлення, який підтримує заданий тиск після себе або заданий рівень в розширювальному баку (при температурі води нижче 95°С), встановленому у верхній точці системи опалювання [5].

Вживання компактних малогабаритних ПАУ на ІТП дозволяє зменшити розрахункову поверхню теплообмінника майже удвічі і перерозподіляти теплові потоки між системами опалювання і гарячого водопостачання протягом доби. Так, в години максимального водорозбору на гаряче водопостачання система опалювання недоотримає розрахункової витрати теплоти, але відшкодовує його при зниженні витрати гарячої води. Теплопостачання від ІТП з ПАУ значно підвищує якість теплопостачання, оскільки відхилення температури внутрішнього повітря не завишає 1°С.

Нами розглядається нова конструкція симетричного розбірного теплообмінника змієвикового типа для систем опалювання і гарячого водопостачання будівель різної поверховості забудови.

Схема симетричного розбірного теплообмінника змієвикового типа з акумулятором гарячої води представлена на малюнку 2.1.

Симетричний розбірний теплообмінник змієвикового типа для систем опалювання і гарячого водопостачання від альтернативного джерела теплоти працює таким чином:

Певний теплоносій з температурою 150-200 ° С геотермального джерела [38,39,36] 1 через фільтр насадку 2 по підйомній свердловині 3 за допомогою насоса 4 через лінію підводки первинного теплоносія 5 надходить в міжтрубний простір роз'ємного трьохконтурного теплообмінника 6, в якому охолоджується до 60-65°С [40] і по відповідній лінії 7 за допомогою насоса 8 через опускні свердловину 9 і скидну насадку 10 скидається в геотермальне джерело. Геотермальна вода 1 віддає свою теплоту через теплообмінну ємкість-змійовик 13, циркулюючому по замкнутому опалювальному контуру 11, через огрівальні споживача елементи 12, де охолоджується від 90-100°С до температури 65-70 °С за допомогою циркулюючого насоса 14, потім знову повертається в теплообмінну ємкість-змійовик 13 за новим

зарядом теплоти. Через теплообмінну ємкість-змійовик 16, водопровідна вода 15 нагрівається геотермальною водою 1, в якому передається теплота третьому теплоносію, циркулюючому по розімкненому контуру, що поступає в пов'язаний з аккумуліруючою ємкістью 17, через лінію підведення 15 з водопроводу. Цей теплоносій звичайной температури 5 ... 15 С підігрівається в теплообмінній ємності змієвикового типа 16 до температури 55 °С, звідси поступає в акумулюючу ємність 17, з якої в систему водорозбору подається по лінії 18 за допомогою насоса, що підвищує, 19 в систему гарячого водопостачання.

Для чищення змієвикових теплообмінних поверхонь 13 і 16 від накипу передбачено розбірні фланці 20 і 21 на торцях трьохконтурного теплообмінника. Змійовик контура системи опалювання сполучений своїми кінцями з фланцем 21, а контур системи гарячого водопостачання з фланцем 20 знаходиться з протилежного боку трьохконтурного теплообмінника, таке розміщення змійовика другого і третього контурів дозволяє лагодити теплообмінні поверхні і очищати їх від бруду та накипу.

Розрахунок теплообмінників змієвикового типа для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання від альтернативного джерела теплоти заснований на спільному вирішенні рівняння теплового балансу і рівняння теплопередачі [41,42,43,44,45].

Розрахункова поверхня теплообміну визначається як

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cm}}, \qquad (2.1)$$

а для трьохконтурного теплообмінника, $F = F_1 + F_2$

$$F_1 = \frac{Q_0}{k_1 \cdot \Delta t_1^{cp}}, \quad F_2 = \frac{Q_{гв}}{k_2 \cdot \Delta t_2^{cp}}, \qquad (2.2)$$

де Q_0 та $Q_{гв}$ розрахункові витрати на гаряче опалювання , Вт;

k_1 та k_2 - коефіцієнти теплопередачі відповідних контурів, Вт/ (м ^{2} .°С);

Δt^{cp}_2 та Δt^{cp}_2 - середні температурні норми, °С.

Конструктивно поверхні нагріву F_1 і F_2 для змієвикового теплообмінника визначаються з вираження

$$F_1 = L_1 \cdot \pi d_1^{Tp}, \qquad F_2 = L_2 \cdot \pi d_2^{Tp}, \qquad (2.3)$$

де L_1 та L_2 – загальні довжини змійовиків однакові для відповідних контурів систем опалювання і гарячого водопостачання, м;

де $d^{Tp}{}_1$ та $d^{Tp}{}_2$ - зовнішні діаметри трубок змійовиків, м.

Загальна довжина змійовиків L_1 і L_2 визначається з вираження

$$L_{1,2} = l_{1,2} \cdot n_1 = \pi D_{зми} \cdot n, \qquad (2.4)$$

де $D_{зми}$– діаметри витка змійовиків для систем опалювання і гарячого водопостачання, м;

l_1 та l_2 – величини довжин одного витка змійовиків, м;

n_1 та n_2 – число витків змійовиків, штук.

Характер розрахункової залежності для визначення натиску $\Delta t_{ср}$ залежить від напрямів взаємного руху теплоносіїв. При протитечії і прямотку, а також при постійній температурі одній з середовищ.

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \qquad (2.5)$$

де $\Delta t_м$ та $\Delta t_б$ – відповідно менший і більший температурний тиск між теплоносіями і по краях поверхні теплообміну, °С.

Для трьохконтурного теплообмінника визначаються температурні тиски $\Delta t_{ср}$, °С.

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_1^I - t_2^{II}) - (t_1^{II} - t_2^{II})}{\ln \frac{t_1^I - t_2^{II}}{t_1^{II} - t_2^I}}, \qquad (2.6)$$

де $t^I{}_1$ та $t^{II}{}_1$ – температури гріючого теплоносія на вході в апарат і виході з нього, °С;

$t^I{}_2$ та $t^{II}{}_2$ – температури теплоносія, що нагрівається на вході і виході для опалювального контура і контура гарячого водопостачання, °С.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі рекомендується співвідношення

$$\overline{N}_u = 0{,}22\,\mathrm{Re}^{0{,}65}\,\mathrm{Pr}^{0{,}36}\left(\frac{\mathrm{Pr}^{ж}}{\mathrm{Pr}^{ст}}\right)^{0{,}25}, \text{ при } \mathrm{Re}>10^3. \qquad (2.7)$$

Коефіцієнти теплопередачі для контурів системи опалювання і гарячого водопостачання, змійовиків визначаються по вираженню, Вт/(м^2°С.),

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1-1}} + \frac{\delta_{тр1}}{\lambda_{тр1}} + \frac{\delta_{нак1}}{\lambda_{нак1}} + \frac{1}{\alpha_{2-1}}}, \qquad (2.8)$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1-2}} + \frac{\delta_{тр2}}{\lambda_{тр2}} + \frac{\delta_{нак2}}{\lambda_{нак2}} + \frac{1}{\alpha_{2-2}}}.$$

Сумарний коефіцієнт теплопередачі для трьохконтурного теплообмінника змієвикового типа складе

$$K_{общ}^{3-х} = \frac{K_1F_1 + K_2F_2 + K_3F_3^{то}}{F + F_3^{то}}, \qquad (2.9)$$

де K_3 – коефіцієнт теплопередачі через корпус теплообмінника гарячої води, знаходиться в ємності баку-акумулятора ПАУ із трьохконтурним теплообмінником, Вт/(м^2. С°);

F_3 – поверхня корпусу теплообмінника, м^2 .

Перевірочний розрахунок виконується по рівнянню теплового балансу ПАУ[46],

$$Q_{ПАУ}^{3-х} = K_{общ}^{3-х} \cdot F_{общ}^{3-х} \cdot \Delta t_{ср}^{3-х} + Q_{пот}, \qquad (2.10)$$

де

$$F_{общ}^{3-х} = F_1^{от} + F_2^{гв} + F_3^{то}. \qquad (2.11)$$

Об'єм акумулюючої ємності можна визначити по формулі, м³,

$$V_{БА} = \frac{m \cdot a}{12} \cdot 10^{-3}, \qquad (2.12)$$

де *а=100…200 л/люд.* – норма споживання гарячої води.

Оптимізація габаритних розмірів ПАУ з трьохконтурним теплообмінником для індивідуальних теплових пунктів заводського виготовлення вимагає вирішення системи рівнянь за допомогою обчислювального комплексу [7] .

Використання обчислювальної програми дозволило визначити динамічні характеристики складного теплообміну, що протікає в апараті, а саме: визначити оптимальне швидкості руху теплоносіїв;

- вибрати діаметри трубок відповідних контурів;
- оптимізувати довжину для забезпечення стабільного ефективного тепло масообміну;
- величину об'єму акумулюючої ємності;
- забезпечити розрахункову температуру теплоносіїв, що нагріваються, для систем опалювання і гарячого водопостачання, а також їх витрат.

Оптимальну довжину трьохконтурного теплообмінника для ПАУ можна приймати від 2,6 до 3,0 м.

В цілому можна визначити і оптимальні розміри всієї конструкції ПАУ з трьохконтурним теплообмінником для ІТП заводського виготовлення залежно від числа мешканців в будівлі [5].

Математична модель підігрівально-акумуляторной установки з трьохконтурним теплообмінником.

Багатоконтурні теплообмінні апарати знаходять все більше вживання в системах теплопостачання від індивідуальних пунктів (ІТП) з акумуляторними установками (ПАУ) змієвикового типа, для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання житлових і суспільних будівель.

Ці теплообмінні апарати є незамінними, якщо використовується теплоносій від геотермального джерела теплоти, що містить тверді зважені частки, які можуть осідати на теплообмінних поверхнях. [47,34,48] Це питання вирішується за допомогою одного багатоконтурного теплообмінника змієвикового типа, розташованого в ПАУ на ІТП, як показано на малюнку 2.2.

A_1 - площа поперечного перетину для проходу гріючого теплоносія;

A_2 - площа поперечного перетину змійовика контура системи опалювання;

A_3 - площа поперечного перетину змійовика системи ГВС;

A_4 - площа поперечного перетину бака-акумулятора гарячої води в ПАУ на ІТП.

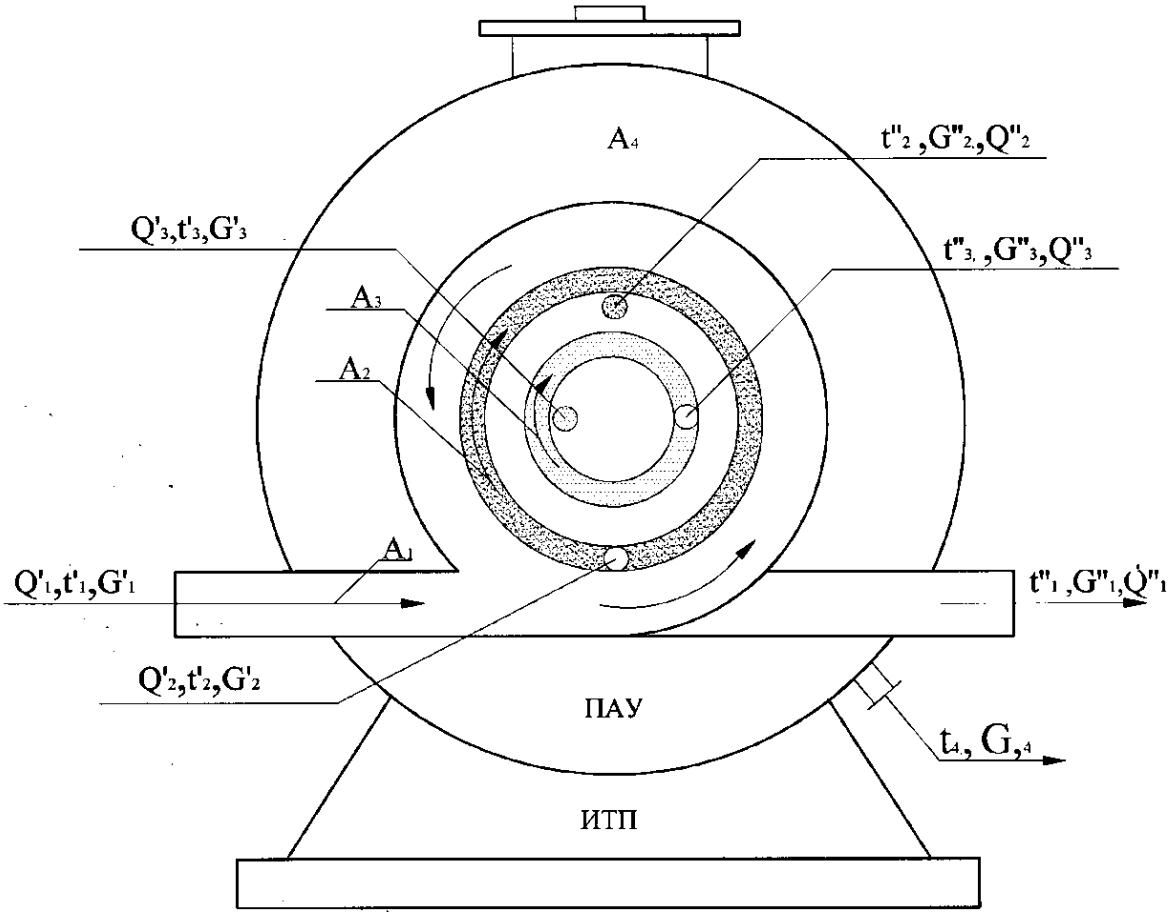


Рис. 2.2. Багатоконтурний апарат змієвикового типа

В новому теплообмінному апараті відомі: температури гарячого теплоносія t^{I}_{1} та t^{II}_{1} на вході і виході з корпусу теплообмінного апарату; температури теплоносія опалювального контура, що нагрівається t^{I}_{2} та t^{II}_{2} з витратою G_2; температура теплоносія третього контура системи гарячого водопостачання, що нагрівається t^{I}_{3} та t^{II}_{3} з витратами G_3 , який зливався в бак-акумулятор гарячої води.

Невідомими є:

- витрата первинного теплоносія G_1 ;
- початкова і кінцева температури води в акумулюючій ємності t_4 ;
- витрата води з БА, що поступає в систему гарячого водопостачання, згідно графіка добового водоспоживання G_4 ;
- площа першого, другого, третего і четвертого контурів теплообмінного апарату F_1, F_2, F_3 і F_4.

Всього сім невідомих.

Метод рішення задачі зводиться до наступного: записується можливе число незалежних балансових рівнянь теплоти що дозволяють визначити сім невідомих величин, то необхідно останні невідомі величини якимсь чином задати [49].

Визначається теплова потужність теплообмінника по теплоносіях [95], що нагріваються, для контурів системи опалювання Q_2 і гарячого водопостачання Q_3 по формулах:

$$Q_2 = G_2 \cdot c_2 (t_2^{II} - t_2^{I}), \quad (2.13)$$

$$Q_3 = G_3 \cdot c_3 (t_3^{II} - t_3^{I}), \quad (2.14)$$

де G_2 та G_3 - витрати нагріваючих теплоносіїв, кг/с;

c_2 та c_3 - теплоємкість нагрівальних теплоносіїв при середніх температурах нагріваємих теплоносіїв $t^{ср}_2$ та $t^{ср}_3$, кДж/(кг·К);

$$t_2^{ср} = \frac{t_2^{II} + t_2^{1}}{2} \quad \text{и} \quad t_3^{ср} = \frac{t_3^{II} + t_3^{1}}{2}, \quad (2.15)$$

Всі дані в рівняннях (2.13….2.15) відомі.

З врахуванням теплових втрат ТА через зовнішню поверхню баку – акумулятора визначається сумарна потужність ТА і витрати первинного теплоносія по формулі, кг/с:

$$G_1 = \frac{Q_2 + Q_3}{\Delta c_1 (t_1^{II} - t_1^{II})} \eta_2 . \quad (2.16)$$

Якщо первинним теплоносієм є пара, то формула (2.16) набирає вигляду, кг/с:

$$G_{II} = \frac{Q_2 + Q_3}{(i_{II}^{II} - t_K^{I})} \eta_2 , \quad (2.17)$$

де Δc_1 - теплоємність первинного теплоносія при середній температурі, кДж/(кг·К);

$$t_1^{ср} = 0{,}5(t_1^{II} - t_1^{I}), \quad (2.18)$$

i^{II} - ентальпія насиченої пари при тиску $P_{НАС}$, кДж/кг;

i^{l}- ентальпія води на лінії насичення при тиску $P_{НАС,}$ кДж/кг;

η_2- коефіцієнт втрат теплоти через зовнішню поверхню баку-акумулятора.

Надалі розписуються рівняння теплового балансу:

- теплообмін між первинним теплоносієм і теплоносієм опалювального контура, що нагрівається:

$$Q_{1-2} = K_1 \cdot F_2 (t_1^{cp} - t_2^{cp}), \qquad (2.19)$$

- теплообмін між первинним теплоносієм і теплоносієм контура системи гарячого водопостачання, що нагрівається:

$$Q_{1-3} = K_2 \cdot F_3 (t_1^{cp} - t_3^{cp}), \qquad (2.20)$$

- теплообмін між первинним теплоносієм і водою, що знаходиться в акумулюючій ємності через корпус теплообмінника:

$$Q_{1-4} = K_3 \cdot F_1 (t_1^{cp} - t_4^{cp}). \qquad (2.21)$$

При цьому середні температури гріючого первинного теплоносія і що нагріваються в змійовиках опалювального контура і системи гарячого водопостачання і води в БА, відповідно рівні[50,51]:

$$t_1^{cp} = 0{,}5(t_1^I + t_1^{II}), \qquad (2.22)$$

$$t_2^{cp} = 0{,}5(t_2^I + t_2^{II}), \qquad (2.23)$$

$$t_3^{cp} = 0{,}5(t_3^I + t_3^{II}), \qquad (2.24)$$

$$t_4^{cp} = 0{,}5(t_4^I + t_4^{II}). \qquad (2.25)$$

Кількість теплоти, що сприймається теплоносієм контура системи опалювання, Вт:

$$Q_2 = G_2 \cdot c_2 (t_2^I + t_2^{II}). \qquad (2.26)$$

Кількість теплоти, що отримується теплоносієм контура гарячого водопостачання, що нагрівається;

$$Q_3 = G_3 \cdot c_3 (t_3^{II} + t_3^I). \qquad (2.27)$$

Кількість теплоти, яка йде на підігрівання води, знаходиться в акумулюючій ємності при зниженні водорозбору на гаряче водопостачання через корпус теплообмінника:

$$Q_4 = G_4 \cdot c_4 (t_1^{cp} + t_4^{cp}) \ . \qquad (2.28)$$

Рівняння (2.19), (2.20),(2.21) и (2.26),(2.27),(2.28) є системою з шести рівнянь з дванадцятьма невідомими величинами:

$Q_{1\text{-}2}$, $Q_{1\text{-}3}$, $Q_{1\text{-}4}$, F_2, F_3, F_1, G_2, t^{I}_2, t^{II}_2, G_4, Q_2, Q_4.

Витрата первинного теплоносія G_1 визначається з сумарної потужності ТА по нагріваємим теплоносіям, для контурів систем опалювання і гарячого водоспоживання G_2 G_3 які вважаються заданими і відповідно їх температури t^{l}_3 та t^{ll}_3, а також t^{l}_2 та t^{ll}_2 .

Після ряду перетворень і спрощень температура теплоносія, що нагрівається, в змійовику контура гарячого водопостачання:

$$t_3^{II} = \frac{a_2}{1+a_2}(t_2^{II} - t_2^{I}) + 2\frac{a_2}{1+a_2}t_2^{I} + \frac{1-a_3}{1+a_3}t_3^{1} + \frac{1-a_4}{1+a_4}t_4 \ , \qquad (2.29)$$

де $\frac{k_1 \cdot F_2}{2G_2 \cdot c_2} = a_1$; $\frac{k_2 \cdot F_3}{2G_3 \cdot c_3} = a_2$; $\frac{k_3 \cdot F_1}{2G_4 \cdot c_4} = a_3$; $\frac{k_4 \cdot F_4}{2G_4 \cdot c_4} = a_4$,

$$(t_2^{II} + t_2^{I}) = \frac{2a_1(1+a_3)t_1 + 2a_2 \cdot t_3^{I} - 2t_2^{1}(a_1 + a_2 + a_3 + a_1 \cdot a_4)}{1 + a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_1 \cdot a_4} \ . \qquad (2.30)$$

У рівнянні (2.30) величину t^{l}_2 можна прийняти рівною t_2 з попереднього конструктивного розрахунку.

По умові завдання величина (t^{II}_2 - t^{l}_2) має бути близькою до нуля. Відхилення її від нуля може служити мірою обґрунтованості спрощуючих допущень, прийнятих при конструктивному розрахунку. Якщо (t^{II}_2 - t^{l}_2) < 0, то необхідно збільшити теплообмінну поверхню змійовика опалювального контура ТА, а якщо (t^{II}_2 - t^{l}_2) > 0 , то теплообмінну поверхню можна не змінювати, а зменшити витрату первинного теплоносія G_1 .

Вище викладений теоретичний розгляд питань теплопередачі в багатоконтурному теплообміннику ПАУ змієвикового типа дозволяє

сформулювати методику розрахунку ТА, яка повинна включати а себе дві частини: конструктивний і перевірочний розрахунки, використовуючи два рівняння теплового балансу (2.29 та 2.30).

$$\begin{cases} 1.G_1 \cdot c_1(t_1^I - t_1^{II}) = G_2 \cdot c_2(t_2^{II} - t_2^I) + G_3 \cdot c_3(t_3^{II} - t_3) + G_4 \cdot c_4(t_4^{II} - t^I) + G_4 \cdot c_4(t_4^{\ I} - t_{окр}); \\ 2.k_{общ} \cdot \sum F \cdot \Delta t_{ср}^{общ} = k_1 \cdot F_2(t_1^{ср} - t_2^{ср}) + k_2 \cdot F_3(t_1^{ср} - t_3^{ср}) + k_3 \cdot F_1^{TO}(t_1^{ср} - t_4^{ср}) + k_4 \cdot F_4^{TA}(t_4^{ср} - t_{окр}) \end{cases}$$

Спільно вирішуючи систему рівнянь можна визначити будь-який параметр з конструктивного і перевірочного розрахунків, що дозволяє вибрати його оптимальну величину [8].

2.2. Математична модель загального розрахунку конструктивних параметрів

У комунальній енергетиці найбільш крупними споживачами теплової енергії є системи теплопостачання міст з їх комунально-побутовими споживачами. Дослідження паливно-енергетичного комплексу дозволили виявити величезний енергозбережний потенціал в комунальній теплоенергетиці. [52,53] Особливої актуальності в реалізації цього потенціалу набувають енерго- і ресурсозберігаючі установки і системи, у зв'язку з розвитком кризи в енергетиці. При впровадженні установок з незалежними приєднаннями, місцевих систем опалювання і гарячого водопостачання, скорочується витік води з тепломереж при пошкодженні трубопроводу, а також підвищується надійність. Це забезпечується тим, що в аварійних ситуаціях підвищення тиску в зворотному трубопроводі не передається на місцеві опалювальні системи, що оберігає їх від розриву.

Локальні системи гарячого водопостачання і опалювання з малою тепло-продуктивністю характеризуються, як правило, вельми обмеженими умовами для розміщення основного і допоміжного устаткування індивідуального теплового пункту. У зв'язку з цим для таких систем особливого значення набуває питання компактності устаткування і, в першу чергу теплообмінної апаратури [54,55].

Зменшення конструктивних і монтажних габаритів теплообмінників акумуляторної установки можливо за рахунок інтенсифікації теплообміну [56].

Незалежне приєднання місцевих систем опалювання і гарячого водопостачання вимагає установку водо-водяних підігрівачів для кожної з них, також циркуляційних насосів, відповідних контурів. Циркуляція води контурів здійснюється за допомогою насосів, а заповнення і підживлення місцевих абонентських систем вироблятися із зворотної лінії теплової мережі за допомогою спеціальних підживлюючих насосів.

Акумуляторні установки з трьохконтурним теплообмінником дає можливість саморегулювання теплових навантажень між системами опалювання і гарячого водопостачання в перебігу доби, а також використання теплових втрат теплообмінника для підігрівання води що знаходиться в баку акумуляторі.

Для вирішення комплексу завдань, що стоять при проектуванні і експлуатації індивідуальних теплових пунктів, для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання, можуть послужити малогабаритні, компактні акумуляторні установки з трьохконтурними теплообмінниками, які вирішують проблему вирівнювання графіків добового водоспоживання в системах гарячого водопостачання і забезпечення розрахункової температури гарячої води 55°С у самій видаленій точці водорозбору; забезпечити розрахункову температуру повітря в приміщенні за допомогою системи опалювання.

Для визначення розрахункових поверхонь нагріву на опалювання і гаряче водопостачання задаємося величинами коефіцієнтів теплопередачі $k_{от}$=2000 Вт/(м²·°С) та $k_{гв}$=1600Вт/(м²·°С), а розрахункові параметри теплоносіїв, залежні від величини теплових потоків на опалювання і гаряче водопостачання будівель з зрізним числом жителів приведені в додатку 1.

$$F_{от} = \frac{Q_0^{ср}}{k_{от} \cdot \Delta t_{ср}^{от}}, \qquad (2.31)$$

$$F_{гв} = \frac{Q_{гв}^{ср}}{k_{гв} \cdot \Delta t_{ср}^{гв}} \cdot \qquad (2.32)$$

Об'єм бака акумулятора гарячої води, м³

$$V_{БА} = \frac{m \cdot a}{12} \cdot 10^{-3}. \qquad (2.33)$$

Сумарна довжина теплообмінної поверхні змійовика для систем опалювання, діаметром 0,02м

$$l_{от} = \frac{F_{от}}{\pi d_{тр}^{зм}}. \qquad (2.34)$$

Теж для системи гарячого водопостачання

$$l_{гв} = \frac{F_{гв}}{\pi d_{тр}^{зм}}. \qquad (2.35)$$

Загальна довжина на теплообмінниках для опалювання і гарячого водопостачання залежить від числа витків, яка визначається по формулах

$$l_{ТО}^{от} = 0{,}022 \cdot 74 = 1{,}63, \qquad (2.36)$$

$$l_{ТО}^{гв} = (0{,}02 + 0{,}002) \cdot 12 = 0{,}264, \qquad (2.37)$$

$$l_{ТО} = 2, \text{м}.$$

Загальний конструктивний розрахунок теплообмінника приведений на малюнку 2.3.

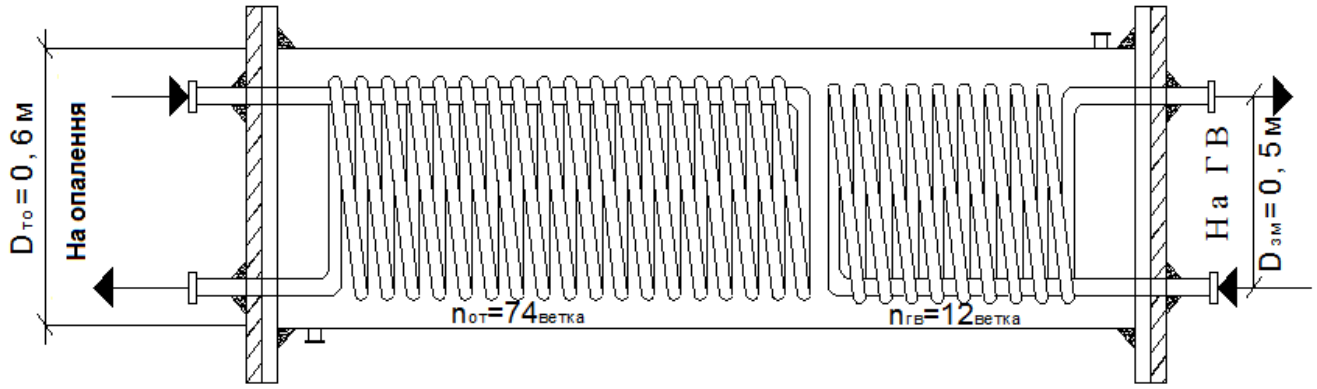


Рис. 2.3. Основні конструктивні розміри для розрахунку теплообмінника

Витрата первинного теплоносія через теплообмінник розрахована на 100 чоловік населення, де

$$Q_p^{ПАУ} = (q_0 \cdot f_{ж} + q_{гв} \cdot m) \cdot 10^{-3}, \quad (2.38)$$

$$G_{TO} = \frac{\sum Q_p^{ПАУ}}{c(t_1 - t_2)}, \text{ кг/с}, \quad (2.39)$$

$$G_{от} = \frac{Q_p^{ПАУ}}{c(t_1 - t_2)}, \text{ кг/с}, \quad (2.40)$$

$$G_{гв} = \frac{Q_{гв}^{ср}}{c(t_1 - t_2)}, \text{ кг/с}. \quad (2.41)$$

Швидкість $W_{от}$ та $W_{гв}$ теплоносіїв, що нагріваються, в змійовиках теплообмінника для систем опалювання і гарячого водопостачання [57]

$$W_{от} = \frac{4 \cdot G_{от}}{\pi d^2 \cdot \rho}, \text{ м/с}, \quad (2.42)$$

$$W_{гв} = \frac{4 \cdot G_{гв}}{\pi d^2 \cdot \rho}, \text{ м/с}. \quad (2.43)$$

Швидкість гріючого теплоносія в теплообміннику

$$W_{TO}^{3x} = \frac{4 \cdot G_{TO}}{\pi D_{зм}^{TO2} \cdot \rho}, \text{м/с}. \quad (2.44)$$

Вихідними даними для проектування акумуляторної установки послужили розрахункові потоки для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання, температури і витрати первинного і вторинних теплоносіїв.

Первинний теплоносій поступає в міжтрубний простір теплообмінника, утворений корпусом і змієвиковими трубками. Віддавши свою теплоту через поверхні змійовиків систем опалювання і гарячого водопостачання і поверхні корпусу баку-акумулятора повертається до джерела теплоти, в даній схемі до котлу. Водопровідна вода, що нагрівається, поступає в змійовик системи ГВ де нагрівається до температури 55-60°С після чого зливається в акумулюючу ємність, з якої витрачається на потреби гарячого водопостачання, як показано на малюнку 2.4. По

другому змійовику постійно циркулює вода системи опалювання за допомогою безшумного насосу.

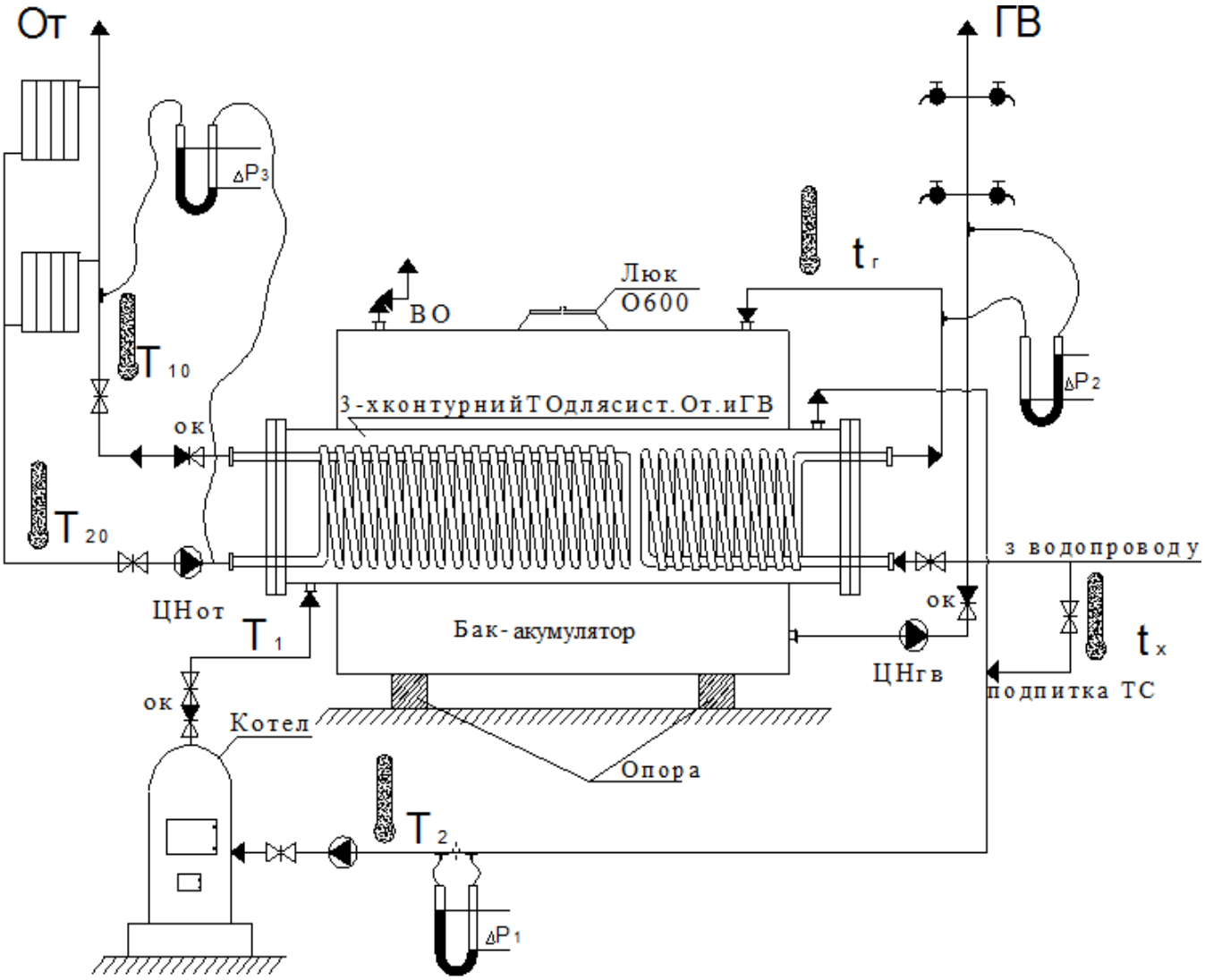


Рис. 2.4. Схема дослідно-промислової установки ПАУ з трьохконтурним ТО змієвикового типа для систем ОП та ГВ

З графіків приведених на рисунку 2.5 видно, що чим вище температура теплоносія, тим менше витрата води з теплової мережі. При цьому величина витрати води, циркулюючої в місцевих системах опалювання і гарячого водопостачання в 1,5…3 рази перевищує витрату гріючого теплоносія, що характеризує ефективність теплообміну в підігрівально-акумуляторній установці з трьохконтурним теплообмінником змієвикового типу.

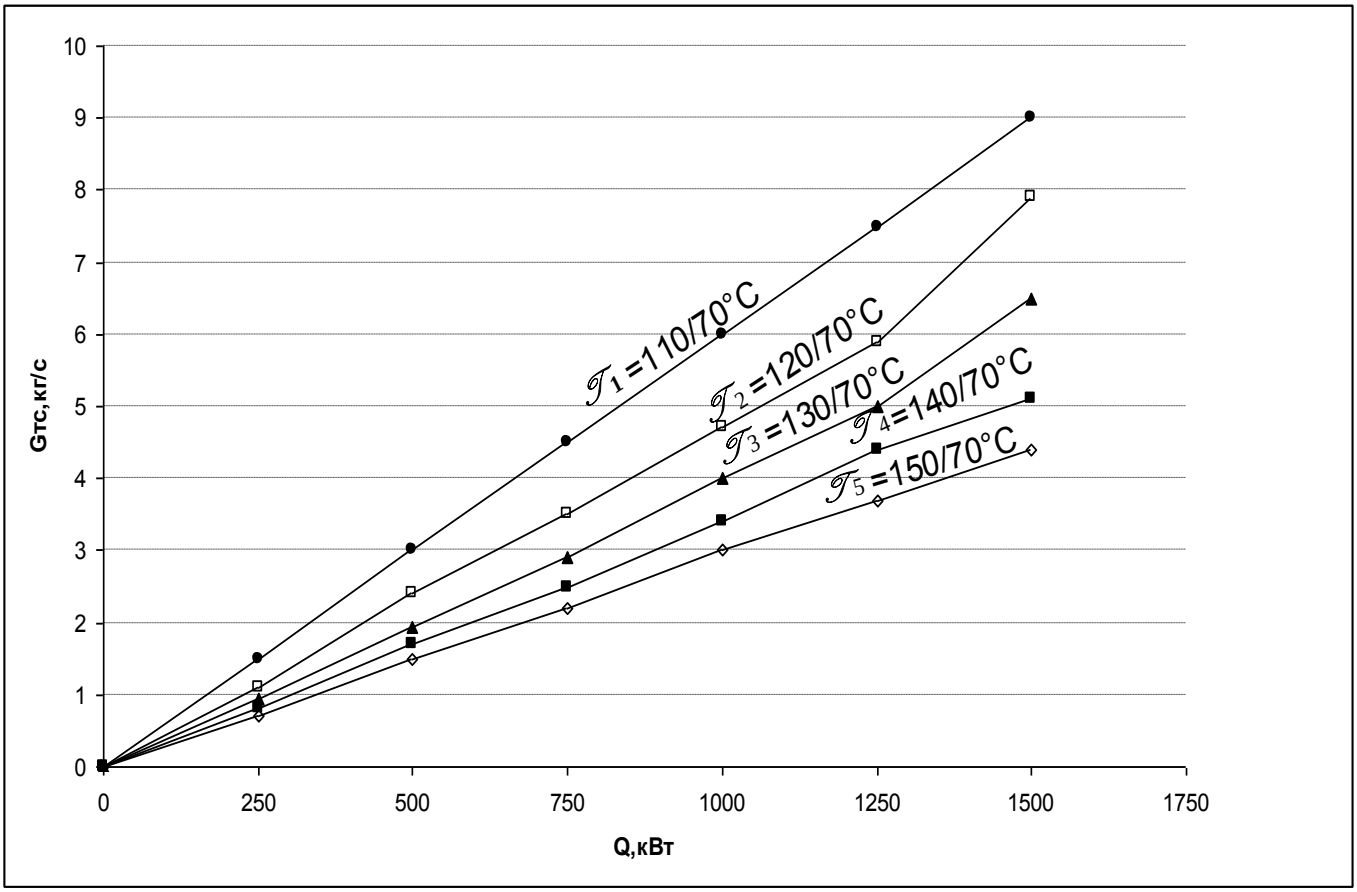


Рис. 2.5 Вплив розрахункових параметрів теплоносія на вимір режиму регулювання відпустки теплоти на ОП і ГВ, в теплообміннику змієвикового типа

Що стосується відносної витрати води в абонентських системах опалювання і гарячого водопостачання до витрати тепломережевої води, приведених на малюнку 2.6, показує, що система теплопостачання тим економніше, чим вище розрахункові параметри гріючого теплоносія.

Дані графіка також свідчать про те, що ефективність роботи теплообмінника залежить від конструктивних особливостей установки, пропорційно величині теплового навантаження, яке в кінцевому рахунку залежить від числа споживачів «m» чоловік, а відносна витрата теплоносіїв $\varphi=G_{аб}/G_{тс}$ залежатиме від розрахункових параметрів теплоносія, Q_1,°C.

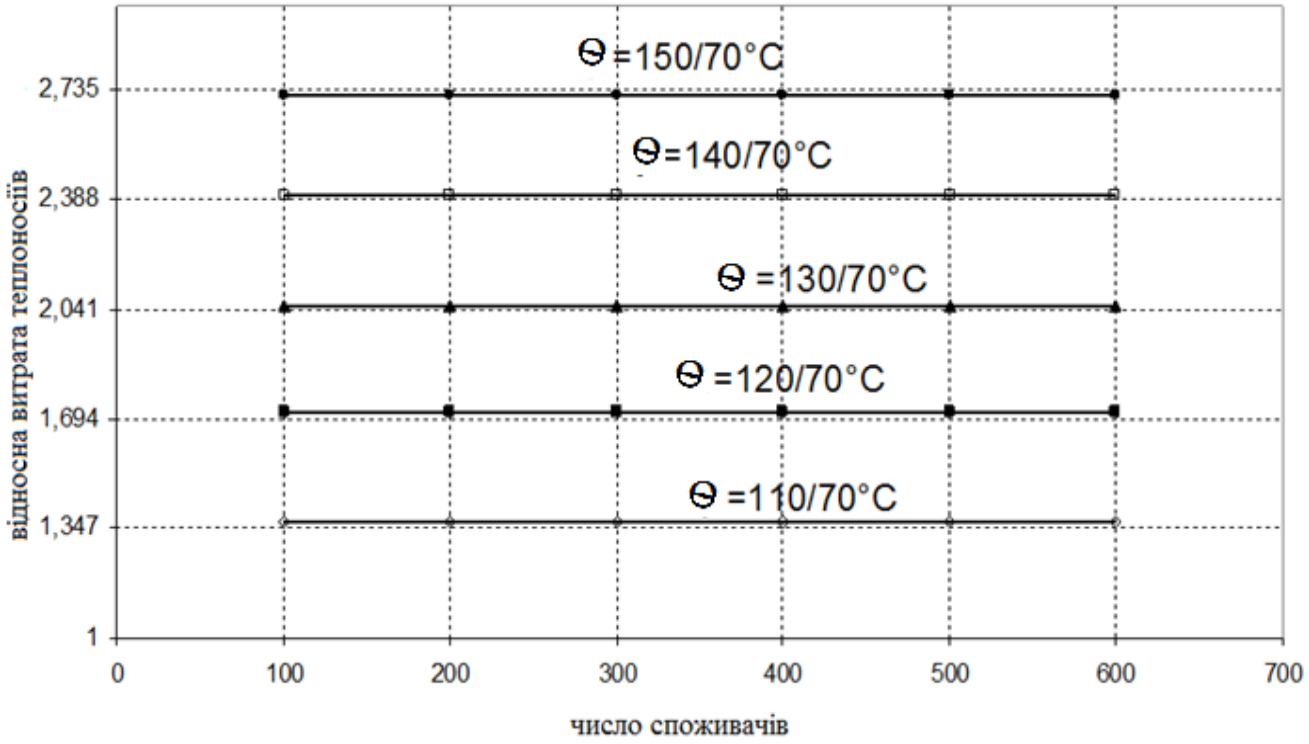


Рис. 2.6 Залежність витрат абонентських систем ОВ і ГВ від витрати тепломережевої води при зміні температурного графіка регулювання відпустки теплоти

Визначені оптимальні розміри загальної конструкції ПАУ з трьохконтурним теплообмінником для ІТП заводського виготовлення залежно від числа жителів в будівлі. Це підтверджує той факт, що оптимальна довжина ПАУ складає від 2,2 до 3,0 м. Такі конструкції ПАУ дозволяють приєднувати до теплової мережі будівлі підвищеної поверховості. Це підвищує стійкість і надійність системи централізованого теплопостачання при експлуатації і згладжує пікові навантаження на графіці добового водоспоживання в системі ГВ [6].

2.3. Розробка математичної моделі динаміки теплообмінника з паралельним розташуванням змієвиків

Для виведення рівнянь, що описують динамічні характеристики даного багатоконтурного теплообмінника змієвикового типа в ПАУ, обмежимося лише

випадками паралельного перебігу трьох теплоносіїв по спіралі, обмеженими корпусом ТА і змійовиками контурів систем опалювання і гарячого водопостачання, що відносяться до фізичної суті процесу тепло- і масообміну, то система рівнянь буде складною для її вирішення [58,59,60,61,62,63,64]. З метою спрощення математичного дослідження введемо наступні допущення:

- розглядаються зміни температур лише по напряму руху потоків, а по перетинах потоків теплоносіїв набуті усереднених значень температур; нехтуємо впливом вільної конвекції рідини на коефіцієнт теплообміну, а враховується лише вимушена конвекція[65];
- необхідно нехтувати теплотою, що проходить у напрямі потоку за рахунок теплопровідності як в стінці труби, так і в рідині;
- ефективність за рахунок випромінювання і провідності в радіальному напрямі врахована в локальних коефіцієнтах тепловіддачі;
- щільність не стискуваних рідин прийнята постійною;
- теплоємності теплоносіїв прийняті постійними;
- коефіцієнти тепловіддачі конвекцією є функціями температури і швидкості в таких апаратах;
- враховується теплоємність стінок;
- механічною енергією (кінетичною і потенційною) в порівнянні з тепловою можна нехтувати;
- теплопровідність матеріалу стінки приймається безконечною;
- тепловтратами в довкілля можна нехтувати, оскільки корпус баку-акумулятора ізольований, а в ньому знаходиться вода, що нагрівається, з нижчою температурою, ніж в корпусі трьохконтурного теплообмінника.

На перетині ПАУ з багатоконтурним теплообмінником виділимо ділянку dx (рис. 2.1). До елементарного об'єму, обмеженого перетинами x і dx, може бути застосований загальний закон збереження енергії для безперервних процесів: накопичення дорівнює надходженню за вирахуванням втрат . У момент часу τ кількість теплоти dQ_1, накопичено гріючим теплоносієм в об'ємі $A_1 dx$, де A_1 – площа поперечного перетину для проходу первинного гріючого теплоносія G_1, складе:

$$dQ_1 = \rho_1 \cdot c_{p_1} \cdot \theta_1 \cdot A_1 \cdot dx, \quad (2.45)$$

де: ρ_1, c_{p_1} – щільність і теплоємність гріючого теплоносія, відповідно кг/м^3 и кДж/(кг·°С);

θ_1 – температура гріючого теплоносія з теплової мережі в крапці *x*, °С.

З умови постійності щільності і теплоємності рідини накопичена кількість теплоти dQ_1 в момент часу $\tau + d\tau$ складає:

$$dQ_2 = \rho_1 \cdot c_{p_1} \cdot \left(\theta_1 + \frac{\partial \theta_1}{\partial \tau} d\tau\right) \cdot A_1 \cdot dx. \quad (2.46)$$

Таким чином, кількість теплоти, накопичена в ділянці *dx* за проміжок часу є різницею $dQ = dQ_2 - dQ_1$, т.е.

$$dQ = \rho_1 \cdot c_{p_1} \cdot \left(\theta_1 + \frac{\partial \theta_1}{\partial \tau} d\tau\right) \cdot A_1 \cdot dx - \rho_1 \cdot c_{p_1} \cdot \theta_1 \cdot A_1 \cdot dx, \quad (2.47)$$

отже, $$dQ = \rho_1 \cdot c_{p_1} \cdot \frac{\partial \theta_1}{\partial \tau} \cdot A_1 \cdot dx \cdot d\tau. \quad (2.48)$$

Для гріючого теплоносія вступ теплоти в ділянку dQ_3 обумовлено лише переміщенням рідини і складає в перетині *x* за час $d\tau$:

$$dQ_3 = \rho_1 \cdot c_{p_1} \cdot \theta_1 \cdot \varpi_1 \cdot A_1 \cdot d\tau, \quad (2.49)$$

де: ϖ_1 – лінійна швидкість гріючої рідини, м/с.

Втрата теплоти на ділянці *dx* відбувається як унаслідок переміщення рідини, так і унаслідок тепловіддачі. Кількість теплоти з витоком рідини dQ_4 через перетин з координатою $(x + dx)$ за час $d\tau$ складає:

$$dQ_4 = \rho_1 \cdot c_{p_1} \cdot \left(\theta_1 + \frac{\partial \theta_1}{\partial x} dx\right) \cdot \quad \overline{\omega}_1 \cdot A_1 \cdot d\tau. \quad (2.50)$$

Втрати теплоти унаслідок тепловіддачі стінці dQ_5 за час $d\tau$ на ділянці *dx* рівні:

$$dQ_5 = dQ_5^{'} - dQ_5^{''}, \quad (2.51)$$

де: $dQ_5^{''} = \pi \cdot D_1 \cdot dx \cdot \alpha_1 \cdot (\theta_1 - \theta_{Cm}) \cdot d\tau;$

де: D_1 – внутрішній діаметри труби, м;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гріючого теплоносія до стінки, Вт/(м^2·°С);

θ_{Cm} – температура стінки з діаметром D_1, °С.

Комбінуючи отримані вирази в рівнянні закону збереження, отримаємо після ділення всіх членів на $(dx \cdot d\tau)$:

$$A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p_1} \cdot \frac{\partial \theta_1}{\partial \tau} + \rho_1 \cdot c_{p_1} \cdot \varpi_1 \cdot A_1 \cdot \frac{\partial \theta_1}{\partial x} + \pi \cdot D_1 \cdot \alpha_1 \cdot (\theta_1 - \theta_{Cm}) = 0. \qquad (2.52)$$

Аналогічно можуть бути отримані рівняння для температур рідин θ_2 та θ_3 і температур стінок, що нагріваються θ_{Cm2} та θ_{Cm3}. Для рідин, що нагріваються, накопичення теплоти dQ_6 за час $d\tau$ на ділянці dx складає:

$$dQ_6 = dQ_6^{'} + dQ_6^{''}, \quad \text{звідки}$$

$$dQ_6^{'} = A_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{p_2} \cdot dx \frac{\partial \theta_2}{\partial \tau} d\tau, \qquad (2.53)$$

$$dQ_6^{''} = A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3} \cdot dx \frac{\partial \theta_3}{\partial \tau} d\tau, \qquad (2.54)$$

де: A_2, A_3 – площі прохідних перетинів для теплоносіїв, що нагріваються, на опалювання і гаряче водопостачання, відповідно, м^2;

$\rho_2, c_{p_2}, \rho_3, c_{p_3}$ – щільності і теплоємності теплоносіїв опалювання і гарячого водопостачання, відповідно, кг/м^3 и кДж/(кг·°С).

Надходження теплоти в ділянку dx відбувається з потоками рідин, що нагріваються, і за рахунок тепловіддачі стінок. Вступ теплоти з потоками рідин при прямотку dQ_7 за час $d\tau$ визначається виразами: $dQ_7 = dQ_7^{'} + dQ_7^{''}$, звідки:

$$dQ_7^{'} = \rho_2 \cdot c_{p_2} \cdot \theta_2 \cdot \varpi_2 \cdot A_2 \cdot d\tau; \qquad (2.55)$$

$$dQ_7^{''} = \rho_3 \cdot c_{p_3} \cdot \theta_3 \cdot \varpi_3 \cdot A_3 \cdot d\tau; \qquad (2.56)$$

де: ϖ_2 и ϖ_3 – лінійні швидкості рідин в контурах опалювання і гарячого водопостачання, м/с.

Вступ теплоти за рахунок тепловіддачі від стінок dQ_8 за час $d\tau$ $d\tau$ визначається виразами: $dQ_8 = dQ_8^{'} + dQ_8^{''}$, звідки:

$$dQ_8^{'} = \pi \cdot D_2 \cdot dx \cdot \alpha_2 \cdot (\theta_{Cm2} - \theta_2) \cdot d\tau; \quad (2.57)$$

$$dQ_8^{''} = \pi \cdot D_3 \cdot dx \cdot \alpha_3 \cdot (\theta_{Cm3} - \theta_3) \cdot d\tau; \quad (2.58)$$

де: α_2, α_3 – коефіцієнти тепловіддачі від стінок, утворених діаметрами, до теплоносіїв, що нагріваються θ_2 и θ_3, Вт/(м^2·°С).

Втрата теплоти з елементу dx dQ_9 пов'язана лише з потоками рідин відповідних контурів за час $d\tau$ складає: $dQ_9 = dQ_9^{'} + dQ_9^{''}$, звідки

$$dQ_9^{'} = \rho_2 \cdot c_{p_2} \cdot \left(\theta_2 + \frac{\partial \theta_2}{\partial x} dx\right) \cdot \varpi_2 \cdot A_2 \cdot d\tau; \quad (2.59)$$

$$dQ_9^{''} = \rho_3 \cdot c_{p_3} \cdot \left(\theta_3 + \frac{\partial \theta_3}{\partial x} dx\right) \cdot \varpi_3 \cdot A_3 \cdot d\tau. \quad (2.60)$$

Складаючи данні рівняння за законом збереження для ділянки отримаємо два диференціальні рівняння для температур рідин θ_2 і θ_3, що нагріваються, відповідних контурів гарячого водопостачання і опалювання:

$$A_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{p_2} \cdot \frac{\partial \theta_2}{\partial \tau} - \rho_2 \cdot c_{p_2} \cdot \varpi_2 \cdot A_2 \cdot \frac{\partial \theta_2}{\partial x} - \pi \cdot D_2 \cdot \alpha_2 \cdot (\theta_{Cm2} - \theta_2) = 0; \quad (2.61)$$

$$A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3} \cdot \frac{\partial \theta_3}{\partial \tau} - \rho_3 \cdot c_{p_3} \cdot \varpi_3 \cdot A_3 \cdot \frac{\partial \theta_3}{\partial x} - \pi \cdot D_3 \cdot \alpha_3 \cdot (\theta_{Cm3} - \theta_3) = 0. \quad (2.62)$$

Для ділянки dx стінки накопичення теплоти dQ_{10} за час складає при умові що dx - ділянка одного витка.

$$dQ_{10} = dQ_{10}^{'} + dQ_{10}^{''}, \quad (2.63)$$

звідки:

$$dQ_{10}^{'} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4} \cdot L_2 \cdot dx \cdot \rho_{Cm2} \cdot c_{Cm2} \cdot \frac{d\theta_{Cm2}}{d\tau} \cdot d\tau; \quad (2.64)$$

$$dQ_{10}^{''} = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_3^2)}{4} \cdot L_3 \cdot dx \cdot \rho_{Cm2} \cdot c_{Cm2} \cdot \frac{d\theta_{Cm2}}{d\tau} \cdot d\tau; \quad (2.65)$$

де: $\rho_{Cm2}, c_{Cm2}, \rho_{Cm3}, c_{Cm3}$ – щільності і теплоємності матеріалу стінок .

L_2 и L_3 - довжини змійовиків систем опалювання і гарячого водопостачання, м. Надходження теплоти до стінки dQ_{11}, відбувається за рахунок тепловіддачі від гріючого теплоносія за час $d\tau$, складає: $dQ_{11} = dQ_{11}^{'} + dQ_{11}^{''}$, звідки:

$$dQ_{11}^{'} = \pi \cdot D_1 \cdot dx \cdot \alpha_1 \cdot (\theta_1 - \theta_{Cm2}) \cdot d\tau; \qquad (2.66)$$

$$dQ_{11}^{''} = \pi \cdot D_1 \cdot dx \cdot \alpha_1 \cdot (\theta_1 - \theta_{Cm3}) \cdot d\tau. \qquad (2.67)$$

Втрати теплоти стінкою dQ_{12} пов'язані з тепловіддачею теплоносієм, що нагрівається, за час $d\tau$ и складають: $dQ_{12} = dQ_{12}^{'} + dQ_{12}^{''}$, звідки:

$$dQ_{12}^{'} = \pi \cdot D_1 \cdot dx \cdot \alpha_1 \cdot (\theta_{Cm2} - \theta_2) \cdot d\tau; \qquad (2.68)$$

$$dQ_{12}^{''} = \pi \cdot D_1 \cdot dx \cdot \alpha_1 \cdot (\theta_{Cm3} - \theta_3) \cdot d\tau. \qquad (2.69)$$

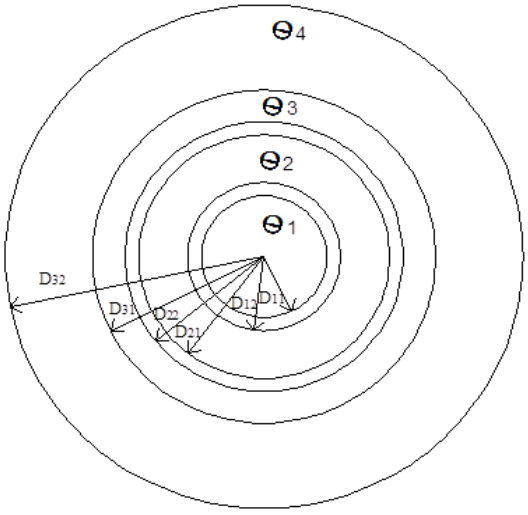


Рис. 2. 7. Температурні ділянки і стінки теплообмінника

Складаючи рівняння закону збереження для стінок, і приймаючи приблизно $D_{21} = D_{22} = D_{2ср}$ и $D_{31} = D_{32} = D_{3ср}$, маємо:

$$\rho_{Cm2} \cdot c_{Cm2} \cdot x_{Cm2} \cdot \frac{d\theta_{Cm1}}{d\tau} + \alpha_{21} \cdot (\theta_{Cm2} - \theta_2) - \alpha_{11} \cdot (\theta_2 - \theta_{Cm2}) = 0; \qquad (2.70)$$

$$\rho_{Cm3} \cdot c_{Cm3} \cdot x_{Cm3} \cdot \frac{d\theta_{Cm3}}{d\tau} + \alpha_{31} \cdot (\theta_{Cm3} - \theta_3) - \alpha_{32} \cdot (\theta_3 - \theta_{Cm3}) = 0; \qquad (2.71)$$

де: $x_{Cm2} = \frac{D_{22} - D_{21}}{2}$ и $x_{Cm3} = \frac{D_{32} - D_{31}}{2}$ – товщина стінок, м.

Якщо стінки настільки тонкі, що їх термічним опором можна нехтувати, то в нестаціонарних режимах будуть справедливі такі ж рівняння для температур стінок, як і в стаціонарному режимі, тобто тепловіддача між теплоносієм і двома рідинами, що нагріваються, може бути описана за допомогою коефіцієнта теплопередачі. Температури стінок, утворених діаметром D_1 в цьому випадку будуть однозначно визначаться температурами рідин які їх омивають θ_2 та θ_3.

У тому випадку, коли теплопровідність стінок не може бути прийнята безконечною, при описі нестаціонарних режимів необхідно враховувати динаміку зміни поля температур в кожній стінці, які описуються рівняннями теплопровідності.

Аналогічно рівнянням(2.53), (2.61), (2.62), (2.70) та (2.71) можна вивести три рівняння, що описують динаміку процесу тепло- і масообміну між теплоносіями θ_3 и θ_4.

Згідно закону збереження рівняння (2.53) для теплообміну між теплоносіями, що знаходяться в контурах з поперечним перетином A_3 та A_4, набере вигляду:

$$A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3} \cdot \frac{\partial \theta_3}{\partial \tau} + \rho_3 \cdot c_{p_3} \cdot \varpi_3 \cdot A_3 \cdot \frac{\partial \theta_3}{\partial x} + \pi \cdot D_{31} \cdot \alpha_{31} \cdot \left(\theta_3 - \theta_{Cm3}\right) = 0 \text{,} \quad (2.72)$$

де: α_{31} – коефіцієнт тепловіддачі від гріючого теплоносія T_3 до стінки корпусу теплообмінника, Вт/(м^2·°С);

θ_{Cm3}– температура стінки, °С;

D_{31} – внутрішній діаметр труби корпусу, м.

При протитечії змінюються напрями швидкостей ω_2 і ω_3, отже, знак другого члену в рівняннях (2.75) и (2.76).

Складаючи аналогічно рівняння закону збереження для ділянки dx та інтервалу $d\tau$, отримаємо диференціальне рівняння для температури рідини, що нагрівається, знаходиться в об'ємі баку-акумулятора:

$$A_4 \cdot \rho_4 \cdot c_{p_4} \cdot \frac{\partial \theta_4}{\partial \tau} + \rho_4 \cdot c_{p_4} \cdot \varpi_4 \cdot A_4 \cdot \frac{\partial \theta_4}{\partial x} - \pi \cdot D_{23} \cdot \alpha_{23} \cdot \left(T_{Cm3} - T_4\right) = 0; \quad (2.73)$$

де: α_{23} – коефіцієнт тепловіддачі від стінки корпусу теплообмінника до теплоносія, що нагрівається, Вт/(м$^2\cdot$°С);

A_4 – площа поперечного перетину для теплоносія θ_4, м^2;

ρ_4 и c_{p_4} – щільність і теплоємність теплоносія, що нагрівається.

Аналогічно складається рівняння закону збереження для стінки D_3 та приймаючи приблизно $D_{31}=D_{32}=D_{cp}$, маємо:

$$\rho_{Cm3}\cdot c_{Cm3}\cdot x_{Cm3}\cdot\frac{d\theta_{Cm3}}{d\tau}+\alpha_{32}\cdot(\theta_{Cm3}-\theta_4)-\alpha_{31}\cdot(\theta_3-\theta_{Cm3})=0. \quad (2.74)$$

Таким чином, рівняння (2.53), (2.61), (2.62), (2.69)-(2.70) є математичною моделлю ПАУ з трьохконтурним теплообмінником і описують його динамічні властивості.

В якості граничних умов мають бути задані температури теплоносіїв на вході [66, 67, 68, 69]:

$$\theta_2\,|_{x=0}=\theta_2^{'}(\tau);\qquad \theta_1\,|_{x=0}=\theta_1^{'}(\tau);$$

$$\theta_3\,|_{x=0}=\theta_3^{'}(\tau);\qquad \theta_4\,|_{x=0}=\theta_4^{'}(\tau).$$

Дослідження динамічних характеристик, що описуються отриманими рівняннями, зручно розв’язувати за допомогою обчислювальних програм оскільки аналогічне дослідження системи диференціальних рівнянь в приватних похідних складе.

При вирішенні рівнянь за допомогою обчислювальних програм можлива лише одна незалежна змінна – час. Тому по просторовій координаті рівняння мають бути записані в кінцевих різницях [69, 70]. Замінюючи похідні $\partial\theta/\partial x$ на різницеві відношення $\dfrac{\theta_i-\theta_{i-1}}{\Delta x}$, маємо для рівнянь (2.53), (2.61), (2.62), (2.70)-(2.74):

$$\begin{cases} \dfrac{d\theta_{1_i}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_1}{\Delta x_i} + \dfrac{\pi \cdot D_{1н} \cdot \alpha_{11}}{A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p_1}} \right) \cdot \theta_{1_i} + \dfrac{\varpi_1}{\Delta x_i} \cdot \theta_{1_{(i-1)}} + \dfrac{\pi \cdot D_{1н} \cdot \alpha_{11}}{A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p_1}} \cdot \theta_{ст.1_i}; \\ \dfrac{d\theta_{ст.1_i}}{d\tau} = -\dfrac{\alpha_{11} + \alpha_{12}}{x_{ст.1} \cdot \rho_{ст.1} \cdot c_{ст.1}} \cdot \theta_{ст.1_i} + \dfrac{\alpha_{11}}{x_{ст.1} \cdot \rho_{ст.1} \cdot c_{ст.1}} \cdot \theta_{1_i} + \dfrac{\alpha_{12}}{x_{ст.1} \cdot \rho_{ст.1} \cdot c_{ст.1}} \cdot \theta_{1_i}; \\ \dfrac{d\theta_{2_i}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_2}{\Delta x_i} + \dfrac{\pi \cdot D_{2в} \cdot \alpha_{12}}{A_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{p_2}} \right) \cdot \theta_{1_i} - \dfrac{\varpi_1}{\Delta x_i} \cdot \theta_{1_{(i-1)}} + \dfrac{\pi \cdot D_{2в} \cdot \alpha_{12}}{A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p_1}} \cdot \theta_{ст.1_i}; \end{cases} \quad (2.75)$$

$$\begin{cases} \dfrac{d\theta_{1_i}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_1}{\Delta x_i} + \dfrac{\pi \cdot D_{1в} \cdot \alpha_{21}}{A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p_1}} \right) \cdot \theta_{2_i} + \dfrac{\varpi_1}{\Delta x_i} \cdot \theta_{2_{(i-1)}} + \dfrac{\pi \cdot D_{1в} \cdot \alpha_{21}}{A_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{p_2}} \cdot \theta_{ст.2_i}; \\ \dfrac{d\theta_{ст.2_i}}{d\tau} = -\dfrac{\alpha_{21} + \alpha_{22}}{x_{ст.2} \cdot \rho_{ст.2} \cdot c_{ст.2}} \cdot \theta_{ст.2_i} + \dfrac{\alpha_{21}}{x_{ст.2} \cdot \rho_{ст.2} \cdot c_{ст.2}} \cdot \theta_{2_i} + \dfrac{\alpha_{22}}{x_{ст.2} \cdot \rho_{ст.2} \cdot c_{ст.2}} \cdot \theta_{2_{ii}}; \\ \dfrac{d\theta_{3_i}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_3}{\Delta x_i} + \dfrac{\pi \cdot D_{3н} \cdot \alpha_{32}}{A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3}} \right) \cdot \theta_{2_i} - \dfrac{\varpi_3}{\Delta x_i} \cdot \theta_{3_{(i-1)}} + \dfrac{\pi \cdot D_{3н} \cdot \alpha_{32}}{A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3}} \cdot \theta_{ст.2_i}; \end{cases}$$

(2.76)

$$\begin{cases} \dfrac{d\theta_{3_i}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_3}{\Delta x_i} + \dfrac{\pi \cdot D_{3в} \cdot \alpha_{31}}{A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3}} \right) \cdot \theta_{3_i} + \dfrac{\varpi_3}{\Delta x_i} \cdot \theta_{3_{(i-1)}} + \dfrac{\pi \cdot D_{3в} \cdot \alpha_{32}}{A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3}} \cdot \theta_{ст.3_i}; \\ \dfrac{d\theta_{ст.3_i}}{d\tau} = -\dfrac{\alpha_{31} + \alpha_{32}}{x_{ст.3} \cdot \rho_{ст.3} \cdot c_{ст.3}} \cdot \theta_{ст.3_i} + \dfrac{\alpha_{31}}{x_{ст.3} \cdot \rho_{ст.3} \cdot c_{ст.3}} \cdot \theta_{3_i} + \dfrac{\alpha_{32}}{x_{ст.3} \cdot \rho_{ст.3} \cdot c_{ст.3}} \cdot \theta_{4_i}; \\ \dfrac{d\theta_{4_i}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_4}{\Delta x_i} + \dfrac{\pi \cdot D_{3н} \cdot \alpha_{42}}{A_4 \cdot \rho_4 \cdot c_{p_4}} \right) \cdot \theta_{4_i} - \dfrac{\varpi_4}{\Delta x_i} \cdot \theta_{4_{(i-1)}} + \dfrac{\pi \cdot D_{3н} \cdot \alpha_{42}}{A_4 \cdot \rho_4 \cdot c_{p_4}} \cdot \theta_{ст.3_i}. \end{cases} \quad (2.77)$$

Для першої ділянки (i= 1) з врахуванням граничних умов рівняння для контура систем опалювання наберуть вигляду:

$$\begin{cases} \dfrac{d\theta_{11}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_1}{\Delta x_1 / 2} + \dfrac{\pi \cdot D_{1н} \cdot \alpha_{11}}{A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p_1}} \right) \cdot \theta_{11} + \dfrac{\varpi_1}{\Delta x_1 / 2} \cdot \theta_1^{'} + \dfrac{\pi \cdot D_{1н} \cdot \alpha_{11}}{A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p_1}} \cdot \theta_{ст.11}; \\ \dfrac{d\theta_{ст.11}}{d\tau} = -\dfrac{\alpha_{11} + \alpha_{12}}{x_{ст.1} \cdot \rho_{ст.1} \cdot c_{ст.1}} \cdot \theta_{ст.11} + \dfrac{\alpha_{11}}{x_{ст.1} \cdot \rho_{ст.1} \cdot c_{ст.1}} \cdot \theta_{ст.11} + \dfrac{\alpha_{12}}{x_{ст.1} \cdot \rho_{ст.1} \cdot c_{ст.1}} \cdot \theta_{11}; \\ \dfrac{d\theta_{21}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_2}{\Delta x_1 / 2} + \dfrac{\pi \cdot D_{2в} \cdot \alpha_{21}}{A_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{p_2}} \right) \cdot \theta_{21} - \dfrac{\varpi_2}{\Delta x_1 / 2} \cdot \theta_2^{'} + \dfrac{\pi \cdot D_{2в} \cdot \alpha_{21}}{A_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{p_2}} \cdot \theta_{ст.11}. \end{cases} \quad (2.78)$$

Для контура системи гарячого водопостачання при(i=1), маємо:

$$\begin{cases} \dfrac{d\theta_{11}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_1}{\Delta x_1 / 2} + \dfrac{\pi \cdot D_{1в} \cdot \alpha_{21}}{A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p_1}} \right) \cdot \theta_{11} + \dfrac{\varpi_1}{\Delta x_1 / 2} \cdot \theta_1^{'} + \dfrac{\pi \cdot D_{1в} \cdot \alpha_{21}}{A_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{p_1}} \cdot \theta_{ст.21}; \\ \dfrac{d\theta_{ст.21}}{d\tau} = -\dfrac{\alpha_{21} + \alpha_{22}}{x_{ст.2} \cdot \rho_{ст.2} \cdot c_{ст.2}} \cdot \theta_{ст.11} + \dfrac{\alpha_{21}}{x_{ст.2} \cdot \rho_{ст.2} \cdot c_{ст.2}} \cdot \theta_{11} + \dfrac{\alpha_{22}}{x_{ст.2} \cdot \rho_{ст.2} \cdot c_{ст.2}} \cdot \theta_{31}; \\ \dfrac{d\theta_{31}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_3}{\Delta x_1 / 2} + \dfrac{\pi \cdot D_{3н} \cdot \alpha_{31}}{A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3}} \right) \cdot \theta_{31} - \dfrac{\varpi_3}{\Delta x_1 / 2} \cdot \theta_3^{'} + \dfrac{\pi \cdot D_{3н} \cdot \alpha_{31}}{A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3}} \cdot \theta_{ст.21}. \end{cases} \quad (2.79)$$

Для теплоносіїв третього і четвертого контурів при (i=1) система рівнянь матиме наступний вигляд:

$$\begin{cases} \dfrac{d\theta_{31}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_3}{\Delta x_1 / 2} + \dfrac{\pi \cdot D_{3в} \cdot \alpha_{31}}{A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3}} \right) \cdot \theta_{31} + \dfrac{\varpi_3}{\Delta x_1 / 2} \cdot \theta_3^{'} + \dfrac{\pi \cdot D_{3в} \cdot \alpha_{31}}{A_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{p_3}} \cdot \theta_{ст.31}; \\ \dfrac{d\theta_{ст.31}}{d\tau} = -\dfrac{\alpha_{31} + \alpha_{32}}{x_{ст.3} \cdot \rho_{ст.3} \cdot c_{ст.3}} \cdot \theta_{ст.31} + \dfrac{\alpha_{31}}{x_{ст.3} \cdot \rho_{ст.3} \cdot c_{ст.3}} \cdot \theta_{31} + \dfrac{\alpha_{32}}{x_{ст.3} \cdot \rho_{ст.3} \cdot c_{ст.3}} \cdot \theta_{41}; \\ \dfrac{d\theta_{41}}{d\tau} = -\left(\dfrac{\varpi_4}{\Delta x_i} + \dfrac{\pi \cdot D_{3н} \cdot \alpha_{41}}{A_4 \cdot \rho_4 \cdot c_{p_4}} \right) \cdot \theta_{41} - \dfrac{\varpi_4}{\Delta x_1 / 2} \cdot \theta_4^{'} + \dfrac{\pi \cdot D_{3н} \cdot \alpha_{41}}{A_4 \cdot \rho_4 \cdot c_{p_4}} \cdot \theta_{ст.31}. \end{cases} \quad (2.80)$$

Для протитечії теплоносіїв θ_1 та θ_2; θ_1 та θ_3; θ_3 та θ_4 – граничною ділянкою є n-а ділянка.

Система рівнянь (2.78) - (2.80) вирішується у обчислювальному комплексі із завданням інтервалу зміни температури теплоносія в часі і розрахунку передавальних коефіцієнтів окремих блоків машини.

У ПАУ з трьохконтурним теплообмінником можуть виникнути перехідні процеси, викликані:

- перепадом температур теплоносія на вході в теплообмінник $\theta_1^{'}$ та $\theta_2^{'}$, $\theta_3^{'}$, а також $\theta_4^{'}$, в результаті нерівномірності водоспоживання в системі гарячого водопостачання;

- зміною швидкостей рідин ϖ_1, ϖ_2, ϖ_3 и ϖ_4 своїх контурах, що впливають на коефіцієнти тепловіддачі α_1 и α_2, відповідно;

- зміною умов теплообміну в ПАУ із-за забруднення поверхонь, а також по ряду інших причин [14].

Система рівнянь (2.81– 2.85) з граничними умовами (2.86)-(2.88) є системою нелінійних диференціальних рівнянь, яка в загальному випадку потребує використання відомих чисельних процедур [15,27].

2.4. Розробка математичної моделі динаміки теплообмінника з послідовним розташуванням змієвиків

Для ПАУ з трьохконтурним теплообмінником змієвикового типу з послідовним розташуванням змійовиків (рис.2.4) основні розрахункові параметри процесу теплообміну, прив'язані к його конструкції, наведені на рис.2.9.

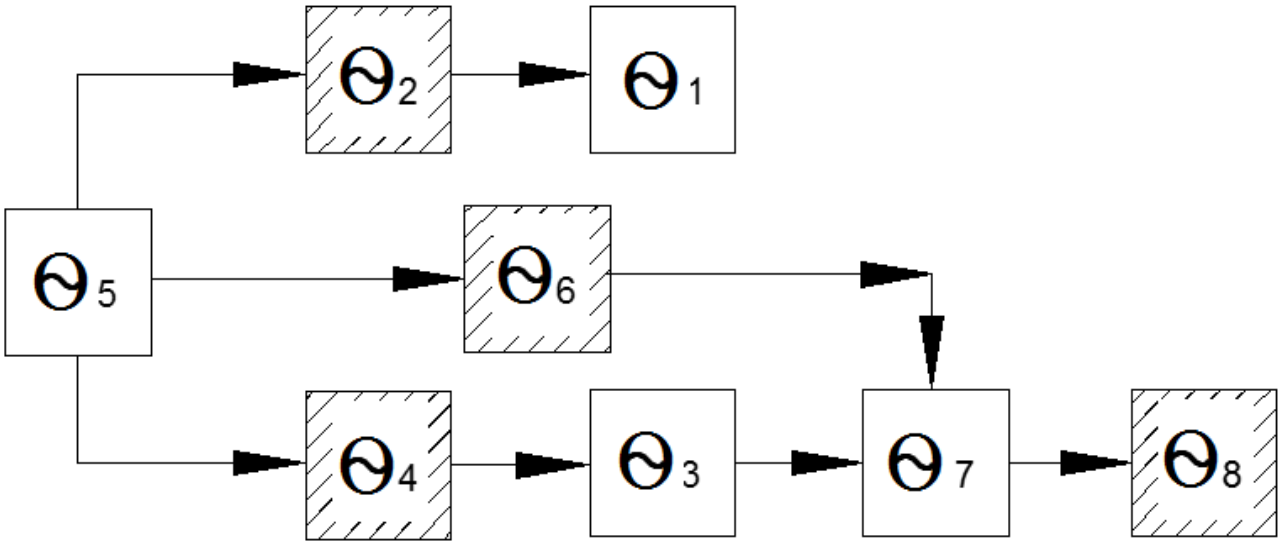


Рис.2.8. Схема взаємодії теплоносіїв та стінок контурів в теплообміннику з двома послідовними змієвиками

В роботі [15] отримана математична модель динаміки теплообмінника з одним змієвиком. При цьому, як і в нашому випадку, вважається, що теплоносії у трубах і міжтрубному просторі не змінюють свого фізичного стану. Також вважається, що обидва теплоносії є вода і її щільність практично не залежить від температури та тиску в межах очікуваних діапазонів температур. Крім того, режим руху теплоносія в трубах приймається за поршневий режим (режим ідеального витиснення), а теплоносій у міжтрубному просторі ідеально перемішується.

Схема взаємодії теплоносіїв в теплообміннику з двома послідовними змієвиками наведена на рис.2.8.

При таких допущеннях з урахуванням конструкції трьохконтурного теплообмінника з двома послідовними змієвиками і схемі рис.2.9, отримана в роботі [21] математична модель процесів теплообміну в теплообміннику з одним змійовиком може бути легко поширена до нашого випадку у наступному вигляді:

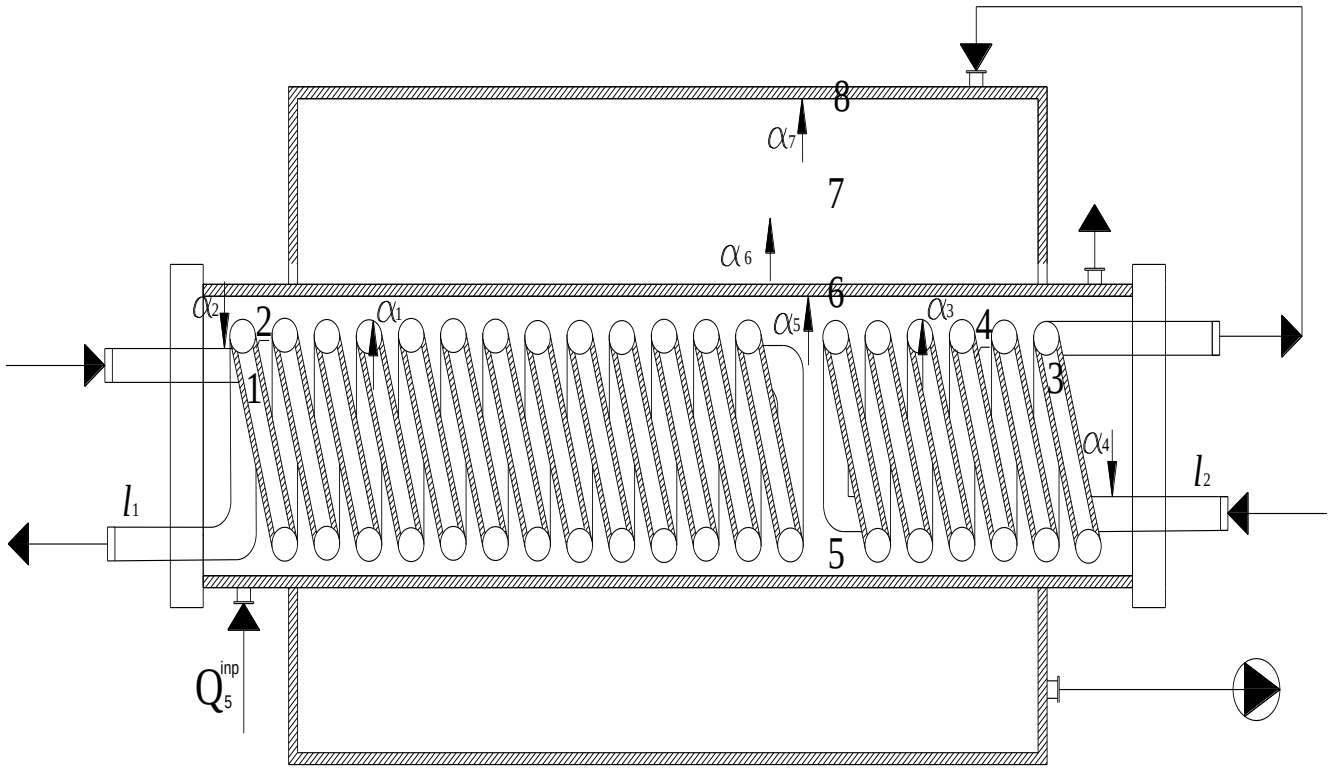


Рис.2.9. Конструкція трьохконтурного теплообмінника змієвикового типу з прив’язкою до розрахункових параметрів

$$\begin{cases} T_1\dfrac{\partial\theta_1(x_1,\tau)}{\partial\tau}+T_1\omega_1\dfrac{\partial\theta_1}{\partial x_1}+\theta_1(x_1,\tau)=\theta_2(x_1,\tau) \\ T_2\dfrac{\partial\theta_2(x_1,\tau)}{\partial\tau}+\theta_2(x_1,\tau)=b_0\theta_1(x_1,\tau)+b_1\theta_5(\tau) \\ T_3\dfrac{\partial\theta_3(x_2,\tau)}{\partial\tau}+T_3\omega_2\dfrac{\partial\theta_3}{\partial x_2}+\theta_3(x_2,\tau)=\theta_4(x_2,\tau) \\ T_4\dfrac{\partial\theta_4(x_2,\tau)}{\partial\tau}+\theta_4(x_2,\tau)=b_2\theta_4(x_2,\tau)+b_3\theta_5(\tau) \\ T_5\dfrac{\partial\theta_5(\tau)}{\partial\tau}+\theta_5(\tau)=\dfrac{b_4}{l_1}\int_0^{l_1}\theta_2(x_1,\tau)\partial x_1+\dfrac{b_5}{l_2}\int_0^{l_2}\theta_4(x_2,\tau)\partial x_2+b_5\theta_5(\tau)+b_6\theta_{5,inp} \\ T_6\dfrac{\partial\theta_6(\tau)}{\partial\tau}+\theta_6(\tau)=b_7\theta_5(\tau)+b_8\theta_7(\tau) \\ T_7\dfrac{\partial\theta_7(\tau)}{\partial\tau}+\theta_7(\tau)=b_9\theta_6(\tau)+b_{10}\theta_7(\tau)+\theta_3(l_2,\tau) \\ T_8\dfrac{\partial\theta_8(\tau)}{\partial\tau}+\theta_8(\tau)=b_4\theta_7(\tau)+b_{12}\theta_5(\tau) \end{cases} \quad (2.81)$$

де θ –температура; τ– час; x – просторова координата; l – довжина теплообмінника (труб); c – теплоємкість теплоносія; θ^i – температура на вході у ємність; α – коефіцієнт теплообміну між теплоносієм та внутрішньою поверхнею стінки; ω –швидкість; i=1,…,8.

$$T_1=\frac{S_1\rho_1c_1}{\alpha_1p_1},\ T_2=\frac{S_2\rho_2c_2}{\alpha_1p_1+\alpha_2p_2},\ T_3=\frac{S_3\rho_3c_3}{\alpha_3p_3},\ T_4=\frac{S_4\rho_4c_4}{\alpha_4p_4+\alpha_3p_3},$$

$$T_5=\frac{S_5\rho_5c_5}{\alpha_5p_5+\alpha_2p_2+\alpha_4p_4},$$

$$T_6=\frac{S_6\rho_6c_6}{\alpha_6p_6+\alpha_5p_5},\ T_7=\frac{S_7\rho_7c_7}{\alpha_7p_7+\alpha_6p_6},\quad T_8=\frac{S_8\rho_8c_8}{\alpha_8p_8+\alpha_7p_7},\quad b=\frac{\alpha p}{S\rho c},$$

де p – периметр поперечного перерізу; S – площа поперечного перерізу.

2.5 Висновки по другому розділу

1. Розроблені математичні моделі теплообмінників змієвикового типу для незалежних місцевих систем опалення та гарячого водопостачання від ІТП з ПАУ, за допомогою яких запропонована математична модель загального розрахунку конструктивних параметрів теплообмінних апаратів.

2. Визначені оптимальні розміри загальної конструкції ПАУ з трьохконтурним теплообмінником для ІТП для забезпечення стабільного ефективного тепло-масообміну. Оптимальна довжина ПАУ складає від 2,2 до 3,0 м. Такі конструкції ПАУ дозволяють приєднувати до теплової мережі будівлі підвищеної поверховості. Це підвищує стійкість і надійність системи централізованого теплопостачання при експлуатації і згладжує пікові навантаження на графіці добового водоспоживання в системі ГВ.

3. Розроблені математичні моделі динаміки трьохконтурних теплообмінників змієвикового типу з паралельним і послідовним розташуванням змієвиків в нестаціонарних режимах їх роботи, що дозволяє визначити основні динамічні характеристики процесів теплообміну.

4. Визначені динамічні характеристики складного теплообміну, що протікає в теплообмінних апаратах змієвикового типу, а саме: визначені оптимальні швидкості руху теплоносіїв; обрані діаметри трубок відповідних контурів; визначено величину об'єму акумулюючої ємкості; визначена розрахункова температура теплоносіїв, що нагріваються, для систем опалювання і гарячого водопостачання.

5. Розроблено загальну математичну модель процесу теплообміну для підігрівально-акумуляторній установці з трьохконтурним теплообмінником, використання якої дає можливість оптимізувати конструктивні параметри теплообмінників.

РОЗДІЛ 3

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ БАГАТОКОНТУРНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТОВ ЗМІЄВИКОВОГО ТИПУ

3.1. Обґрунтування необхідності використання імітаційного моделювання для аналізу і оптимізації параметрів теплообмінних апаратів

Імітаційне моделювання забезпечує ряд істотних переваг перед математичним для аналізу і оптимізації параметрів теплообмінних апаратів:

1. Використання імітаційного моделювання істотно підвищує рівень уніфікації розробки та придатність для повторного використання вже створених моделей для підтвердження їх працездатності.

2. Використання імітаційного моделювання призводить до побудови систем на основі стабільних проміжних описів, що спрощує процес внесення змін. Це дає можливість системі розвиватися поступово і не призводить до повної її переробки навіть у разі істотних змін вихідних вимог.

3. Використання окремих моделей знижує ризик розробки складних систем за рахунок чітко визначених етапів проектування та інтеграції процесу створення загальної моделі, який розтягується на весь час розробки, а не перетворюється в одноразову подія.

5. Окрема модель дозволяє в повній мірі використовувати виражальні можливості сучасних об'єктно-орієнтованих мов програмування.

Технологія імітаційного моделювання тепломасообмінних процесів в теплообмінниках змієвидного типу передбачає наявність:

1. Методик аналітичного опису об'єктів і математичні моделі процесів тепломасообміну;

2. Математичні моделі і чисельно-аналітичні методи рішення тепломасообмінних стаціонарних процесів;

3. Математичні моделі і чисельно-аналітичні кінцево-різницеві алгоритми розрахунку нестаціонарних тепломасообмінних процесів.

4. Комплекс програм для графічного представлення результатів моделювання тепломасообмінних процесів.

Таким чином, імітаційне моделювання передбачає, що при розробці системи імітаційного моделювання повинні бути визначені класи використовуваних в програмі об'єктів, побудовані їх математичні моделі, визначено взаємодію між ними та визначено чисельні процедури їх моделювання.

3.2. Розробка чисельної процедури параметричної ідентифікації моделей теплообмінників змієвикового типу в стаціонарних режимах роботи

Стаціонарний (усталений) режим роботи теплообмінників передбачає відсутність динаміки процесів теплообміну і може бути первинним етапом розрахунку базових конструктивних параметрів майбутніх багатоконтурних теплообмінників змієвикового типу. Для вже експлуатованих теплообмінників, отримана у розділі 3.2 адекватна їм математична модель, може використовуватися в запропонованій у даній главі об’єктно – орієнтованою системі імітаційного

моделювання хорошим практичним інструментом для аналізу основних характеристик теплообмінників при варіюванні їх параметрів в стаціонарному режимі і бути основою для модернізації існуючих конструкторських рішень та вибору оптимальних значень параметрів.
Розроблені у розділах 2.1.1 і 2.1.2 статичні моделі теплообмінників змієвикового типу визначені з точністю до параметрів, а значення самих параметрів визначаються виходячи з умов роботи, особливості конструкцій, джерела первинного носія (геотермальне джерело або комунальна мережа та ін.). Методика розрахунку базових конструктивних параметрів проектованих теплообмінників змієвикового типу представлена у розділі 2.1.3 та орієнтована на існуючі стандарти, досвід проектувальника і відомі прототипи. Представлені у розділах 2.2 і 2.3 нестаціонарні математичні моделі теплообмінників змієвикового типу дозволяють оптимізувати знайдені базові конструктивні параметри.

Якщо це стосується вже експлуатованих теплообмінників, то тут великий інтерес представляє задача параметричної ідентифікації стаціонарних моделей теплообмінників. Адекватні реальним такі моделі є гарним практичним інструментом аналізу існуючих конструкцій та їх ефективною модернізацією. Нижче запропонована чисельна процедура параметричної ідентифікації стаціонарних моделей теплообмінників змієвикового типу, заснована на поєднанні методів Ньютона-Рафсона та послідовних наближень. Рішення знаходиться з умов двох рівнянь балансу потужностей, визначених в розділі 2.1.1. Процедура ідентифікації параметрів носить ітеративний характер і може бути представлена як алгоритм отримання значень на поточному кроку по значенням попереднього кроку

$$\bar{Y}_{\text{к}} = \text{ƒ}(\bar{Y}_{\text{к}-1}) \,. \qquad (3.1)$$

Цілеспрямована корекція ідентифікованих параметрів можлива лише на основі використання інформації про їх вплив на роботу теплообмінника. Мірою виконання цієї умови є середньоквадратичні нев’язкі $\bar{Q}_{\text{к}}$ між розрахунковим теплоенергетичним показниками і реальними на існуючому

теплообміннику. Ці нев'язкі $\bar{Q}_к$ залежать від ідентифіціруємих конструктивних параметрів $\bar{Y}$, що ідентифікуються, змінних стану теплообмінника $\bar{X}$ і незмінних конструктивних параметрів $\bar{Z}$ теплообмінника. Дорівнюючи нев'язкі нулю отримаємо систему рівнянь:

$$(\bar{Q}\ (\bar{Y},\ \bar{X}, \bar{Z})\ ) = 0. \tag{3.2}$$

Для розв`язку даної системи використаємо методом Ньютона-Рафсона [44]. У цьому випадку, ітеративна процедура формується так, що на кожній ітерації визначається адитивна похибка $\Delta\overline{Y_к}$, т.е

$$\overline{Y}_к = \bar{Y}_{к-1} + \Delta\bar{Y}_к\ . \tag{3.3}$$

Поправка $\Delta\overline{Y_к}$ є рішенням лінійного алгебраїчного рівняння

$$G_к = A_к \cdot \Delta\overline{Y}_к, \tag{3.4}$$

де $A_к$– матриця Якобі виду $A_к = \left[\frac{\partial\bar{H}}{\partial\bar{Y}}\right]$. Визначення елементів $A_к$ матриці Якоби виконується чисельно шляхом послідовного варіювання кожного з конструктивних параметрів $\overline{Y_к}$ і визначення відповідних неув'язок $\bar{Q}_к$ Параметри можуть рахуватися ідентифікованими, якщо виконується умова:

$$I = \frac{\sum_{к=1}^{n} Q_к}{n} \leq Ɛ, \tag{3.5}$$

де n–число ітерацій, Ɛ–задана допустима похибка.

3.3. Імітаційне моделювання теплообмінників змієвикового типу в стаціонарних режимах роботи

Мета дослідження полягає у визначенні режимів роботи підігрівально-акумуляторної установки для незалежних систем опалювання і гарячого

водопостачання по згладжуванню "піків" на графіці нерівномірності споживання гарячої води в житлових будівлях.

Обробка результатів моделювання дозволила отримати початкові дані для складання методики розрахунку ПАУ. Програмою імітаційного моделювання передбачалося узагальнення отриманих даних, що дозволяють визначити інтенсивність теплообміну, ефективну теплопродуктивність , можливу величину зниження коефіцієнта годинної нерівномірності залежно від величини об'єму акумулятора гарячої води, а також оптимальних гідравлічних режимів роботи і експлуатації. [22]

Отримані дані заносилися в журнал вимірів.

Визначались наступні параметри :

- Витрати водопровідної води на вході в змійовик систем ГВ і виході з акумулятора;
- Витрата гріючого теплоносія з котла;
- Температури мережевої води:

-θ_1- на вході в підігрівач;

-θ_2- на виході з підігрівача.

4. Температури водопровідної води:

- t_x на вході в змійовик підігрівача систем ГВ;
- $t_г$ на виході зі змійовика підігрівача систем ГВ;
- $t_{БА}$ на виході з баку-акумулятора у систему ГВ.

5. Температури теплоносія, циркулюючого в контурі системи опалювання θ_{10} та θ_{20} .

6. Втрати тиску в межах дослідно-експериментального стенду:

- ΔP_1 по водопровідній воді на потреби ГВ;
- ΔP_2 у контурі системи опалювання;
- ΔP_3 на мережевій воді .

Тарировочний графік будувався таким чином. По осі ординат відкладалися втрати тиску ΔP, а по осі абсцис витрата ΔW, що відповідає цим втратам, по формулі:

$$W = \frac{V_{м.б.}}{\tau}, \qquad (3.6)$$

де: W – витрати водопровідної води, кг/сек;

$V_{м.б.}$ – об'єм мірного баку, л;

τ – час наповнення баку, сек.

Кожній витраті водопровідної води W відповідало значення ΔH.

Знаючи годинну витрату водопровідної води і температури води на вході і виході з ПАУ можна визначити середньо годинну витрату теплоти на гаряче водопостачання. З урахуванням втрат тепла в довкілля, використовуючи рівняння теплового балансу, можна записати:

$$Q_1=Q_2+Q_{пот}, \qquad (3.7)$$

$$Q^{P}_{ПАУ} = Gc_c(\theta_1-\theta_2), \qquad (3.8)$$

$$Q^{ср}_{гв} = Wc_в(t_г-t_х), \qquad (3.9)$$

$$Q^{ср}_{ОТ} = G_{ОТ} \cdot C_{ОТ}(\theta_{10} - \theta_{20}), \qquad (3.10)$$

$$Q_{пот}=k\, F_{Б\text{-}А}[0{,}5(t_г+t_х)-t_в]\,(1-\eta), \qquad (3.11)$$

де: $Q^{ср}_{ОТ}$ – тепло прийняте місцевою водою контура системи опалювання,

$Q^{P}_{ПАУ}$ – тепло віддане мережевою водою,

$Q^{ср}_{гв}$ – тепло сприйняте місцевою водою системи гарячого водопостачання;

$Q_{пот}$ – втрати тепла у зовнішю середу;

G – витрати мережевої води, кг/с;

W – витрата водопровідної води на гаряче водопостачання, кг/с;

$G_{ОТ}$ -витрата місцевої води, циркулюючої в контурі системи опалювання, кг/с;

c_c – теплоємкість мережевої води, приймається по середній температурі, кДж/(кг·°С);

θ_1, θ_2 – температура мережевої води на вході і виході з ПАУ, °С;

θ_{10}, θ_{20} – температури місцевої води на виході і вході, циркулюючого в контурі системи опалювання, °С;

$c_в$ – теплоємкість водопровідної води, приймається по середній температурі

$$t_{ср}=0,5(t_х+t_г),$$

$t_х$, $t_г$ – відповідно температура холодної водопровідної води на вході і гарячої води на виході з ПАУ, °С;

C_{OT} – теплоємкість води опалювального контура, приймається по кДж/кг°С;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м^2·°С);

$F_{Б\text{-}А}$ – поверхня корпусу баку-акумулятора, м^2;

$t_в$ – температура зовнішнього повітря, °С;

η – коефіцієнт зниження тепловтрат: при ізольованому баку η = 0,7; при неізольованому баку $\eta = 0$.

Коефіцієнт годинної нерівномірності можна визначити по формулі:

$$K_ч = \frac{Q_{гв}^{макс}}{Q_{гв}^{срн}}, \qquad (3.12)$$

де: $Q_{гв}^{макс} = K_ч \frac{ma(t_г - t_х)}{24} 1,163$– максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання за тиждень, протягом години,

$Q_{гв}^{срн} = \frac{ma(t_г - t_х)}{24} 1,163$– средня витрата теплоти за тиждень.

Коефіцієнт добової нерівномірності аналогічно визначиться із співвідношення:

$$K_С = \frac{Q_{гв}^{срс}}{Q_{гв}^{срн}}, \qquad (3.13)$$

где $Q_{гв}^{срс} = K_с \frac{ma(t_г - t_х)}{24} 1,163$– середня витрата теплоти на гаряче водопостачання за добу найбільшого водоспоживання,

m – кількість споживачів гарячого опалювання, люд.;

a – норма вжитку гарячої води на одну одиницю в добу, л/люд в добу;

24 – час роботи в годиннику системи гарячого водопостачання за добу. Для житлових масивів міста $\tau = 24$ години.

Об'єм баку-акумулятора визначається з вираження:

$$V_{Б-А} = \frac{ma}{12}. \qquad (3.14)$$

При збільшенні ємності бака знижується коефіцієнт добової нерівномірності і навпаки. Необхідна поверхня нагріву теплообмінника в ПАУ, визначалася по формулі:

$$F_{ПАУ} = \frac{Q_{гв}^{ПАУ}}{K\Delta\theta_{ср}^{ПАУ}} y, \quad F_{ГВ}^{макс} = \frac{Q_{гв}^{макс}}{K_{ГВ} \cdot \Delta t_{ср}^{ГВ}} y, \quad F_{ОТ} = \frac{Q_{О}^{ср}}{K_{ОТ} \cdot \Delta\theta_{ОТ}^{ср}} y, \qquad (3.15)$$

де: K – коефіцієнт теплопередачі від мережевої до місцевої води, Вт/(м^2·°С);

$\Delta t_{ср}$ – среднелогаріфмічна різниця температур, °С;

$$\Delta t_{ср}^{ОТ} = \frac{(\theta_1 - \theta_{20}) - (\theta_2 - \theta_{10})}{l_n \frac{\theta_1 - \theta_{20}}{\theta_2 - \theta_{10}}}; \; \Delta t_{ср}^{ГВ} = \frac{(\theta_1 - t_Г) - (\theta_2 - t_x)}{l_n \frac{\theta_1 - t_Г}{\theta_2 - t_x}}; \qquad (3.16)$$

y – поправочний коефіцієнт, залежний від розрахункової температури мережевої води, наведено в табл.3.1.

Таблиця 3.1

Поправочний коефіцієнт

***t*, °C**	110	120	130	150	165	180	200
y	1,0	1,0044	1,0088	1,013	1,018	1,022	1,0265

При збільшенні ємності (об´єму) баку-акумулятора, якщо дозволяють розміри ІТП, поверхня нагріву водопідігрівача в ПАУ зменшується і навпаки. [71] Кількість мережевої води, необхідної підігрівання водопровідної води і води, циркулюючої в контурі системи опалювання запишеться у вигляді, кг/с:

$$G_{гв}^{ПАУ} = \frac{Q_{гв}^{ПАУ}}{c_c(\theta_1 - \theta_2)},\ G_{ОТ}^{ПАУ} = \frac{Q_{ОТ}^{ПАУ}}{c_c(\theta_1 - \theta_2)}, \sum G_c^{ПАУ} = G_{ОТ}^{ПАУ} + G_{ГВ}^{ПАУ}, \qquad (3.17)$$

де: θ_1, θ_2 – температури мережевої води на вході і виході з водопідігрівача, °С;

$c_с$ – теплоємкість мережевої води, при $\theta_{ср} = 0{,}5(\theta_1 + \theta_2)$, кДж/(кг·°С);

Тоді максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання за тиждень, протягом години, можна визначити з вираження: $Q_{гв}^{макс} = 1{,}163 K_ч \frac{ma(t_г - t_х)}{24} = 5{,}32ma$,

де $K_Г = 2$ – коефіцієнт годинної нерівномірності.

Витрата водопровідної води на потреби гарячого водопостачання рівна, кг/с:

$$W_{гв}^{макс} = \frac{Q_{гв}^{макс}}{c_в(t_г - t_х)}, \qquad (3.18)$$

де $t_х$, $t_г$ – температури мережевої води на вході та виході з водопідігрівача, °С;

$c_в$ – теплоємкість водопровідної води по $t_{ср}$, кДж/(кг·°С), $t_{ср} = 0{,}5(t_г + t_х)$.

Витрата води, циркулюючої в опалювальному контурі, кг/с:

$$G_o = \frac{Q_o^{ср}}{c_{ОТ}(\theta_{10} - \theta_{20})}, \qquad (3.19)$$

де θ_{10} и θ_{20}- відповідно температури мережевої води на вході та виході з водопідігрівача з теплообмінника,°С;

$c_{ОТ}$ -теплоємкість води в системі опалювання при $\theta_{ОТ}^{ср} = \frac{\theta_{10} + \theta_{20}}{2}$, .

Згідно результатів моделювання доцільність зниження піків нерівномірності вжитку тепла в системах гарячого водопостачання, може бути наочно показана при введенні умовного коефіцієнта стабілізації режимів роботи, по якому можна визначити наскільки зменшилася нерівномірність вжитку гарячої води протягом доби.

$$\xi_{ст} =, \frac{Q_{гв}^{макс} - Q_{гв}^{ПАУ}}{Q_{гв}^{макс}} = \frac{K_ч - K_{ПАУ}}{K_ч} = 0{,}33 \qquad (3.20)$$

де: $K_{ПАУ} = 1{,}34$ – прийнятий коефіцієнт годинної нерівномірності для ІТП с ПАУ. Отримане значення цього коефіцієнту показує, що на 33% можуть бути знижені

«піки» нерівномірностей на графіці добового вжитку гарячої води житловими будівлями.

Розрахункова витрата теплоти на гаряче водопостачання від ПАУ, ($Q_{гв}^{ПАУ}$), можна записати у вигляді:

$$Q_{гв}^{ПАУ} = 1{,}34\frac{ma(t_г - t_x)1{,}163}{24} = 3{,}57ma, \qquad (3.21)$$

де: $W^{ПАУ}$ – розрахункова витрата водопровідної води в ПАУ, кг/ч;

$G^{ПАУ}$ – також мережевої води, кг/ч.

Імітаційне моделювання показало, що можна також зменшити розрахункову поверхню нагріву теплообмінника, оскільки вона визначається не з максимальної витрати теплоти на гаряче водопостачання, а по витраті з пристроєм підігрівально-акумуляторних установок. Умовний коефіцієнт стабілізації з врахуванням розрахункової температури теплоносія в тепловій мережі, в процентному вираженні запишеться у вигляді:

$$\xi_{ст} = \frac{F^{макс} - F^{ПАУ}}{F^{макс}} y \times 100\%, \qquad (3.22)$$

де: $F_{ГВ}^{макс}$ – розрахункова поверхня нагріву теплообмінника при максимальній витраті теплоти на гаряче водопостачання (з вираження3.15), м^2;

$F_{ПАУ}$ – поверхня нагріву теплообмінника в ПАУ, м^2;

y – поправочний коефіцієнт, що приймається по табл. 3.1.

Сумарна поверхня нагріву, що бере участь в тепломасообміні ПАУ з теплообмінниками змієвикового типу запишеться по вираженню, м^2:

$$F_{ПАУ} = F_{ОП} + F_{ГВ} + F_{ТО}, \qquad (3.23)$$

де: $F_{ОП}$, $F_{ГВ}$, $F_{ТО}$ - відповідно, поверхні змійовиків для контурів систем опалювання гарячого водопостачання і корпусу ТО, для підігрівання ГВ в баку-акумуляторі при зменшенні водорозбору на ГВ.

Аналіз показників теплообмінних процесів в контурах опалення та гарячого водопостачання.

Для дослідження розглядалися два запропонованих автором варіанти теплообмінників, на які отримані відповідні патенти [2,3]. У першому варіанті змійовики вважаються однаковими, тобто з однаковими поверхнями нагріву, $F_{ОП} = F_{ГВ}$, м².

У другому теплообміннику розглядався трьохконтурний теплообмінник, який як первинний теплоносій використовує геотермальну воду, а змійовик контура системи ГВС знаходиться усередині змійовика опалювального контура.

Ці конструкції ПАУ з багатоконтурними теплообмінниками змієвикового типу можуть використовувати теплоносій від будь-якого джерела теплоти, розбірні фланці в ТО підвищують експлуатаційні характеристики і надійність.

Проведення цих досліджень дозволило побудувати графіки коефіцієнтів теплопередачі при одних і тих же витратах (G_c кг/с) і швидкості теплоносія ($\omega_c^{м.тр.}$,м/с), залежно від зміни витрати (,кг/с) і швидкості вторинного теплоносія (,м/с), циркулюючого в змійовику опалювального контура, показані на рис. 3.1.

У результаті аналізу ефективності теплообміну в багатоконтурних ТО змієвикового типу для незалежних систем опалювання і ГВ, величина коефіцієнтів теплопередачі, знаходиться в межах 2000….2800 Вт/(м²·ºС).

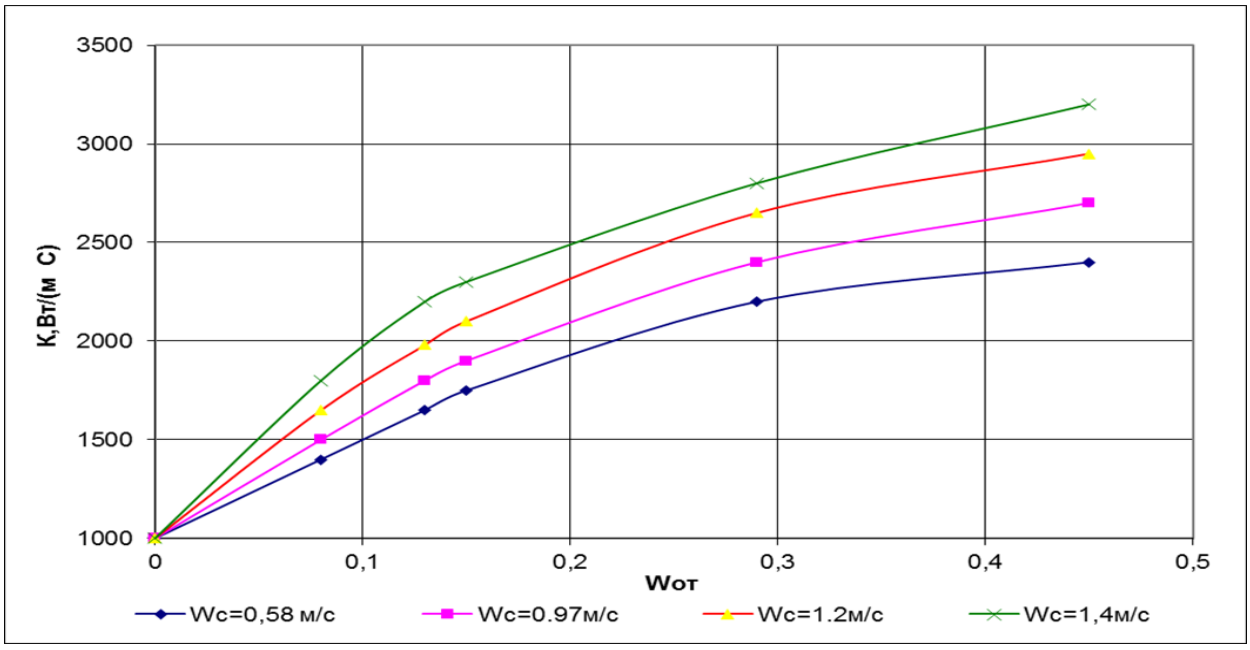


Рис.3.1. Залежності коефіцієнтів теплопередачі в ТО змієвикового типа при зміні витрати і швидкості теплоносія опалювального контуру, що нагрівається

3.4. Імітаційне моделювання теплообмінників в нестаціонарних режимах роботи

Моделювання гідродинамічних процесів на базі CFD-технологій (Computational fluid dynamics) є моделюванням за допомогою обчислювальної техніки фізичних процесів, що виникають в потоках рідин і включає сукупність математичних і чисельних методів, що реалізовують рівняння енергії, руху і сплошності (нерозривності) (2.81 – 2.85) в спеціалізованих програмних середовищах. Рішення задачі гідравлічного розрахунку з врахуванням теплообміну пов'язане з наступними фундаментальними рівняннями [73, 74,75,76,77]:

• рівнянням енергії, що описує температурне поле в рухомій рідині і дозволяє знайти просторові і тимчасові зміни температури в довільній точці переміщуваної рідини:

$$\frac{\partial\theta}{\partial t}+v_x\frac{\partial\theta}{\partial x}+v_y\frac{\partial\theta}{\partial y}+v_z\frac{\partial\theta}{\partial z}=\frac{\lambda}{c_p\rho}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial z^2}\right), \qquad (3.18)$$

• рівнянням тепловіддачі, що описує перенесення теплоти теплопровідністю і конвекцією:

$$k_{\text{ТО}}=-\frac{\lambda}{\theta_1-\theta_{\text{окр}}}\left(\frac{\partial\theta}{\partial n}\right), \qquad (3.19)$$

• рівнянням руху, що описує зміну швидкості у часу та просторі. Вирішення системи диференціальних рівнянь, що описують рух робочого середовища (Навьє-Стокса), приводить до знаходження проекцій вектора абсолютної швидкості руху рідкого середовища в прямокутній системі координат:

$$\rho\left(\frac{\partial v_x}{\partial t}+v_x\frac{\partial v_x}{\partial x}+v_y\frac{\partial v_x}{\partial y}+v_z\frac{\partial v_x}{\partial z}\right)=\rho g_x-\frac{\partial p}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}\right)$$

$$\rho\left(\frac{\partial v_y}{\partial t}+v_x\frac{\partial v_y}{\partial x}+v_y\frac{\partial v_y}{\partial y}+v_z\frac{\partial v_y}{\partial z}\right)=\rho g_y-\frac{\partial p}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}\right)$$

$$\rho\left(\frac{\partial v_z}{\partial t}+v_x\frac{\partial v_z}{\partial x}+v_y\frac{\partial v_z}{\partial y}+v_z\frac{\partial v_z}{\partial z}\right)=\rho g_z-\frac{\partial p}{\partial z}+\mu\left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}\right), \qquad (3.20)$$

• рівнянням сплошності (нерозривності),що є, рівнянням збереження маси і що дозволяє оцінити вплив швидкості переміщення рідкого середовища на зміну її щільності в заданій точці простору і часу:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial (\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho v_z)}{\partial z}, \quad (3.21)$$

яке для нестискуваної рідини постійної щільності набирає вигляду:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0\,. \quad (3.22)$$

Система, складена з диференціальних рівнянь (2.81)– (2.85), в загальному вигляді описує процес конвективного теплообміну в нестислому однорідному середовищі з постійними фізичними параметрами. Щоб розглянути конкретний процес теплообміну і дати його математичний опис, в систему диференціальних рівнянь необхідно додати умови однозначності (краєві умови), які є математичним описом всіх приватних особливостей даного процесу і включають в себе:

- геометричні умови**,** що характеризують форму і розміри області проектування, в якій протікає процес*;*

- фізичні умови**,** що характеризують фізичні властивості середовища і об'єкту моделювання (наприклад λ, *ср*, ρ и т.п.), а також розподіл внутрішніх джерел теплоти;

- тимчасові (початкові) умови, що характеризують особливості процесу в початковий момент часу;

Початкові умови необхідні при розгляді нестаціонарних процесів і полягають в завданні закону розподілу температури усередині тіла в початковий момент часу [78,79]. У загальному випадку початкова умова аналітично може бути записане таким чином (при *t* = 0): $\theta_1 = f(x, y, z)$.

Дуже часто в початковий момент часу тіло має рівномірну однакову температуру за всім обсягом.

- граничні умови, що характеризують особливості взаємодії даного тіла з довкіллям (протікання процесу на кордонах рідкого середовища). При тепловому розрахунку у вирішуваному завданні використовувалися два типи граничних умов:

Граничні умови третього роду. Моделюють теплообмін між поверхнею тіла з довкіллям, яке має температуру $\theta_{\text{окр}}$. Зазвичай вважається, що тепловий потік пропорційний різниці температур між поверхнею і довкіллям і тому для ізотропного середовища [80,81,82]

$$k\frac{\partial\theta}{\partial n}+\alpha\left(\theta-\theta_{\text{окр}}\right)=0, \tag{3.23}$$

де α- коеффиціент теплообмену

Виходячи з попереднього рівняння для моделі змієвикового теплообмінника.

$$k\frac{\partial\theta(t)}{\partial l}=-\alpha\left(\theta(t)-\theta_{\text{окр}}\right)\ . \tag{3.24}$$

Граничні умови четвертого роду (умови сполучення) – характеризують процеси теплопровідності між дотичними поверхнями різних тіл, коли температура в точці сполучення тіл однакова, але теплові потоки різні, тобто для визначення теплової взаємодії між тілами або твердого тіла з довкіллям доводиться вирішувати зв'язану задачу. При вирішенні таких завдань повинні виконуватися умови рівності температур і теплових потоків по обидві сторони від кордону розділу. У загальному випадку умови зв'язаності можна записати:

$$\begin{cases}\lambda_1\left(\frac{\partial\theta_1}{\partial n}\right)=\lambda_2(\frac{\partial\theta_2}{\partial n}+q_{\text{грі}}(x,y,z,t);\\ \theta_1(x,y,,z,t)=\theta_2(x,y,z,t),\end{cases} \tag{2.88}$$

де $q_s(x,y,z,t)$- джерела теплоти у вигляді первинного контура; відповідно температури та коефіцієнти теплопровідності дотичних середовищ.

В разі моделювання процесів теплообміну в системі імітаційного моделювання виробляється так звана дискретизація простору і часу, при якому геометрія об'єкту розбивається на розрахункові комірки, а час процесу - на розрахункові тимчасові інтервали (рис.3.2).

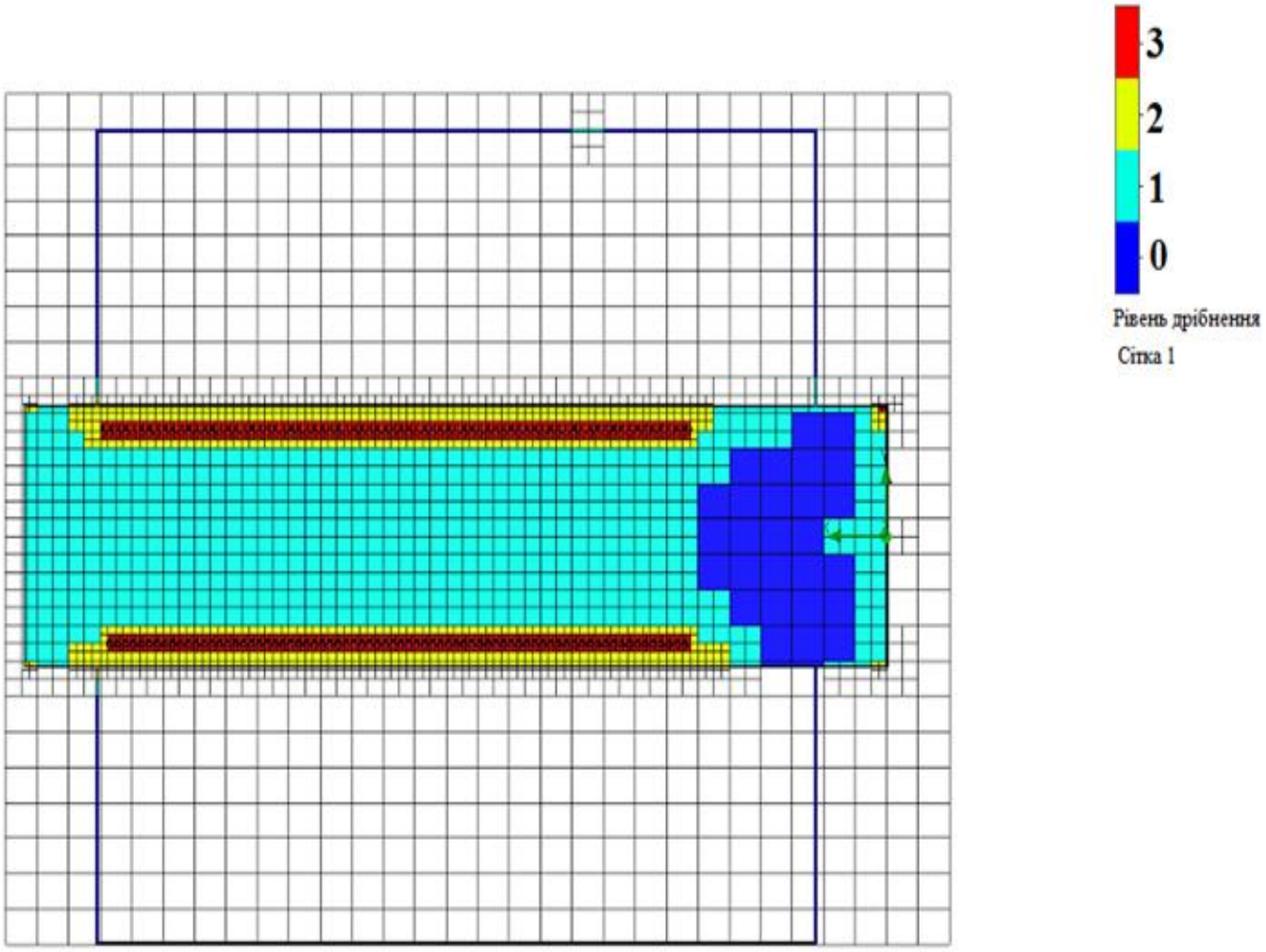


Рис.3.2. Розбивка геометрії об`єкту на розрахункові комірки

Алгоритм моделювання гідродинамічних процесів в ТА включає наступні основні етапи [83,31,32,33,84,85]:

- імпорт заздалегідь створеної розрахункової параметричної тривимірної моделі теплообміну в CFD-систему;
- завдання граничних умов;
- вибір моделей, що представляють фізичні явища, що відбуваються в рідких середовищах;
- вибір методу обчислення;

Рішення задачі гідродинамічного моделювання дозволяє отримати температуру і продуктивність. Результати моделювання використовуються при ухваленні проектного рішення для конструкції ТО залежно від поверховості будівлі. Вибір

системи обумовлений великими можливостями аналізу потоку рідин, що забезпечуються модулем Solidworks flow simulation системи Solidworks, історично є одній з перших систем проектування і аналізу. Вибраний модуль містить повноцінні інтегровані інструменти вирішення завдань гидрогазодінаміки теплообміну, в яких забезпечується облік спільної дії багатьох чинників: рухи середовища, теплопровідності і так далі [86]. Основними плюсами Solidworks flow simulation при моделюванні і дослідженні ТА є:

- аналіз результатів розрахунку.
- можливість моделювання стаціонарного внутрішнього перебігу рідини, облік вимушеної конвекції, а також турбулентну і перехідну течії, розрахунок траєкторій часток в потоці;
- вибір в якості граничних умов об'ємної витрати на вході і на виході, температури на вході, нерухомі стінки з різних матеріалів, облік швидкості руху рідини;
- використання автоматичного створення розрахункової області і генерація сітки в області течії, автоматичне налаштування параметрів розрахункової сітки для підвищення точності розрахунку зони теплопередачі, автоматична адаптація сітки до геометрії моделі і поля рішення;
- виведення результатів і візуалізація у вигляді різнокольорових епюр на плоскості або поверхні, 3d-траєкторії течій, розподіли будь-якої характеристики уподовж кривий; анімації результатів і ін.

Також слід зазначити, що модуль Flow simulation не робить відмінності між геометричною суттю, створеною в Solidworks або імпортованих в базовий модуль, тому можливе повноцінне використання розрахункової параметричної моделі ТА, заздалегідь створеною в системі Auto CAD.

У основі розрахункових алгоритмів в Solidworks flow simulation лежить метод кінцевих елементів (МКЕ), що дозволяє з максимальною ефективністю створювати моделі об'єктів із складною геометрією за допомогою розрахункових алгоритмів, вбудованих в систему проектування. Цей метод відноситься до чисельних методів інтеграції систем диференціальних рівнянь в приватних похідних і зводиться до того, що вибирається деяка замкнута область перебігу рідини, для якої виробляється пошук

полів макроскопічних величин (наприклад, швидкості, тиск), що описують полягання середовища в часі і задовольняють певним законам, сформульованим математично.

Для будь-якої величини φ, в кожній точці O(x,y,z,t) простору, оточеною деяким замкнутим кінцевим об'ємом, у момент часу t існує наступна залежність:

- загальна кількість величини φ у об'ємі може змінюватися за рахунок наступних чинників:

- генерація (знищення) деякої кількості величини φ у середині контрольного об'єму;

- стоки.

Іншими словами, при формулюванні МКЕ використовується фізична інтерпретація досліджуваної величини. Наприклад, при вирішенні завдань перенесення тепла використовується закон збереження тепла в кожному контрольному об'ємі.

У сучасній обчислювальній гидрогазодінамиці МКЕ є найефективнішим способом просторової дискретизації рівнянь, що пов'язане з його гнучкістю відносно використовуваних сіток, технологічністю програмної реалізації, фізичною ясністю основних принципів [2].

Результати розрахунку в разі збіжності видаються у вигляді графіків, таблиць або анімації.

Важливим напрямком вирішення завдань ресурсо- та енергозбереження є розробка і впровадження нових видів розвинених конвективних поверхонь теплообміну, що відрізняються високою теплогідродинамічних ефективністю, технологічністю і невисокою вартістю.

З цієї точки зору автором запропонована оригінальна модель корпусу і змійовиків теплообмінника, представлена на рис.3.3.[31,33].

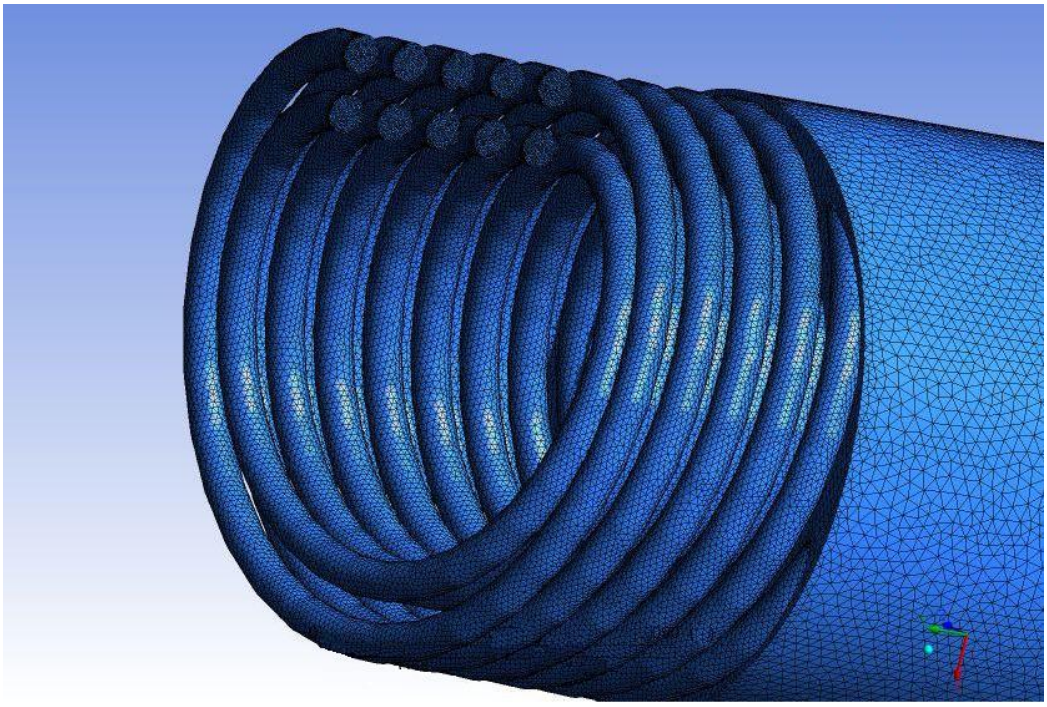


Рис 3.3. Модель теплообмінника зі вбудованими контурами

При такому конструктивному вирішенні рідина рухається по складній траєкторії в міжтрубномупросторі через зовнішньий турбулентний руху і реалізується закручена течія зі складною тривимірною вихровий структурою, що інтенсифікує теплообмінні процеси, що протікають в міжтрубномупросторі [87,88].

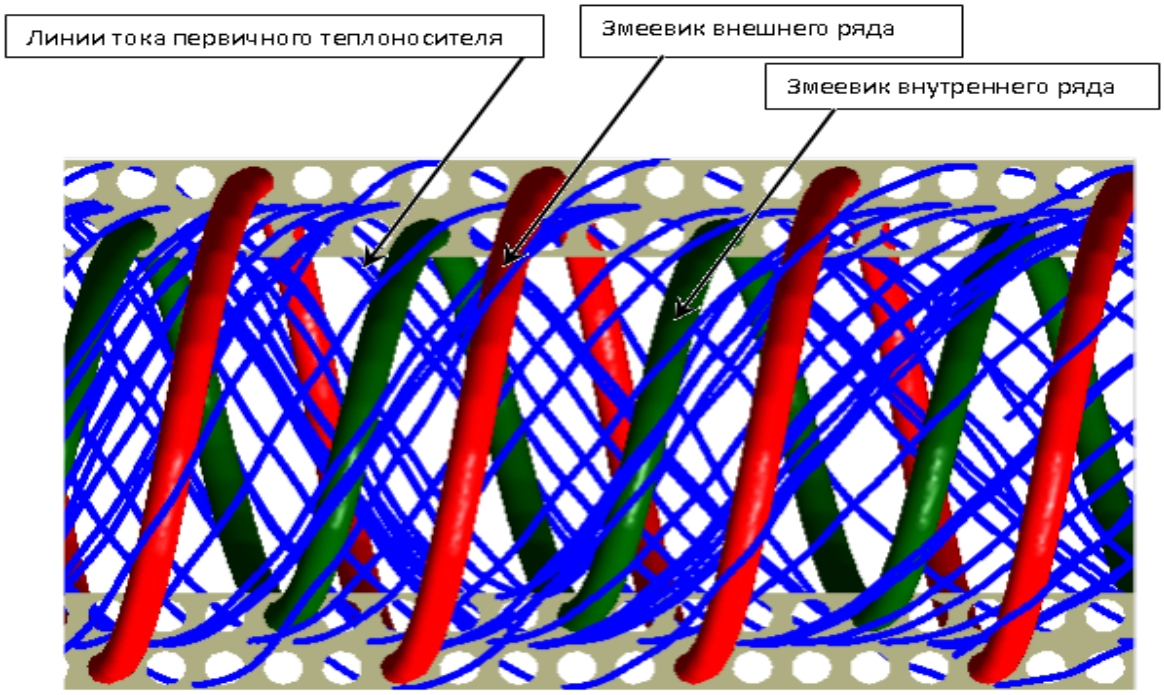


Рис.3.4. Лінії течії в поперечному перерізі міжтрубному простору

У такому виконанні внутрішні змеевики теплообмінних елементів закріплені в додаткових трубних решітках, встановлених в корпусі. Цей факт підтверджує проведене імітаційне моделювання, фрагмент анімації якого представден на рис.3.4.

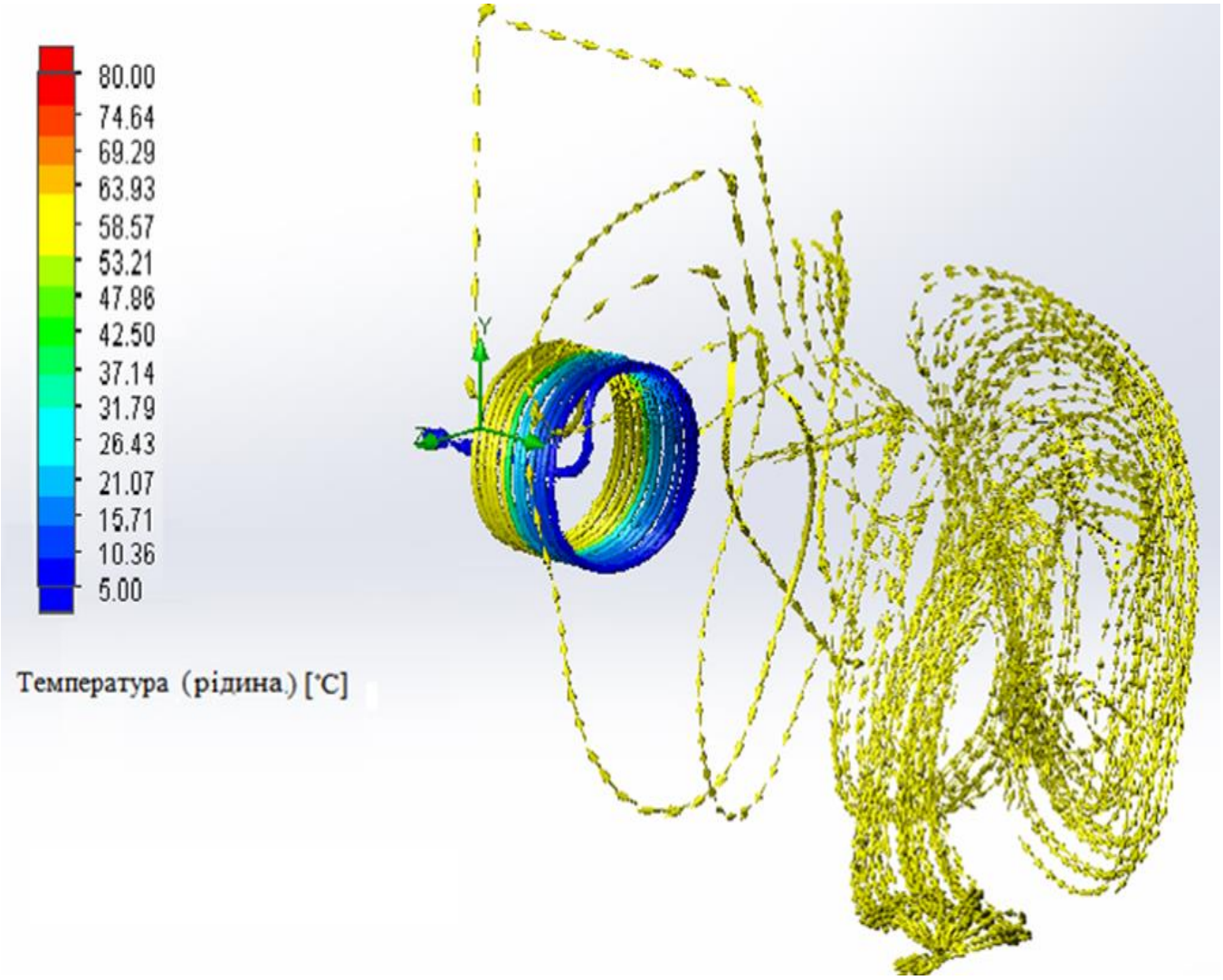


Рис.3.5. Модель руху в контурі системи гарячого водопостачання

Крім можливості чисельного рішення диференціальних рівнянь у приватних похідних з фіксуванням значень досліджуваних параметрів, система імітаційного моделювання дозволяє графічно відобразити процеси змішування і пересування теплообмінних мас води як в кожному контурі, так і в акумулюючому баку [84].

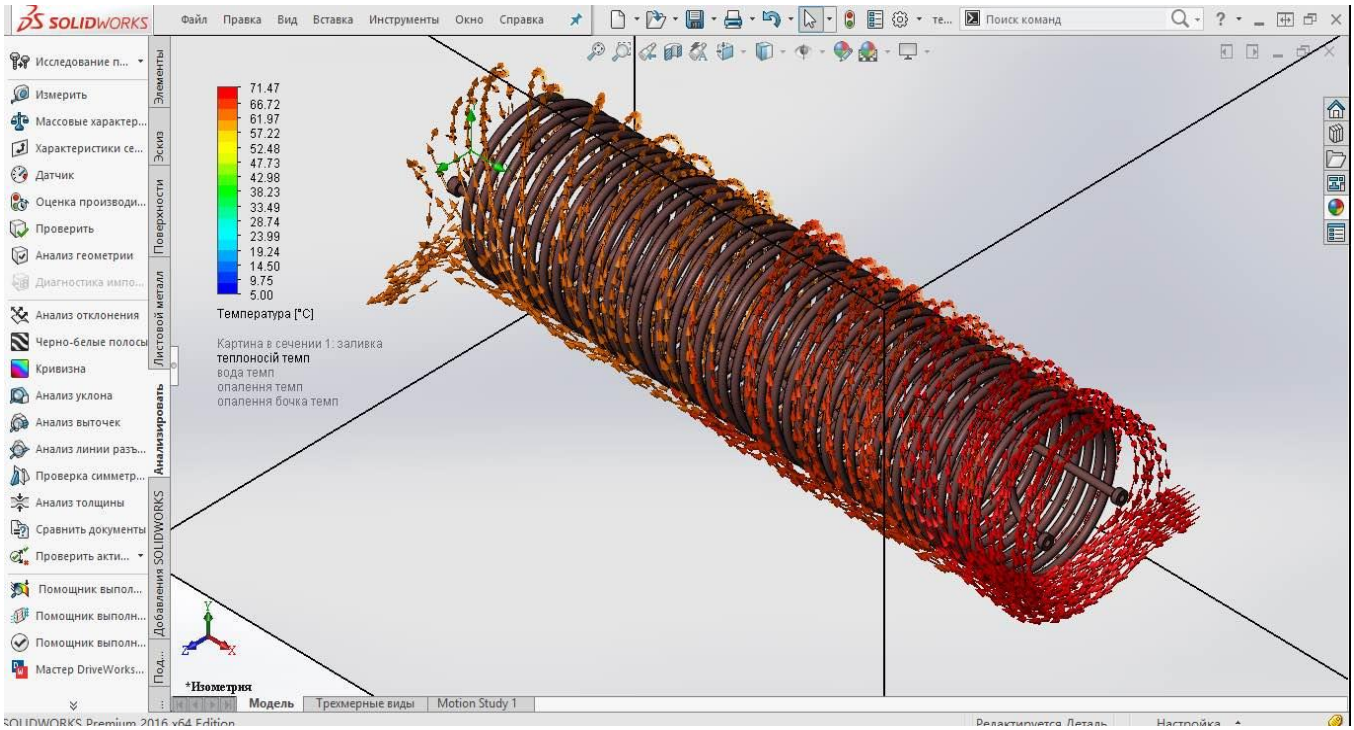


Рис.3.6. Моделювання потоку довкілля (гріючого контура)

Так, на рис.3.5 і рис.3.6 графічно представлені зазначені вище процеси поставленої мети для руху в контурі системи гарячого водопостачання та потоку довкілля (гріючого контура) відповідно.

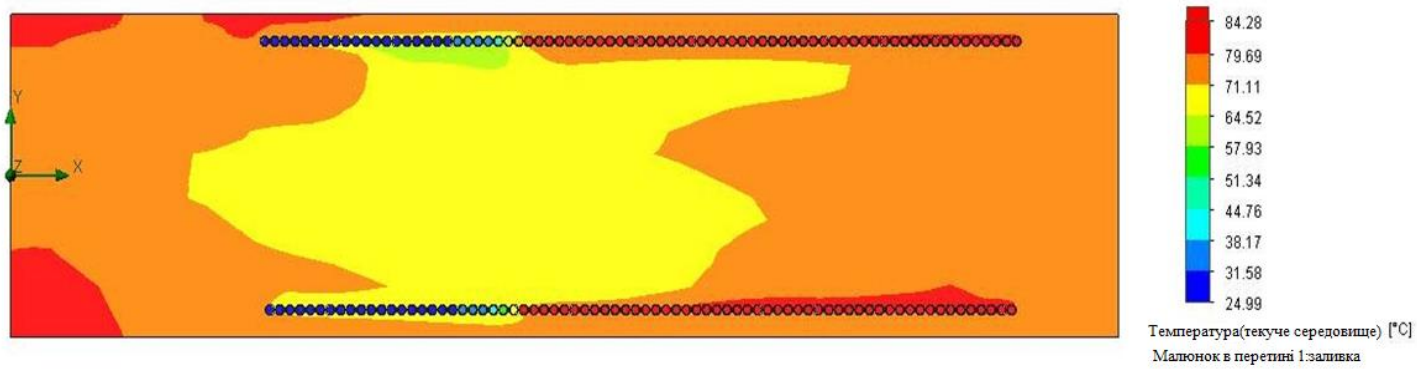


Рис.3.7. Модель поширення тепла в гріючому контурі

Важливим етапом імітаційного моделювання теплообмінних апаратів є дослідження динаміки зміни температурних полів як у контурах теплообмінників (рис.3.7) , так і в і в акумулюючому баку (рис.3.9).

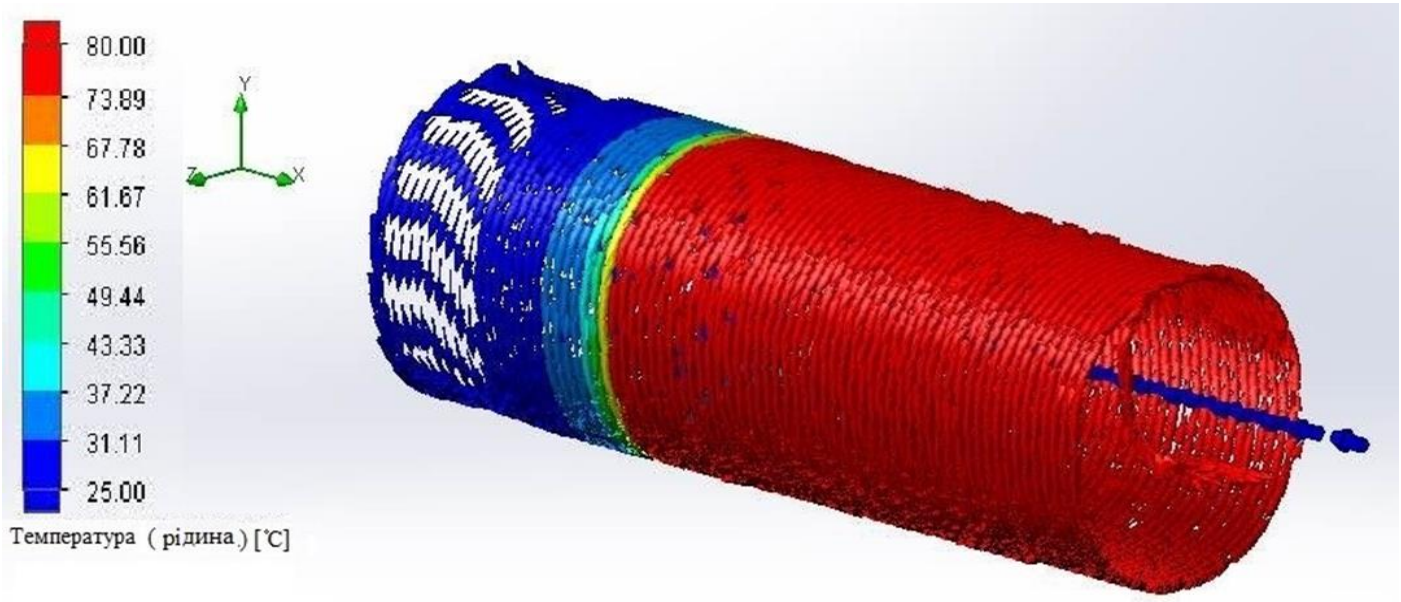


Рис. 3.8. Моделювання поширення тепла в контуры опалення

Завдяки цій моделі було встановлено температурний перебіг усіх контурів теплообмінного апарату. Розрахунок первинного контуру (рис. 3.9, 3.7) показав падіння температури в середині на 10°C. У контурі системи опалення (рис 3.8.) спостерігається поступовий нагрів теплоносія до нормативної температури.

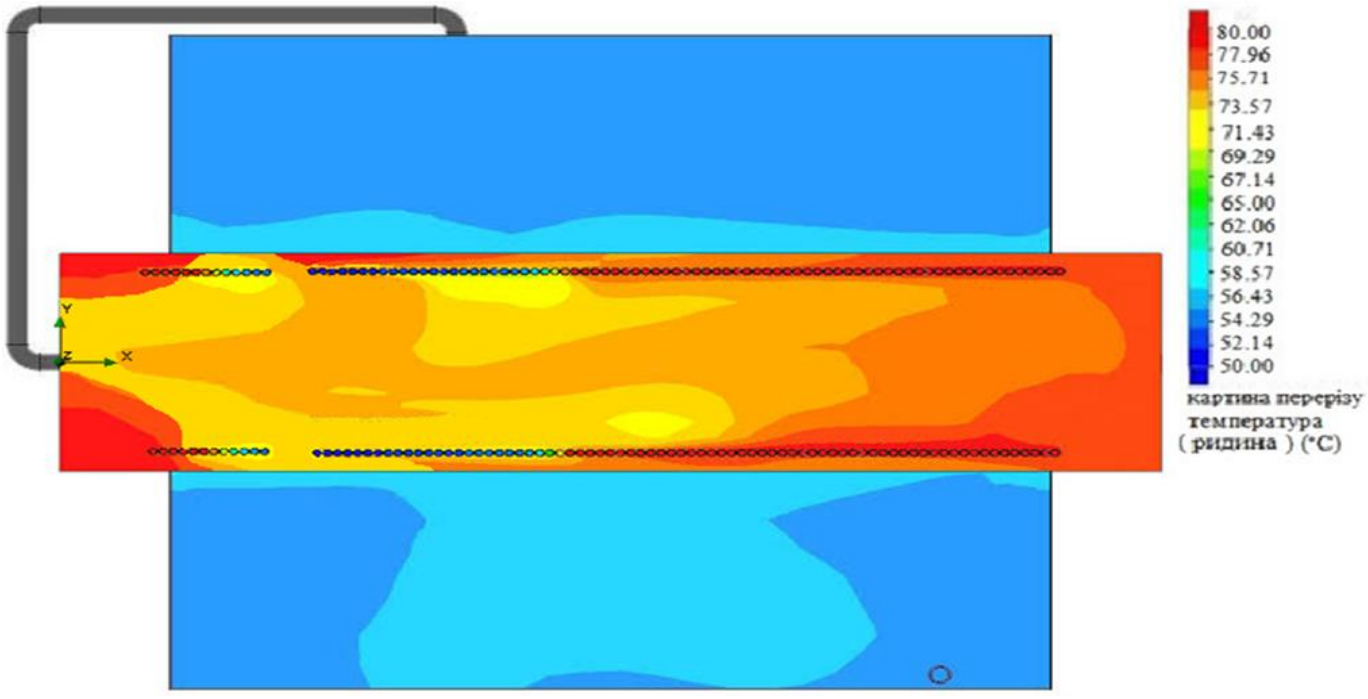


Рис.3.9. Модель теплообміну в теплообмінному апараті з акумулюючою ємністю

Візуалізація контуру системи гарячого водопостачання (рис. 3.5) демонструє прогрів та перебіг теплоносія до акумулюючої ємності, в якій температура лише підтримується, що є підтвердженням теоретичних розрахунків по одній координаті.

3.5. Висновки

1. Побудована на основі об`єктно-орієнтованого підходу система імітаційного моделювання, яка дозволяє, на відміну від існуючих, моделювати широке коло тепломасообмінних процесів з графічною інтерпретацією отриманих результатів і дозволяє оптимізувати параметри теплообмінних апаратів в інтерактивному режимі..

2. Розроблена чисельна процедура параметричної ідентифікації математичних моделей теплообмінних апаратів в стаціонарних режимах роботи, яка базується на методах Ньютона-Рафсона і послідовних наближень і є, на відміну від існуючих, ефективним практичним інструментом для розрахунку конструктивних параметрів теплообмінних апаратів.

3. Проведено імітаційне моделювання теплообмінних апаратів в стаціонарних режимах і нестаціонарних режимах для різних конструкцій теплообмінників і умов роботи, що дозволило визначити рекомендації по їх водопостачанню і номінальні температурні показники в контурах опалення і гарячого постачання води.

4. Проведене імітаційне моделювання теплообмінних апаратів в нестаціонарних режимах в програмному середовищі Solidworks flow simulation дозволило визначити раціональні з точки зору протікання процесів тепломасообміну конструкції теплообмінників.

РОЗДІЛ 4.

МАКЕТА І ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ТРИКОНТУРНОГО ТЕПЛООБМІННИКА РОЗРОБКА НАТУРНОГО ДОСЛІДНО – ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО З ПІДІГРІВАЛЬНО-АКУМУЛЮЮЧОЮ ЄМНІСТЮ

4.1. Загальна характеристика натурного дослідно-експериментального макета і задачі оптимізації конструкції

У практиці містобудування дуже часто виникало питання, як приєднати до теплової мережі, працюючої від районної котельної, ту або іншу будівлю, щоб створити у ньому комфортні умови, необхідні для нормальної життєдіяльності людини. Особливо гострим стає питання, коли теплові мережі прокладаються по району із складним геодезичним рельєфом місцевості, де потрібно гідравлічна ізольованість одного або групи споживачів від системи централізованого теплопостачання [89].

Велика питома вага капітальних вкладень доводиться на спорудження чотирьох трубних внутрішньоквартальних мереж системи опалювання і гарячого водопостачання, на долю яких відводяться понад 50% засоби від вартості усієї системи теплопостачання, включаючи джерело. Крім того, часто порушується безперебійна робота цих мереж, з ряду причин, а головне споживачі залишаються без тепла і гарячої води.

Наближення вузла приготування гарячої води до споживача стало можливим після випуску малошумних, безфундаментних насосів типу ЦВЦ, що дозволило перейти на двотрубну теплову мережу, за рахунок створення індивідуальних теплових пунктів (ІТП).

Такі ІТП можна розмістити у вузлах управління будівель, що мають підвальні або напівпідвальні приміщення.

Для вирішення комплексу завдань, що стоять при проектуванні і експлуатації ІТП, для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання, можуть послужити малогабаритні, компактні підігрівально-акумуляторні установки (ПАУ) з багатоконтурними теплообмінними апаратами змієвикового типу. Використання таких ІТП дозволить скоротити теплові втрати на ІТП і розводящих трубопроводах по підвалу будівлі до 1…1,5% за рахунок використання високоефективних теплоізоляційних матеріалів [90,91,92] з пінополіуретанової оболонки, покритої вторинною оболонкою з поліетилентерефталату ПЕТФ, шляхом напилення розчину насосом під тиском; зменшити металоємність системи теплопостачання в 2 рази, залежно від місця розташування джерела теплоти, на ІТП або районній котельній (РК); підвищити якість теплопостачання при експлуатації і обслуговуванні ІТП за рахунок використання теплоносія від геотермального джерела теплоти з температурою – 80…150°С.

На рис.4.1 наведена розроблена автором експериментальна установка, яка є основою побудови натурного дослідно-експериментального стенда трьохконтурного теплообмінника з підігрівально-акумулюючою ємністю.

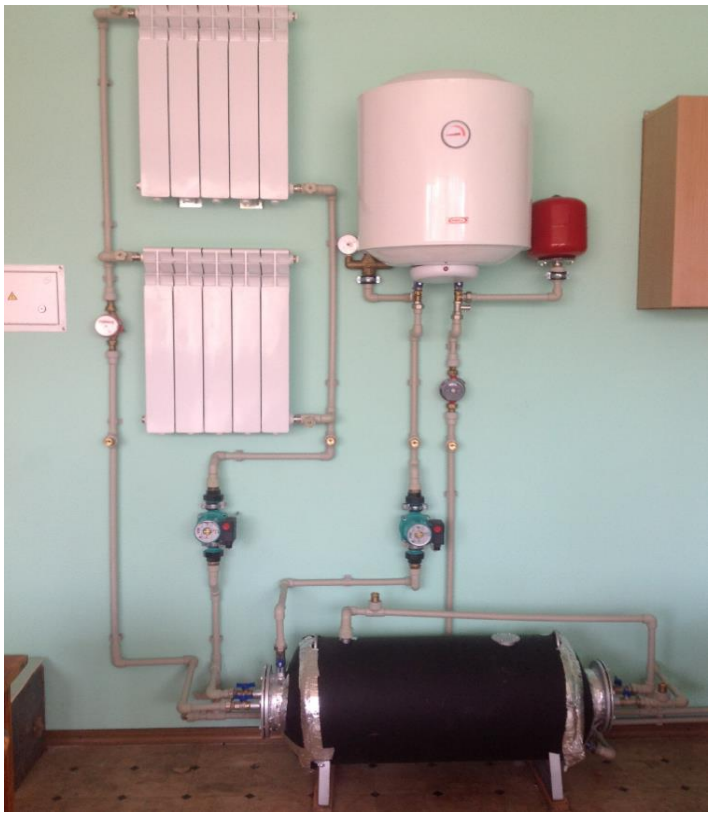


Рис. 4.1. Експериментальна установка

Основна мета його використання – це підвищити ефективність експлуатації багатоконтурних теплообмінників для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання за допомогою теплообмінників змієвикового типу і оптимізації їх конструкцій. [93]. Принципова схема установки показана на рис. 4.2.

Дослідно-експериментальна фізична модель дозволяє проводити дослідження багатоконтурних теплообмінників з метою їх оптимізації для будівель різної конструкції, призначення і поверховості.

В даному випадку проводяться дослідження ПАУ з багатоконтурним ТА змієвикового типу як для незалежної системи опалювання, так і для системи гарячого водопостачання.

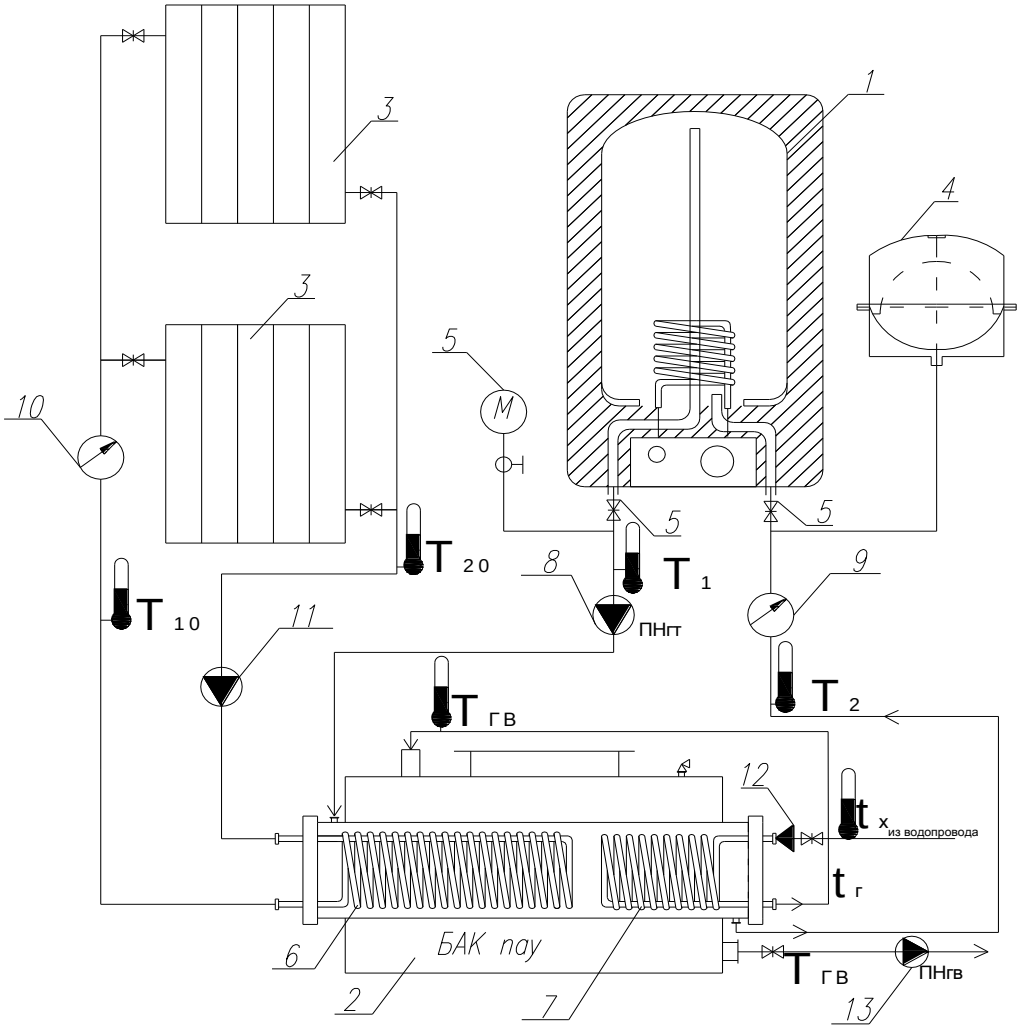


Рис.4.2 Схема дослідно-експериментальної фізичної моделі по дослідженню різних конструкцій ПАУ з багатоконтурним теплообмінником для незалежних систем опалювання і ГВС :

1. Накопичувальний водопідігрівач Novater 50(котел);
2. Бак акумулятор V = 43 л.;
3. Опалювальний прилад (радіатор);
4. Розширювальний бак мембранний V=4 л.;
5. Група безпеки (манометр, повітряний клапан, скидний клапан на 300 кПа);
6. Змійовик опалювального контура;
7. Змійовик контура ГВС;
8. Циркуляційний насос гріючого теплоносія (Wilo-Star RS 25/4);
9. Витратомір КВ - 1.5, 90°С, Н = 1 МПа, G= 1,5 $м^3$/ч гріючого теплоносія;
10. Витратомір ЛГ – 1,5 Г, 90°С, Н = 1 МПа, G= 1,5 $м^3$/ч теплоносія на опалення;
11. Циркуляційний насос контура опалення (Wilo-Star RS 25/4);
12. Витратомір КВ - 1,5 Г, 90°С, Н = 1 МПа, G= 1,5 $м^3$/ч холодної води;
13. Підвищувальна станція;
14. Термометр біметалевий радіальний (ТБ 0 – 150°С, клас точності 2.5) – 7 шт.;
15. Шаровий кран ø 20 мм.

Обидва змійовики розміщені в корпусі ТА окремо, як це показано на мал.4. 1. Нагрів змійовиків здійснюється первинним теплоносієм з котла 1, який циркулює у своєму контурі за допомогою насоса 8, а витрата фіксується за свідченнями водолічильника 9 типу КВ - 1.5, температура якого може змінюватися в межах від 40 до 90°С [94]

Збільшення об'єму води в котлі при підвищенні температури компенсується за допомогою розширювальної посудини 4.

Вторинна вода системи опалювання нагрівається в змійовику 6 і циркулює у своєму замкнутому контурі за допомогою циркуляційного насоса 11 (ЦН), а кількість води, що нагрівається, G_0, фіксується водолічильником 10. Холодна водопровідна вода третього контура нагрівається в змійовику 7 тієї ж мережевої води з котла і зливається в акумулюючу ємкість ПАУ 2, з якої з допомогою $ЦНС_{гвс}$ 12

подається в систему гарячого водопостачання будівель і споруд з температурою $t_г$ = 50–60°С.

Витрати теплоносіїв першого, другого і третього контурів регулюються за допомогою відповідних кульових кранів 15, а сумарні витрати води фіксуються за допомогою водолічильників 9, 10, 12 в кожному окремому контурі.

При розробці нової конструкції теплообмінного апарату, в якому передбачені методи інтенсифікації теплообмінних процесів, виникає питання про оптимізацію його конструктивних і режимних параметрів. Вибір найкращих конструктивних характеристик і режимних параметрів може дати істотну економію капітальних витрат на проектування, виготовлення, монтаж, наладку і експлуатаційні витрати на обслуговування, ремонт, споживання електричної енергії на переміщення теплоносіїв за час його повного терміну служби. Однак формалізувати задачу їх оптимізації досить складно, оскільки процеси теплообміну і гідродинаміки, а також вартість апарату і експлуатаційні витрати залежать від великого числа різних факторів і існує безліч невизначеностей при виборі як цільової функції, так і можливих обмежень на незалежні змінні.

Виходячи з цього, важливим є не тільки визначення оптимальних характеристик таких систем, але і створення по можливості універсального засобу оптимізації, що дозволяє конструювати оптимальний теплообмінний апарат для кожного конкретного об'єкта (групи однотипних об'єктів), або вибирати найкращий апарат із заданого типорозмірного ряду. З цієї точки зору запропонований вище науково-дослідний макет є ефективним практичним інструментом отримання оптимальних конструкцій.

При цьому оптимізація одного тільки теплообмінного апарату не має особливого сенсу. Справа в тому, що при виборі у вигляді цільової функції масогабаритних характеристик або переданої теплового навантаження при заданому обмеженні на перепад тисків по тракту теплообмінника, рішення буде знаходитися при максимальних значеннях швидкостей теплоносіїв, тобто при мінімальних значеннях прохідних перетинів, які досягаються при заданому перепаді тисків. Дійсно, зростання швидкості тягне за собою зростання чисел Рейнольдса і Нуссельта,

коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі, і далі - зменшення площі поверхні теплообміну. Цільова функція при цьому не буде мати екстремуму. Він з'являється тільки в тих випадках, коли в постановці завдання оптимізації враховуються не тільки характеристики теплообміну, завжди поліпшуються зі зменшенням прохідного перерізу, а й перепад тиску по тракту теплоносіїв, що збільшується зі зменшенням прохідного перерізу. Тому завдання оптимізації конструкцій ПАУ з ТО змієвидного типу в даній роботі вирішується комплексно з урахуванням умов роботи житлово-комунальних господарств.

4.2. Аналіз альтернативних конструкцій ПАУ з теплообмінниками змієвикового типу в режимі водоспоживання на індивідуальному тепловому пункті

Теоретичні передумови по опису складного теплообміну в ПАУ з багатоконтурними теплообмінниками змієвикового типу і результати експериментальних досліджень трьох варіантів конструкцій таких теплообмінників, дали можливість запроектувати і виготовити промисловий зразок установки такого типу [95,18].

Початковими даними для проектування ПАУ послужили розрахункові потоки для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання, температури і витрати первинного $G_{т.з}$ і двох вторинних теплоносіїв, що нагріваються, $G_{от}$ і $G_{гв}$.

На відміну від попередніх схем циркуляції, первинний теплоносій з температурою τ_1, поступає в міжтрубний простір теплообмінника, утворений корпусом теплообмінника, $D_к$ і двома змійовиками, освіченими теплообмінними трубками d_1 і d_2, віддавши свою теплоту через дві поверхні F_1 і F_2, повертається до джерела з температурою τ_2.

Водопровідна вода, що нагрівається, поступає по внутрішньому змійовику, утвореному трубкою меншого діаметру d_1 з температурою t_x, де вона нагрівається до $t_г$ = 55.60°С, після чого зливається в акумулюючу ємність, з якої витрачається на потреби гарячого водопостачання, як показано на рис. 4.3. По зовнішньому змійовику постійно циркулює вода системи опалювання за допомогою тихохідного, безфундаментного насоса типу ЦВЦ.

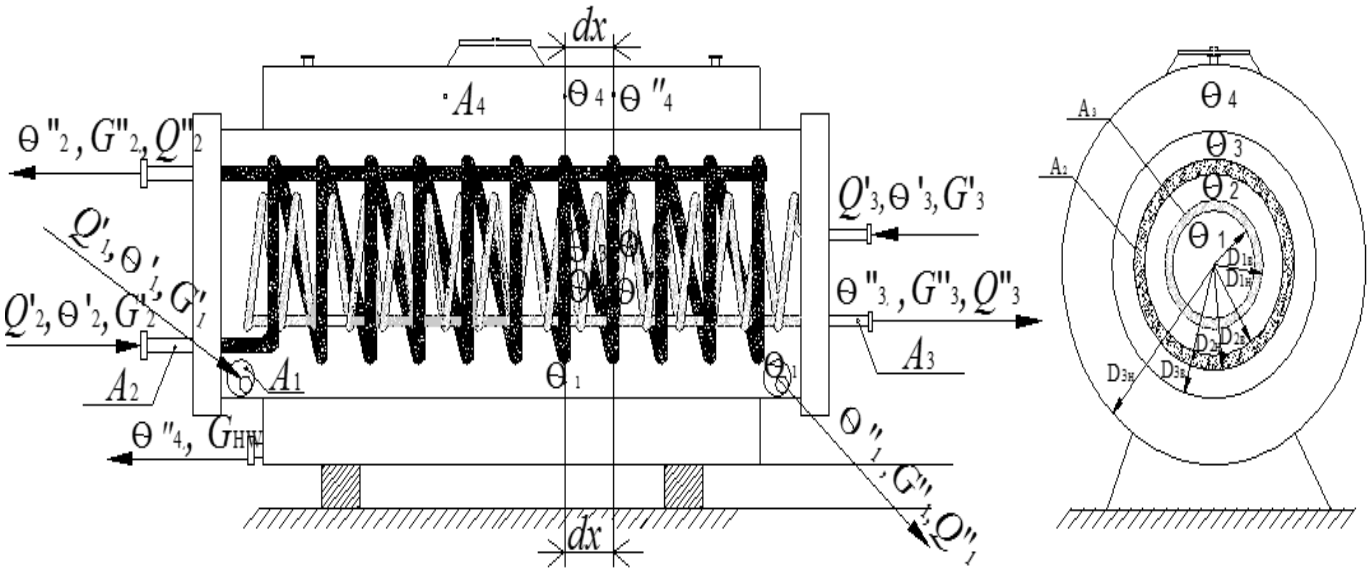


Рис.4.3. Схема розбірної конструкции ПАУ з багатоконтурним ТО змієовикового типа для незалежних систем опалювання гарячего водопостачання від будь-якого джерела теплоти

Незалежна, закрита схема приєднання системи опалювання до теплової мережі, дозволяє здійснити гідравлічну ізольованість опалювального контура від тепломережевої води, що важливо при складному геодезичному рельєфі місцевості. Ця система захищена патентом Украини № 4655 від 25.12.2009, Бюл. № 24, 2009р. " Триконтурий теплообмінник для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання".

Наявність акумулюючої місткості повністю стабілізує роботу системи гарячого водопостачання, нерівномірністю водоспоживання, що відрізняється, як протягом доби так і по днях тижня. Найбільш характерні дані, отримані при дослідженні

підігрівально-акумуляторних установок з трьохконтурними теплообмінниками змієвикового типу експериментально.

Експериментальні залежності температури гарячої води, що поступає в систему гарячого водопостачання, від часу доби, для найбільш характерного дня тижні [96,97] (субота) приведені на рис. 4.4.

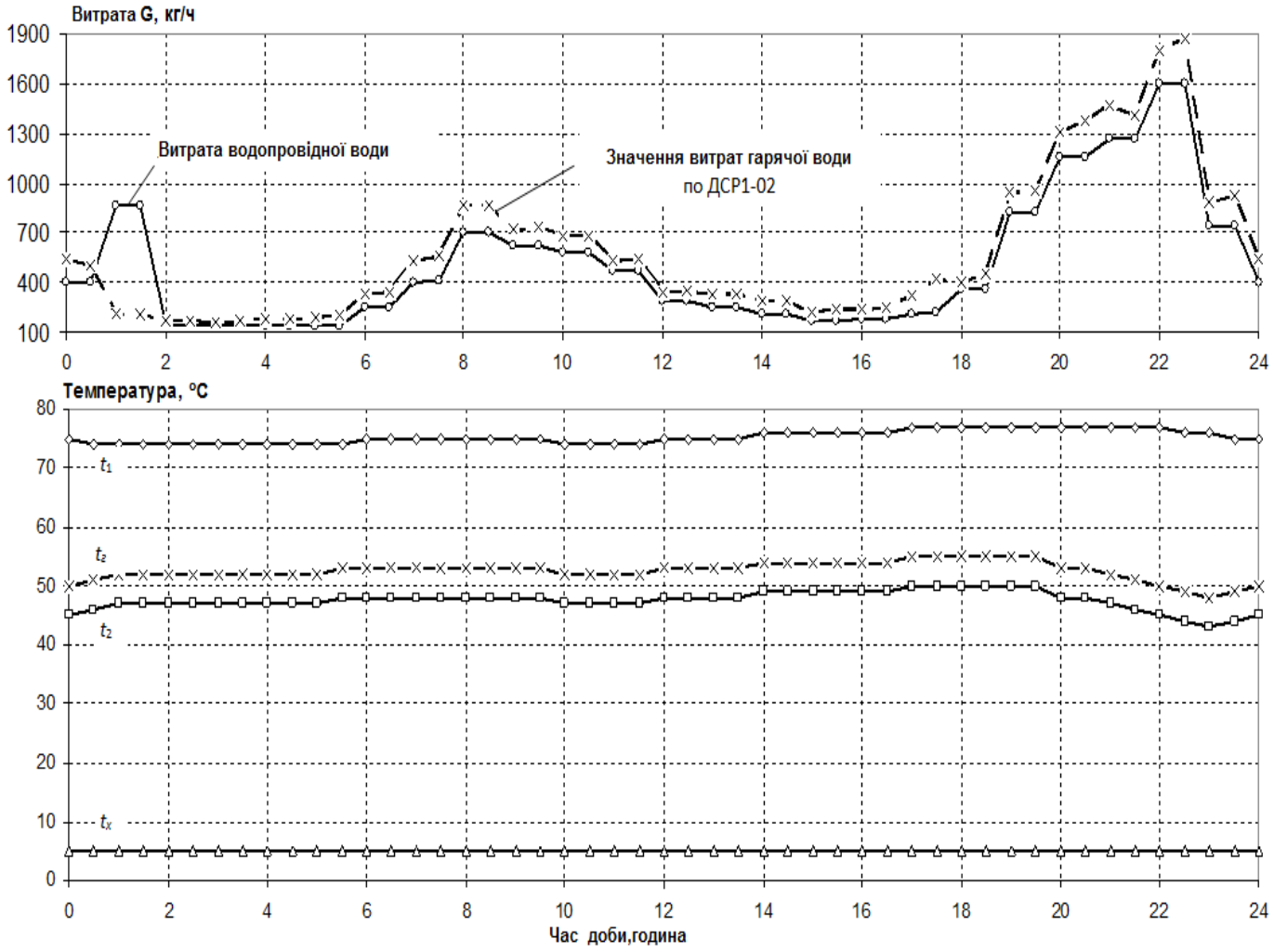


Рис.4.4. Тепловий режим на ІТП в ПАУ с ТО змієвикового типу в залежності від часу доби, субота (температура мережевої води t_1 = 74…77°С

Подача води в систему гарячого водопостачання з ПАУ показана у вигляді верхньої кривої, яка реєструвалася на діаграмі самописного витратоміру типу ДСР1- 02, а нижня крива характеризує величину підживлення з водопроводу, яке відлічувалося за свідченнями водоміра типу УВК- 32. Крім цього, показані графіки температур

теплоносія до (t_1) та після ПАУ (t_2), температури гарячої води на виході з ПАУ ($t_г^{ПАУ}$) і на вході з мережі міського водопроводу (t_x).

Найбільшою нестабільністю відрізняється температура мережевої води (t_2) на виході з ПАУ, викликана нерівномірністю споживання води в системі гарячого водопостачання. Дослідження ПАУ показали, що вона забезпечує нагрів води на гаряче водопостачання при максимальному водорозборі до розрахункової температури за рахунок акумулюючої місткості, яка вирівнює графік добового водоспоживання [98].

Обробка експериментальних даних, представлених на рис. 4.1, виконувалася з урахуванням розрахункових залежностей. На рис. 4.5 встановлена адекватність розрахункових і експериментальних даних, що характеризують зміну споживання гарячої води в часі для умов роботи установки.

З метою перевірки можливого впливу об'єму акумулюючої ємності на величину поверхні нагріву теплообмінника при динамічних режимах роботи установки, були проведені аналогічні дослідження на двох інших типорозмірах. ПАУ з ТО змієвикового типу, змійовиків в ПАУ, їх діаметрів, що відрізняються розташуванням, поверхнею нагріву F_1 и F_2, а також тангенціальним розташуванням що входить і виходить патрубків в корпусі ТО для проходу первинного (що гріє) теплоносія, що сприяє інтенсифікації тепломасообміну в ПАУ.

Оскільки температура гарячої води відповідала розрахунковою, то для визначення величини об'єму акумулюючої місткості (згідно з графіками дійсного водоспоживання) був побудований інтегральний графік добового споживання гарячої води, представлений на рис.4.5.

Найбільша ордината між кривою 1 і прямій 2 і дасть величину об'єму баку-аккумулятора V_A=3,8 м^3. На дослідній установці V_A=2,2м^3, цього вистачає для буденних днів тижня.

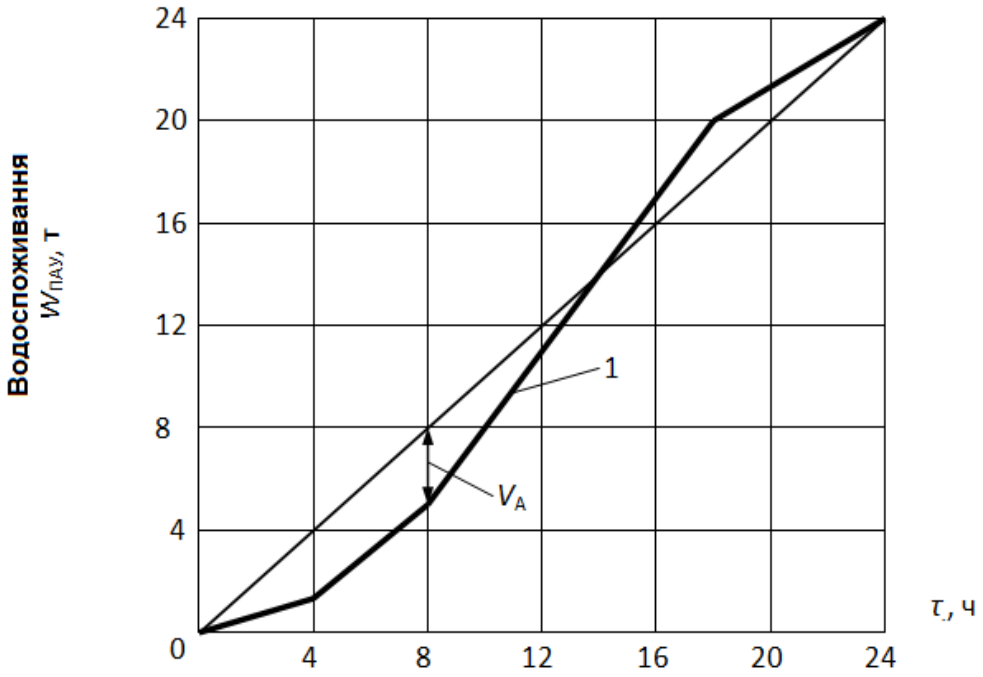


Рис.4.5. Інтегральний графік водоспоживання в системі ГВ для визначення об'єму бака-акумулятора

1 - крива за експериментальними даними. 2-пряма дійсного споживання за добу для суботнього дня тижня.

Якщо врахувати перерозподіл теплових потоків між системами опалювання і гарячого водопостачання в течії доби в ПАУ з трьохконтурним ТО змієвикового типу, то ця установка здатна стабілізувати роботу системи теплопостачання і при максимальному водорозборі в системі ГВ.

4.3. Вибір оптимальної конструкції підігрівально- акумулюючої установки за умови мінімізації теплових і гідравлічних втрат

Дослідження теплових і гідравлічних режимів відповідних циркуляційних контурів, як по первинному теплоносію, що протікає в міжтрубному просторі так і двом саморегулюючим змійовикам контурів системи опалювання і гарячого

водопостачання, дозволило визначити дійсну величину теплових втрат, в межах підігрівально-акумуляторної установки, ізольованої пеноліуретановим шаром.

Таблиця 4.1

Експериментальні дані досліджень

№ п/п	Вимірюваний параметр	Режими вимірів			
		1	2	3	4
1	Температура мережевої води на вході, t_1, °С	75	80	95	105
2	Те ж на виході з ПАУ, t_2, °С	48	52	52	52
3	Температура води, що нагрівається, на вході, $t_х$, °С	5	5	5	5
4	Те ж на виході з ПАУ на ГВ, $t_г$, °С	52	54	56	57
5	Температура води, що нагрівається, на опалювання на вході в ПАУ, $t_{от2}$, °С	40	42	48	54
6	Теж на виході з ПАУ в систему опалювання, $t_{от1}$, °С	50	55	64	69
7	Температура суміші води, що нагрівається, знаходиться в акумуляторі, $t_Б$, °С	46	48	52	55
8	Витрата водопровідної води, $W_{г.\ ср.}$, кг/ч	1160	1160	1158	1165
9	Втрати натиску по мережевій воді, $\Delta H^{ТО}_{м.тр}$, м.вод.ст.	1,12	1,12	1,12	1,12
10	Втрати натиску по водопровідній воді на ГВ, $\Delta H_{тр}^{гв}$, м.вод.ст.	0,6	0,7	0,68	0,72
11	Втрати натиску по воді опалювального контура, $\Delta H_{тр}^{от}$., м.вод.ст.	0,56	0,56	0,56	0,56
12	Витрата води, циркулююча в контурі системи опалювання, $G_{от}$, кг/ч	6150	6150	6150	6150
13	Витрата мережевої води $G_с$, кг/ч	4600	4600	4600	4600

З огляду на те, що теплота, що проходить через корпус трьохконтурного теплообмінника змієвикового типу, витрачається на підігрівання води, що знаходиться в акумулюючій ємності в години мінімального водорозбору на гаряче водопостачання, то слід визначити сумарні тепловтрати установкою в межах ПАУ. Складні теплообмінні процеси [11], що протікають усередині ПАУ (при зміні витрати води на гаряче водопостачання протягом доби) відбиваються в основному на температурі води, що знаходиться в акумулюючій місткості і води, що поступає з бака на гаряче водопостачання будівлі. Експериментальні дані досліджень теплових і гідравлічних характеристик ПАУ наведено в таблицю 4.1.

Регулювання здійснюється по нормальному опалювальному графіку з параметрами теплоносія 150/70°С [99,100].

Оскільки бак-акумулятор теплоізольований, то його тепловтрати незначні і складають менше 1%. Температура навколишнього повітря в індивідуальному тепловому пункті, де розміщена ПАУ змінювалася в межах $t_в$ = 20…24°С , а температура на поверхні ізоляції, при її товщині $\delta_{из}$ = 30 мм, досягала $t_n^{из}$ = 22÷26°С [101].

Розрахунок теплових втрат ПАУ проводився по формулі:

$$Q_{Т.П.}^{ПАУ} = K \cdot F_{из}\left(\frac{t_П^Б + t_П^{ИЗ}}{2} - t_В\right)\cdot(1-\eta), \qquad (4.1)$$

де: K - коефіцієнт теплопередачі від теплоносія в баку-акумуляторі до навколишнього повітря в приміщенні, Вт/ м^2·°С ;K приймається рівним K = 11,63 Вт/ м^{2}С^o;

$F_{из}$ - сумарна теплообмінна поверхня ізоляції, дотична до повітря, м^2;

$$F_{из} = 1.15\pi d_н^{из} \cdot \ell_{ПАУ}, \qquad (4.2)$$

$t_П^Б$, $t_П^{ИЗ}$,$t_В$ - температура на поверхні бака-акумулятора, ізоляції, повітря в приміщенні, °С;

η - коефіцієнт, що враховує наявність ізоляції на ПАУ, (=(0,7….0,8);

$d_н^{из}$ - діаметр ізоляції по зовнішньому обміру, м;

$$d_н^{из} = D_Н + 2\delta_{ИЗ}, \qquad (4.3)$$

$D_н$ - зовнішній діаметр бака, м;

$\delta_{из}$ - товщина шару ізоляції, м;

$\ell_{ПАУ}$ - довжина підігрівальної-акумуляторної установки, м;

1,15 - коефіцієнт, що враховує ізоляцію бічних днищ, фланцевих з'єднань і опорних конструкцій ПАУ;

$Q_{Т.П.}^{ПАУ}$ - теплові втрати ПАУ с ТО змієвикового типу, Вт.

Оскільки витрата мережевої води залишалася постійною, а температура її змінювалася по опалювальному температурному графіку, то величина тепловтрат, залежно від габаритних розмірів ПАУ, змінювалася в межах від 1500 до 3000 Вт, що складало 0,5-1% від сумарної витрати теплоти на опалювання і гаряче водопостачання в ПАУ з трьохконтурним теплообмінником, змієвикового типу.

Гідравлічні втрати тиску в ПАУ з трьохконтурним теплообмінником представлені в таблиці. 4.1, як для циркуляційного контура системи опалювання, так і контура системи гарячого водопостачання. Втрати тиску теплоносія, циркулюючого в міжтрубному просторі, для трьохконтурного теплообмінника змієвикового типу залежно від площі поперечного перерізу міжтрубного простору в якому розміщено два змійовики можна записати по формулі: кПа

$$\Delta P_{м.тр} = \psi \cdot \omega_{м.тр}^{2} \cdot n, \qquad (4.4)$$

де: ψ - досвідчений коефіцієнт, залежний від конструктивних особливостей вхідних патрубків в корпусі ТО змієвикового типу;ψ=0,

$\omega_{м.тр}$ - швидкість руху теплоносія по міжтрубному простору, який омиває поверхні змійовиків систем опалювання і гарячого водопостачання, м/с;

n - число спіральних ходів, залежить від довжини змійовиків, шт.

Дослідження режимів нерівномірності водоспоживання в системі гарячого водопостачання протягом доби і днів тижня, а також визначення основних параметрів по своїх циркуляційних контурах в межах конструкції підігрівально-акумулюючої установки з трьохконтурним теплообмінником змієвикового типу, дозволили встановити залежності за визначенням температури води в баку, рівень якої постійно змінювався, тобто: $t_Б = f(W_г, \tau_{доба}, Z_{тижд}, \tau_т, F_{то}, t_х)$.

Ці залежності показують, що температура суміші води усередині акумулюючої місткості залежить від багатьох змінних, а саме [102, 103]:

- від режиму водоспоживання в системі гарячого водопостачання;
- часу доби;
- днів тижня, вівторок, середа або субота;

- температури теплоносія;
- поверхні нагріву теплообмінника в ПАУ;
- температури води з міського водопроводу.

Для визначення середньої температури води в баку-акумуляторі необхідно скласти рівняння теплового балансу для ПАУ з теплообмінником змієвикового типу[104] :

$$Q_{ПАУ} = Q_{ОТ} + Q_{ГВ.} \qquad (4.5)$$

Визначивши витрати і температури теплоносіїв у своїх циркуляційних контурах, можна записати рівняння (4.5) у виді:

$$G_C^{ПАУ} \cdot c_c \left(\tau_1'' - \tau_2''\right) = G_{ОТ} \cdot c_o \left(\theta_1 - \theta_2\right) + W_{г.ср.} \cdot c_B \left(t_Б - t_X\right). \qquad (4.6)$$

Для аналітичних розрахунків мають бути задані теплові навантаження і розрахункові параметри теплоносіїв в системах опалювання і гарячого водопостачання, або витрати теплоносіїв в циркуляційних контурах з їх температурами і тисками.

Оскільки багатоходовий теплообмінник змієвикового типу забезпечує два види теплових потоків - на опалювання і гаряче водопостачання, то розрахунок ведеться на мінімальну температуру теплоносія, в точці зламу температурного графіку, при $t_н''$.

Розкривши дужки в рівнянні (4.6), можна визначити середню температуру води, що знаходиться в баку в даний момент часу:

$$t_Б = \frac{G_c^{ПАУ} \cdot \tau_1'' - G_c^{ПАУ} \cdot \tau_2'' - G_{ОТ}\ \theta_1 + G_{ОТ}\theta_2 - W_{г.ср.} \cdot t_x}{W_{г.ср.}}. \qquad (4.7)$$

З рівняння (4.7) виходить, що температура води, що нагрівається, в баку залежить від нерівномірності її споживання в системах гарячого водопостачання при установці авторегулювальників прямої дії на абонентському введенні, а наявність акумулюючої місткості в ПАУ стабілізує температуру гарячої води на виході з бака-акумулятора при максимальному водоспоживанні протягом доби [104].

Поєднання двох теплових поверхонь нагріву для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання в одній конструкції ПАУ з двома

теплообмінниками змієвикового типу розміщеними усередині бака-акумулятора, повністю стабілізує роботу цих систем за рахунок перерозподілу їх теплових потоків протягом доби.

4.4. Вибір оптимальної конструкції ПАУ з багатоконтурним ТО змієвикового типу для будівель різного призначення і поверховості.

Експериментально-дослідна фізична модель дозволяє проводити дослідження багатоконтурних ТО з метою оптимізації їх конструкції для будівель різного призначення і поверховості.

Для цього проведені дослідження ПАУ з багатоконтурним ТО змієвикового типу як для незалежної системи опалювання, так і для системи гарячого водопостачання. Обидва змійовики було розміщено в корпусі ТО роздільно. Були отримані результати при сталих витратах і температурах теплоносіїв гріючого і теплоносіїв другого і третього контурів, що нагріваються. Для збільшення точності вимірів досліди дублювалися і заносилися в журнал спостережень (Додаток З). За результатами досліджень, приведених в Додатку З, були побудовані залежності витрат первинного теплоносія від його температури для нагрівання розрахункових витрат вторинних теплоносіїв на опалювання і гаряче водопостачання, представлених на рис. 4.6. Представлені криві наочно показують вплив температури первинного теплоносія і його витрати в теплообмінниках змієвикового типа для незалежних систем опалювання і ГВ.

Для забезпечення ефективної роботи теплообмінників необхідно здійснити максимальне перенесення теплової енергії від первинного теплоносія G_1 до вторинних, циркулюючих в незалежних змійовиках системи опалювання G_2 і гарячого водопостачання G_3 [114].

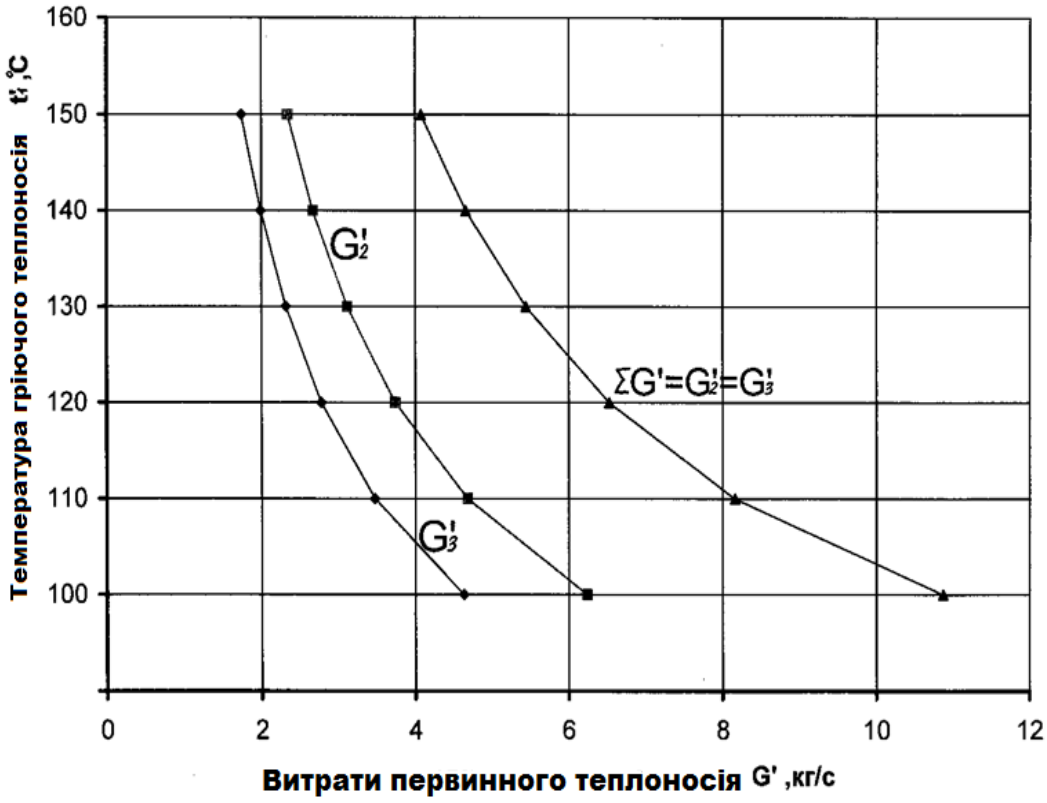


Рис.4.6. Витрати первинного теплоносія $\sum G_1^{/}$ на опалювання $G_2^{/}$ і гаряче водопостачання $G_3^{/}$

Енергетичний баланс ПАУ з теплообмінником змієвикового типу можна записати у вигляді рівняння:

$$Q_1^{/} = Q_2^{/} + Q_3^{/} + Q_{тп} \ , \qquad (4.8)$$

де $Q_2^{/}$ - кількість теплоти, передане первинним теплоносієм в місцеву систему опалювання $\frac{кДж}{кг}$;

$$Q_2^{/} = G_2^{/} \cdot C_{р2}(\tau_1^{/} + \tau_2^{/}) \ , \qquad (4.9)$$

$Q_3^{/}$- кількість теплоти, передана первинним теплоносієм в місцеву систему гарячого водопостачання $\frac{кДж}{кг}$;

$$Q_3^{/} = G_3^{/} \cdot C_{р3}(\tau_1^{/} + \tau_3^{//}) \ , \qquad (4.10)$$

$Q_{тп}$ - теплові втрати в довкілля, можна прийняти для ПАУ з ТО змієвикового типу

$$Q_{тп} = 0{,}01 Q_1. \qquad (4.11)$$

Витрати первинного теплоносія $\sum G_1^{/}$ на опалювання $G_2^{/}$ і гаряче водопостачання $G_3^{/}$, отримані при проведенні експериментів, приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2.

Швидкості та розрахункові параметри теплоносіїв первинного контуру та систем ГВ та опалення

№ п/п	Витрати, кг/с			Перепад температур,			Кількість теплоти,:			Коеф. тепла	Швидкість, м/с		
	$\sum G_1^{/}$, кг/с	$G_2^{/}$, кг/с	$G_3^{/}$, кг/с	$\Delta\tau_1$, ^{0}C	Δt_2, ^{0}C	Δt_3, ^{0}C	$Q_1^{/}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{с}}$:	$Q_2^{/}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{с}}$:	$Q_3^{/}$, $\frac{\text{кДж}}{\text{с}}$:	K, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot {}^0\text{C}}$	$w_1^{/}$, м/с	$w_2^{/}$, м/с	$w_3^{/}$, м/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
m=100 m=10	4.08	2.34	1.74	80	25	50	1370	786	584		2.08	0.374	0.278
	0.408	0.234	0.174	80	25	50	137	78.6	58.4		0.408	0.491	0.354
			F=3.636м^2; $F_{от}$=11,63м^2; $F_{тв}$=4,32м^2.										
τ≈150/70	4,08	2,34	1,74	80	25	50	1370	786	584	4702	2,080	1,194	0,888
	2,04	1,17	0,87	80	25	50	685	393	292	2355	1,041	0,596	0,444
	1,02	0,586	0,434	80	25	50	343	179	146	1179	0,520	0,298	0,222
	0,51	0,293	0,217	80	25	50	172	98,5	73	591	0,260	0,149	0,111
	0,255	0,146	0,109	80	25	50	86	49,25	37	296	0,130	0,075	0,056
τ≈130/70	5,44	3,12	2,32	60	25	50	1370	786	584	6280	2,775	1,592	1,184
	2,72	1,56	1,16	60	25	50	685	393	292	3140	1,388	0,796	0,592
	1,36	0,78	0,58	60	25	50	343	197	146	1572	0,694	0,398	0,296
	0,68	0,39	0,29	60	25	50	172	98,5	73	788	0,347	0,199	0,148
	0,34	0,195	0,145	60	25	50	86	49,25	37	394	0,174	0,099	0,074
τ≈110/70	8,16	4,68	3,48	40	25	50	1370	786	584	9420	4,163	2,387	1,775
	4,08	2,34	1,74	40	25	50	685	393	292	4710	2,082	1,194	0,888
	2,04	1,17	0,87	40	25	50	343	197	146	2355	1,041	0,596	0,444
	1,02	0,586	0,435	40	25	50	172	98,5	73	1177	0,520	0,296	0,22
	0,51	0,293	0,218	40	25	50	86	49,25	37	589	0,26	0,149	0,111
τ≈100/70	10,87	6,24	4,63	30	25	50	1370	786	584	12560	5,546	3,183	2,362
	5,44	3,12	2,32	30	25	50	685	393	292	6280	2,775	1,592	1,181
	2,72	1,56	1,16	30	25	50	343	197	146	3140	1,388	0,796	0,591
	1,36	0,78	0,58	30	25	50	172	98,5	73	1570	0,694	0,398	0,296
	0,68	0,39	0,29	30	25	50	86	49,25	37	785	0,347	0,199	0,148

Розрахункові витрати первинного теплоносія на опалення і гаряче водопостачання, які визначаються з рівнянь (4.8)-(4.10), співпадають з приведеними на рис. 4.6.

Теплота, що сприймається теплоносієм, циркулюючому в опалювальному

контурі, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$:

$$Q_2^{/} = G_2^{/} \cdot C_{p20}(t_1^{/} + t_2^{/}). \qquad (4.12)$$

Теплота, що сприймається водопровідною водою для системи гарячого водопостачання, $\frac{\text{кДж}}{\text{с}}$:$w_1^{/}$:

$$Q_3^{/} = G_3^{/} \cdot C_{p30}(t_1^{/} + t_3^{//}). \qquad (4.13)$$

Теплопродуктивність триконтурного ТО змієвикового типу багато в чому залежить від конструктивних його особливостей, тобто діаметрів трубок і змійовиків, а також закручування теплоносія в міжтрубному просторі корпусу ТО (тангенціальний вхід і вихід).

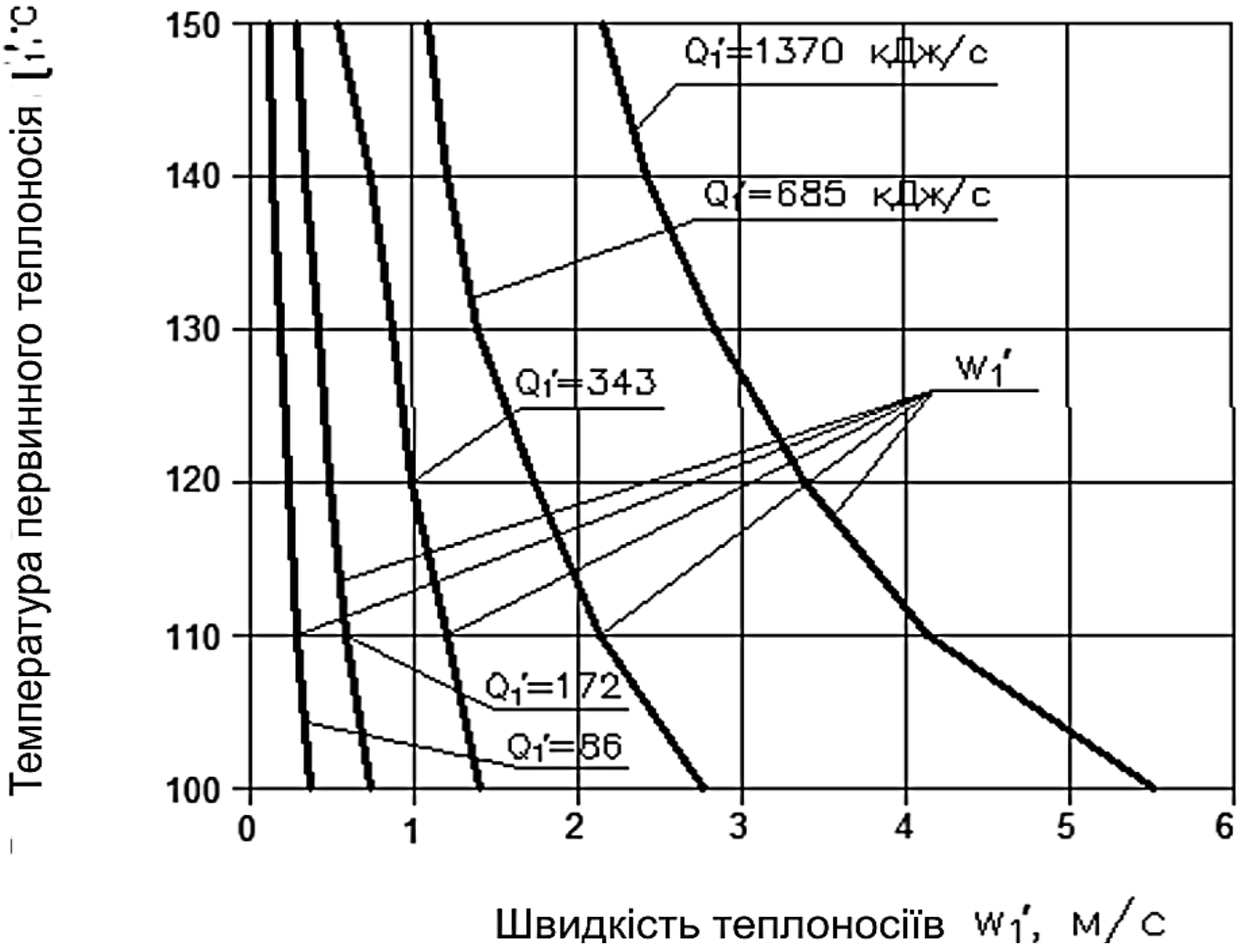


Рис.4.7. Вплив швидкості і температури теплоносія в міжтрубному просторі змієвикового ТО на його теплопродуктивність

На рис.4.7 приведені значення теплопродуктивності змієвикового ТО при зміні його витрати і швидкості теплоносія в міжтрубному просторі. Табличні дані (табл.4.2) дозволяють визначити витрати і швидкості ω_2' та ω_3' у змійовиках контурів систем опалювання і ГВ.

Вплив розрахункових параметрів теплоносія на швидкість нагріву теплоносіїв в змійовиках для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання представлені на рис.4.8.

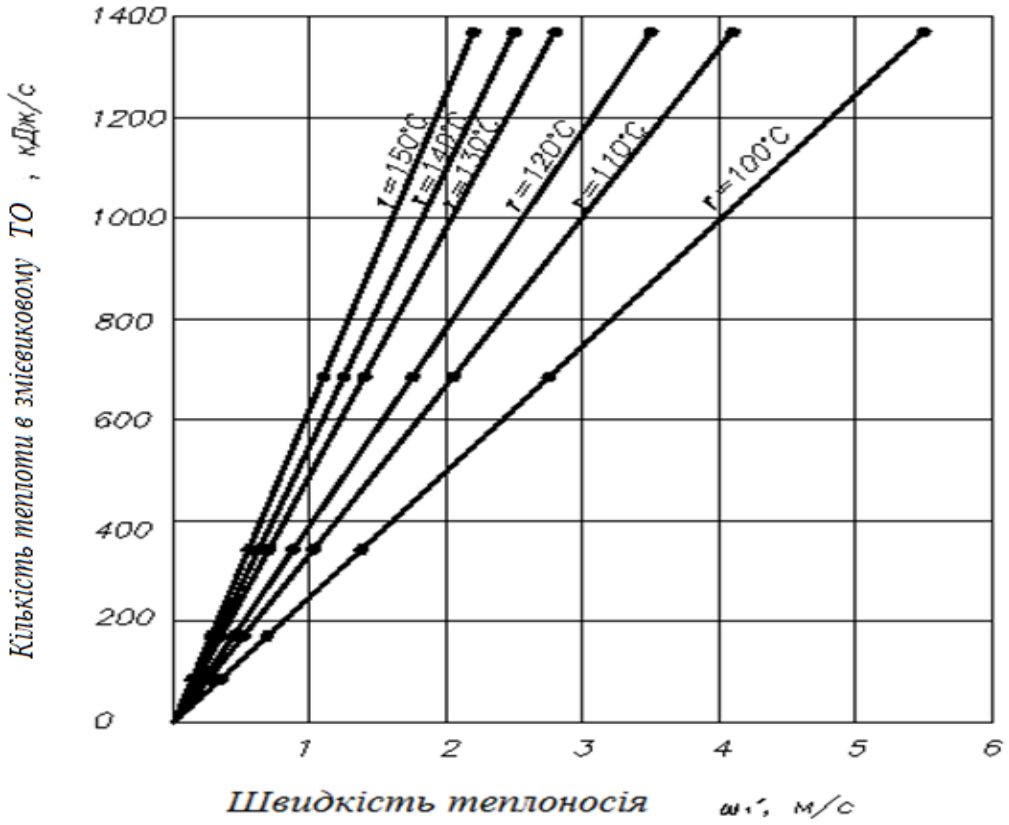


Рис.4.8. Вплив розрахункових параметрів теплоносія на швидкість нагріву теплоносіїв в змійовиках систем ОП і ГВ

Використовуючи нову конструкцію змієвикового ТО для систем індивідуального або централізованого теплопостачання від ІТП з ПАУ можна добитися збільшення теплопродуктивності за рахунок інтенсифікації теплообміну при одній і тій же поверхні нагріву змійовиків для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання. Крім того, вживання змійовиків дозволяє спростити експлуатацію і обслуговування, оскільки кожен змійовик сполучений зі своїм торцевим фланцем.

Змійовик системи опалювання виконаний більшого діаметру, а змійовик системи гарячого водопостачання виконаний меншим діаметром, який вільно входить всередину змійовика системи опалювання, але з протилежного боку, сполученим з правим фланцем теплообмінника.

Розглянемо значення коефіцієнтів теплопередачі при зміні температури і швидкості теплоносія для незалежних місцевих систем опалювання і ГВ, представлених на рис.4.9.

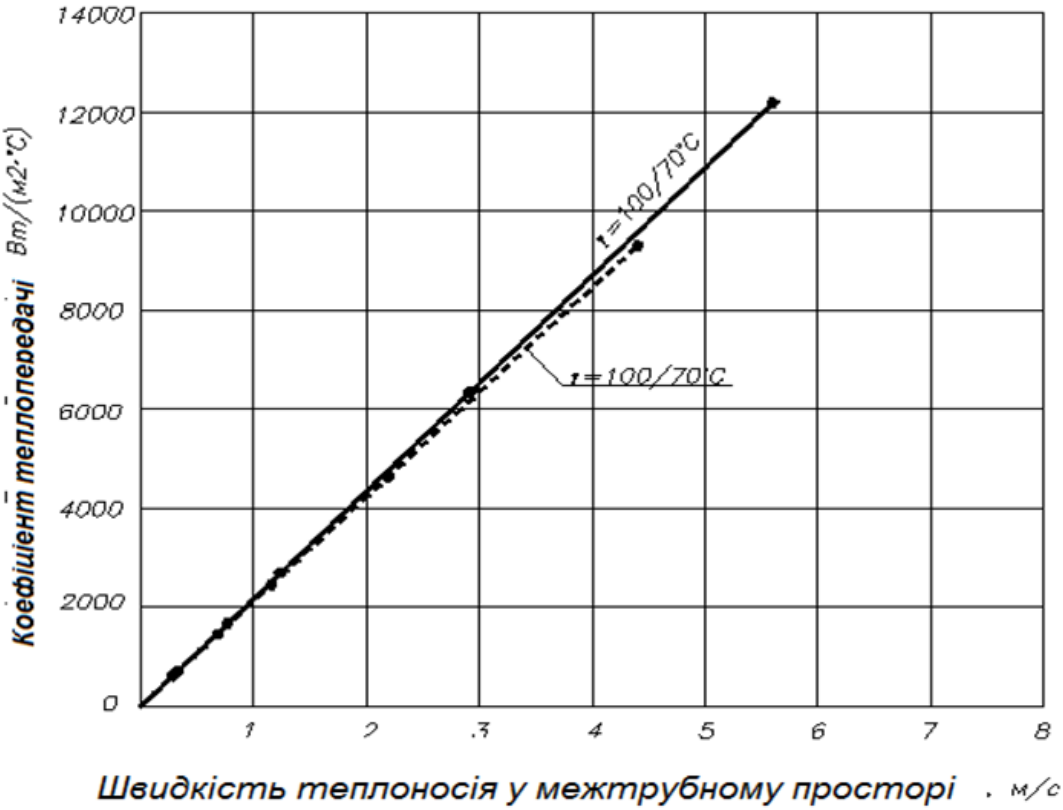


Рис.4.9. Значення коефіцієнтів теплопередачі в ТО змієвикового типа при зміні температури і швидкості первинного теплоносія k = f(ω_1)

З огляду на те, що первинний теплоносій омиває поверхні змійовиків більшого і меншого діаметрів ($F_{от}$=11,63 м^2 та $F_{гв}$=4,32 м^2) для систем опалювання і гарячого водопостачання з усіх боків, тому швидкість теплоносія усереднюється по міжтрубному простору ТО.

Швидкість теплоносіїв, що нагріваються, в змійовиках більшого та меншого діаметрів (ω_2' и ω_3'), які залежать від значення витрат (G_2' и G_3') і джерел постачання приведена на рис.4.10.

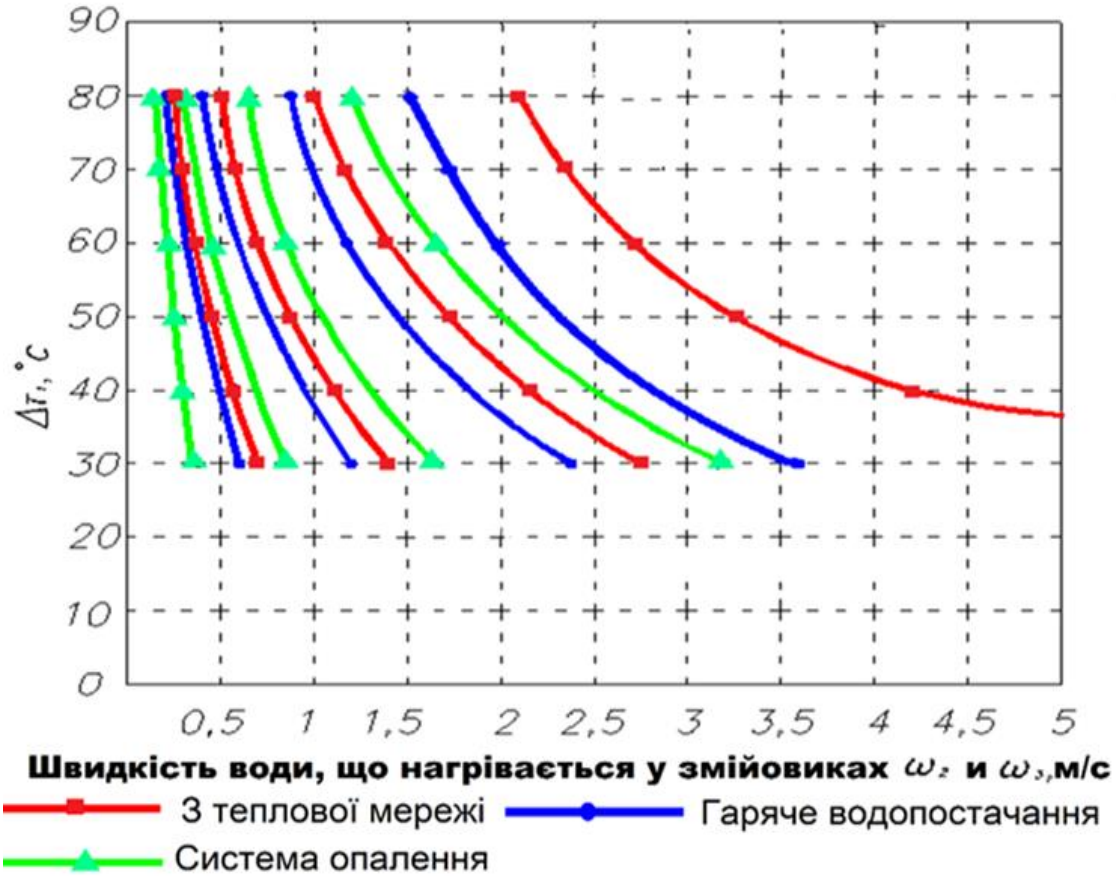


Рис.4.10. Вплив зміни температури теплоносія $\Delta\tau_1'$, на температуру нагріву вторинних теплоносіїв Δt_2 та Δt_3 для систем опалювання ГВ

З графіків приведених на рис.4.10 видно як змінюються витрати теплоносіїв в тепловій мережі G_1',в системі опалювання G_2', і гарячого водопостачання G_3',кг/с.

4.5 Оптимізація конструкції контуру гарячого водопостачання

Також було проведено дослідження на основі імітаційного моделювання(рис.4.11-рис.4.13) впливу діаметра трубки змійовика контуру гарячого водопостачання теплообмінного апарату з підігрівально акумуляторною ємністю на динаміку тепломасообміну при незмінних габаритах теплообмінника.

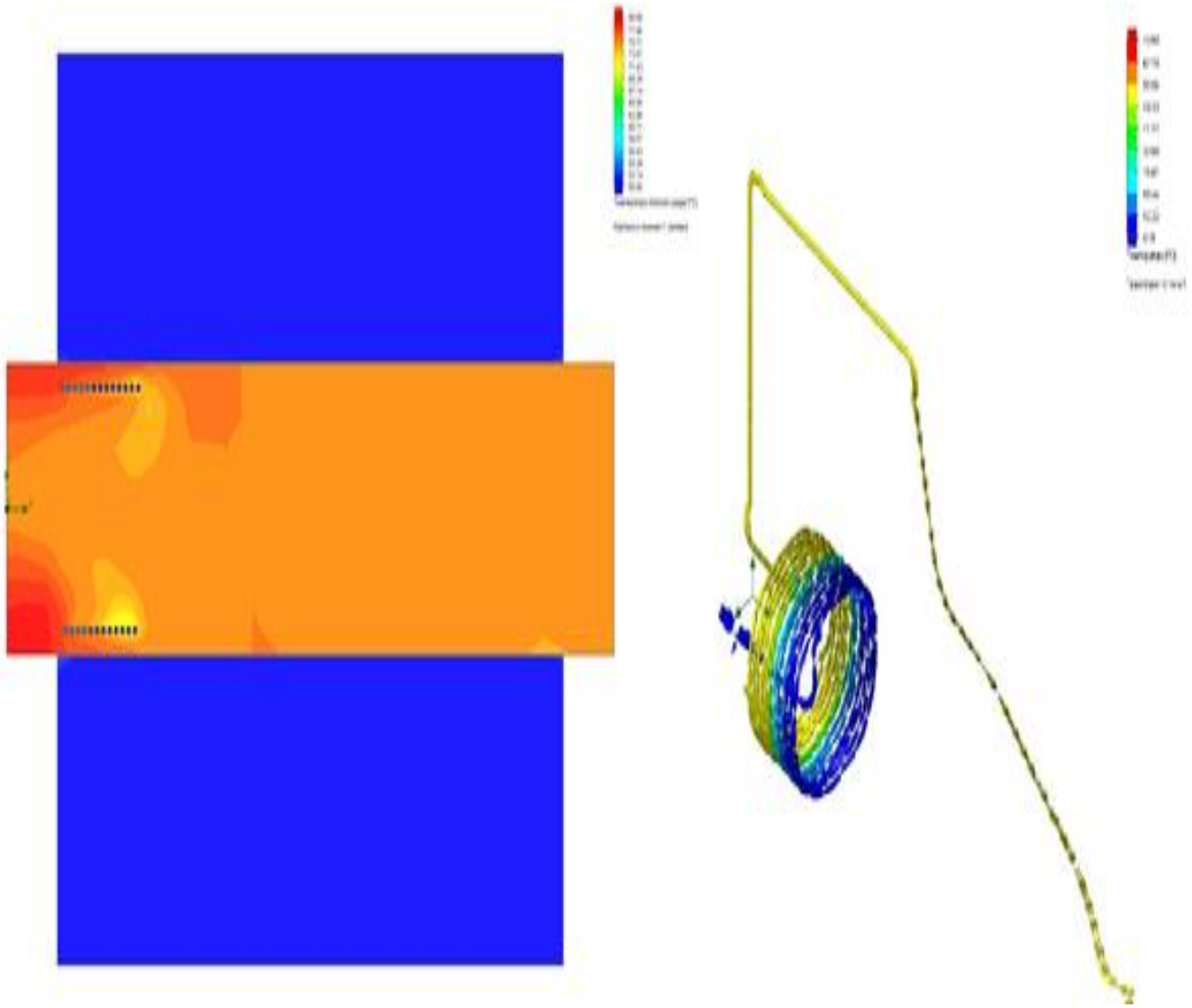


Рис.4.11 Прогрів контуру гарячого водопостачання до 70 ° С при діаметрі трубки 15мм

Контур гарячого водопостачання має меншу ніж контур опалення довжину, а звідси і меншу поверхню нагріву, і його збільшення може варіюватись тільки за рахунок діаметру. Оскільки уздовж гріючого контуру знаходиться змійовик системи опалення, збільшення розрахункової довжина контуру ГВ призведе до зменшення довжини контуру опалення.

Встановлено, що існує оптимальний діаметр трубки змійовика контуру гарячого водопостачання, при якому досягаються задані теплові і швидкісні режими при мінімальних втратах на збереження необхідної температури первинного гріючого носія.

Виходячи з результатів імітаційного моделювання, наведених на рис.4.11 – рис.4.13 можна зробити наступні висновки: найкраще теплоносій прогріватися при діаметрі трубки 20 мм, температура на виході порядку 70 градусів; при діаметрі трубки 15 температура – 60 градусів; при діаметрі трубки 8 мм температура – 55 градусів.

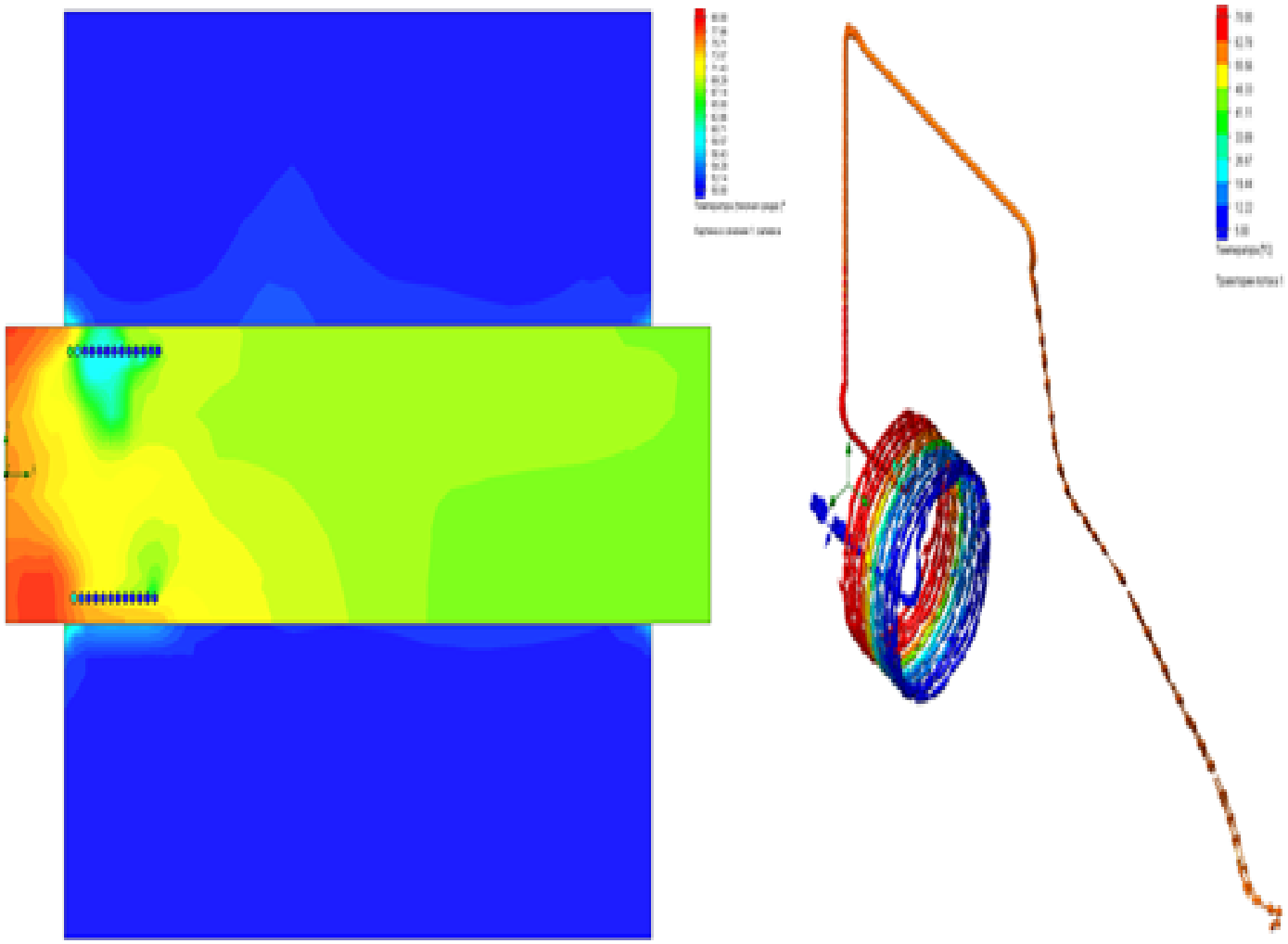


Рис.4.12. Прогрів контуру гарячого водопостачання до 48 ° С при діаметрі трубки 20мм

Однак, оскільки при найменшому діаметрі 8 мм температура не впала нижче нормативної, тому з економічної точки зору, вказаної вище, вигідно в конструкції прийняти найменший діаметр 8 мм. Слід відзначити, що результати, отримані при

даних габаритах теплообмінника, можуть бути узагальнені на інші при відповідних перерахунках.

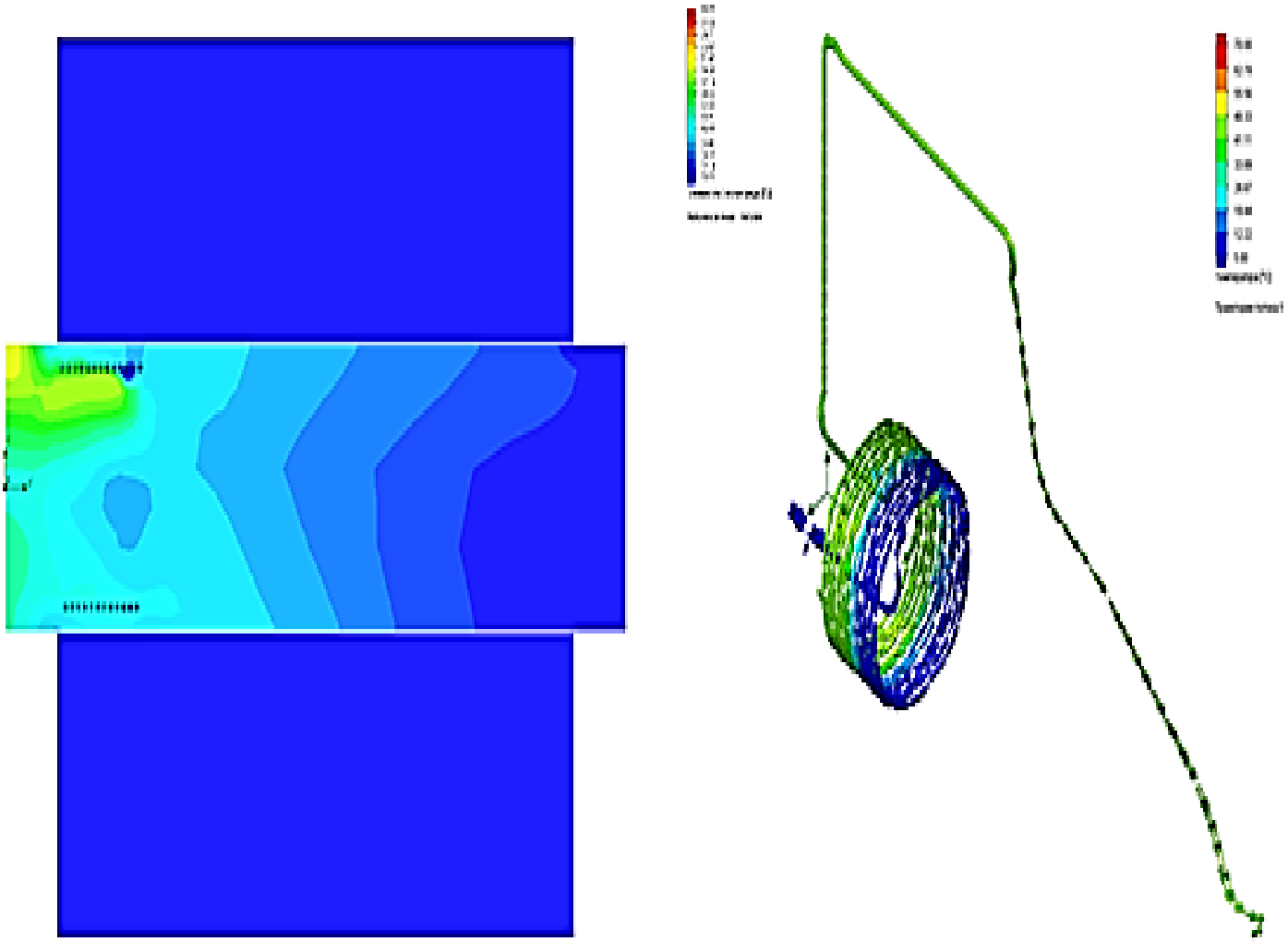


Рис. 4.13. Прогрів контуру гарячого водопостачання до 55 ° С при діаметрі трубки 8 мм

4.6. Аналіз ефективності роботи обраних конструкцій системи теплопостачання від індивідуального теплового пункту з підігрівально- акумулюючою установкою.

Термодинамічна ефективність роботи теплообмінних апаратів залежить від

багатьох параметрів і чинників, таких як: теплова потужність, витрата і якість теплоносія, технічне призначення і конструктивне виконання, напрям руху теплоносіїв, наявність і якість теплової ізоляції.[115]

Розрахункові витрати первинного теплоносія на опалення і гаряче водопостачання , як було вказано вище, визначаються з рівнянь (4.8) – (4.13).
Тоді рівняння теплового балансу для багатоконтурного теплообмінника прийме вид:

$$\sum G \cdot c_{p1}\left(\tau_1' - \tau_1''\right) = G_2^{//} \cdot c_{p2}\left(t_2' - t_2''\right) + G_3^{//} \cdot c_{p_3}\left(t_3' - t_3''\right) + Q_{TП}\,. \qquad (4.13)$$

Ефективність перенесення теплоти від гріючого теплоносія $\sum G$ до тих, що нагріваються для систем опалювання $G_2^{//}$ і гарячого водопостачання $G_3^{//}$ в змієвиковому теплообміннику ПАУ можна визначити за допомогою термічного ККД по вираженню:

$$\eta_t = \frac{Q_2^{//} + Q_3^{//}}{Q_1} = \frac{G_2^{//} \cdot c_{p2}\left(t_2' - t_2''\right) + G_3^{//} \cdot c_{p_3}\left(t_3' - t_3''\right)}{\sum G \cdot c_{p1} \cdot \left(\tau_1' - \tau_1''\right)} =$$

$$= \frac{G_2^{//} \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 + G_3^{//} \cdot c_{p_3} \cdot \Delta t_3}{\sum G \cdot c_{p1} \cdot \Delta \tau_1}\,, \qquad (4.15)$$

де: $\sum G$, $G_2^{/}$ и $G_3^{/}$ - масові витрати гріючих теплоносіїв, кг/с, пов'язані залежністю:

$$\sum G = G_2^{/} + G_3^{/}, \qquad (4.16)$$

c_{p1}, c_{p2}, c_{p3} - теплоємкості теплоносіїв; визначаються по середній температурі відповідного контура, кДж/(кг·°С);

t_1', t_1'' - температури гріючого первинного теплоносія на вході і виході з багатоконтурного теплообмінника °С;

t_2', t_2'' - температури води, що нагрівається в змійовику для опалювального контура, відповідно, на вході і виході з ТО, °С;

$t_3'.t_3''$ - температури води, що поступає з водопроводу в ТО і що нагрівається в другому змійовику для системи гарячого водопостачання, °С;

$\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3$ - зміна температури теплоносіїв, °С.

Слід зазначити, що величина термічного ККД (η_t) не дозволяє визначити повноту використання теплоти гріючого теплоносія, що підводиться, до багатоконтурного теплообмінника, оскільки не враховує її енергетичну корисність. Тільки ексергетичний метод дозволяє дати як повноту використання перенесення теплоти між теплоносіями, так і повноту використання її термічної, енергетичної, механічної і гідродинамічної корисності.

У Додатку 4 приведено основні параметри, необхідні для визначення як термічного ККД (η_t), так і ексергетичного ККД (η_e),що дозволяють проаналізувати роботу багатоконтурного теплообмінника змієвикового типу для незалежних систем опалювання і гарячого водопостачання.

Аналогічно рівнянню теплового балансу для багатоконтурного теплообмінника можна записати рівняння ексергетичного балансу :

$$\sum G \cdot \left(E_{t_1'} - E_{t_1''}\right) = G_2^{//}\left(E_{t_2'} - E_{t_2''}\right) + G_3^{//}\left(E_{t_3'} - E_{t_3''}\right) + \sum D, \quad (4.17)$$

де: $E_{t_1'}, E_{t_1''}, E_{t_2'}, E_{t_2''}, E_{t_3'}, E_{t_3''}$ - ексергії первинного і теплоносіїв, що нагріваються, для відповідних контурів систем опалювання і гарячого водопостачання.

Приведені ексергії теплоносіїв, обчислюються по рівнянню, кДж/кг:

$$e = h_i - \theta_{O.C} \cdot S_i, \quad (4.18)$$

де: h_i - ентальпія теплоносія, кДж/кг;

θ_{OC} - температура довкілля, К;

Si - ентропія теплоносія, кДж/(кг·К).

Повна втрата ексергії в багатоконтурному ТО кДж/кг:

$$\sum D = \sum G \times \Delta E_{t_1} - \left(G_2^{//} \cdot \Delta E_{t_2} + G_3^{//} \cdot \Delta E_{t_3} \right), \qquad (4.19)$$

де: $\Delta E_{t_1}, \Delta E_{t_2}, \Delta E_{t_3}$ - зміна термічної складової ексергії теплоносіїв, кДж/кг

За відсутності втрат ексергії для багатоконтурного ТО эксергетичний ККД визначається як:

$$\eta_e = \frac{G_2^{//} \cdot \Delta E_{t_2} + G_3^{//} \cdot \Delta E_{t_3}}{\sum G \cdot \Delta E_{t_1}} . \qquad (4.20)$$

Це універсальна величина η_e, яка визначає досконалість технічної системи; для ідеальних систем эксергетичний ККД $\eta_e = 1$, тобто втрати ексергії $\sum D = 0$.

У теплообмінних апаратах ексергетині втрати D пов'язані з внутрішньою втратою ексергії за рахунок безповоротності теплообміну по довжині, за рахунок тертя і зовнішньою втратою ексергії в довкілля.

Потужність, що витрачається на подолання гідравлічних опорів усіх контурів, визначається, відповідно, кВт:

$$N_1 = \frac{\sum G \cdot \Delta P_{t_1}}{\eta_H \cdot \rho_{t_1}}; \qquad N_2 = \frac{G_O^{//} \cdot \Delta P_{t_2}}{\eta_H \cdot \rho_{t_2}}; \qquad N_3 = \frac{G_{ГВ}^{//} \cdot \Delta P_{t_3}}{\eta_H \cdot \rho_{t_3}}; \qquad (4.21)$$

де: $\Delta P_{t_1}, \Delta P_{t_2}, \Delta P_{t_3}$ - падіння тисків теплоносіїв, кПа;

$\rho_{t_1}, \rho_{t_2}, \rho_{t_3}$ - щільність теплоносіїв, кг/м3;

$\eta_{(н}$ - ККД насосу, зазвичай $\eta_н$ = 0,75.

Робота багатоконтурного ТО характеризується ексергетиним ККД. З урахуванням потужностей, що витрачаються на подолання гідравлічних опорів, эксергетический ККД запишеться у виді:

$$\eta_e = \frac{\left(\Delta E_{t_2} - \frac{N_2}{G_2^{//}}\right) + \left(\Delta E_{t_3} - \frac{N_3}{G_3^{//}}\right)}{\Delta E_{t_1} - \frac{N_1}{\sum G}}. \qquad (4.22)$$

Втрати ексергії $\sum D$ включають як втрати теплоти через ізоляцію $Q_{із}$, так і втрати ексергії від безповоротного теплообміну, таким чином $\eta_e < \eta_{із}$; $Q_{із} = Q_{ТП}$, тоді:

$$\eta_{із} = 1 - \frac{Q_{из}}{\sum G\left(h_{t_1'} - h_{t_1''}\right)}. \qquad (4.23)$$

де: $h_{t_1'}$ $h_{t_1''}$ - ентальпії теплоносія на вході і виході ТО, кДж/кг

У кінцевому виді, ексергетичний ККД для багатоконтурного теплообмінника змієвикового типу запишеться:

$$\eta_e = \frac{\left(\Delta E_{t_2} - \frac{N_2}{G_2^{//}}\right) + \left(\Delta E_{t_3} - \frac{N_3}{G_3^{//}}\right)}{\Delta E_{t_1} - \frac{N_1}{\sum G}} \times \eta_{із}. \qquad (4.24)$$

Обробка результатів, приведених в додатку 4, дозволила визначити як величину термічного ККД багатоконтурного ТО, так і ексергетичний ККД, що враховує повну втрату ексергії $\sum D$, включаючи: Di - внутрішню втрату ексергії; D_e - зовнішню; D_T - технічну втрату, пов'язану з гідравлічними опорами і D_C, - власні втрати ексергії, пов'язані з нерівноважним теплообміном, кДж/кг:

$$\sum D = D_i + D_e + D_T + D_C. \qquad (4.25)$$

Розглядаючи режими роботи багатоконтурного ТО, пов'язані із зміною розрахункових параметрів теплоносія в межах від 150°С до 100°С, спричинило збільшення сумарної його витрати $\sum G$. Витрати $G_O^{//}, G_{ГВ}^{//}$ та температури θ_{10} і $t_г$ теплоносіїв, що нагріваються, для систем опалювання і гарячого водопостачання при

усіх режимах роботи ТО залишалися постійними. Також незмінними були витрати теплоти $Q_2^{//}, Q_3^{//}$, що забезпечують необхідний режим роботи місцевих систем опалювання і гарячого водопостачання при t_2' = 95°С; $t_2^{//}$ = 70°С; $t_З^{/}$ = 60°С; $t_З^{//}$ = 5°С.

Втрати ексергії на подолання гідравлічних опорів багатоконтурного ТО по результатам експериментів складають усього лише 0,2…0,3% від величини сумарних эксергетических втрат. Це підтверджує той факт, що при розрахунку і проектуванні багатоконтурних теплообмінників гідравлічними втратами можна нехтувати, а звернути увагу на зниження втрат ексергії за рахунок енергетичної і термічної складових, тобто на повноту використання потенціалу теплоти гріючого теплоносія. На рис. 4.14 представлені залежності термічного і ексергетичного ККД від зміни розрахункової температури первинного теплоносія (t_1, °С) і його витрати ($\sum G$, кг/с) в багатоконтурному ТА змієвикового типу.

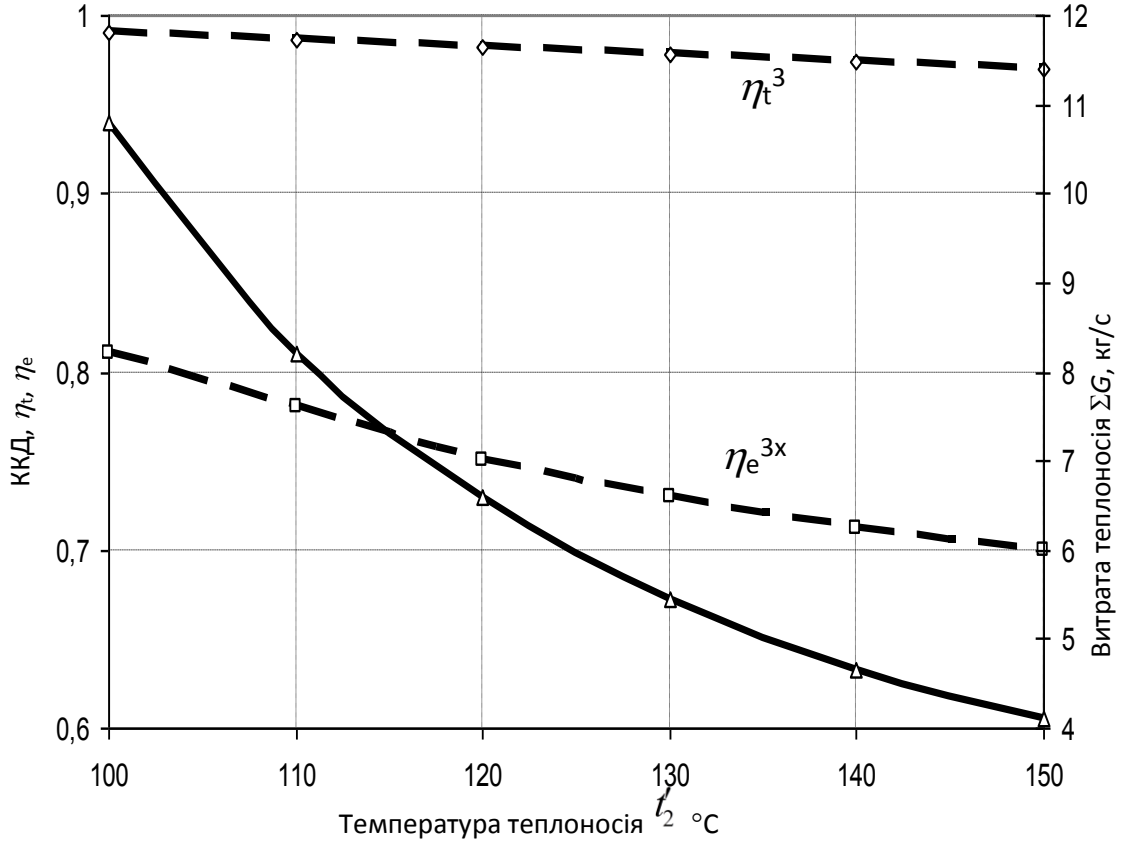


Рис.4.14. Вплив розрахункових параметрів теплоносія на ефективність теплообміну в багатоконтурному теплообміннику змієвикового типу

Таким чином, з підвищенням температури гріючого теплоносія збільшується втрата ексергії в довкілля, що спричиняє за собою зниження ексергетичного ККД. У процентному вираженні, при підвищенні температури гріючого теплоносія від 100°С до 150°С, ексергетичний ККД зменшується на 13,7%, а термічний ККД усього лише на 1,3%. Це пояснюється збільшенням втрат ексергії за рахунок зниження розрахункової витрати теплоносія $\sum G$ в 2,7 рази.

4.7. Висновки

1.Побудовано і досліджено експериментально-дослідний стенд триконтурного теплообмінника з підігрівально-акумулюючою ємністю, який дозволяє на основі різних раз'ємних конструкцій теплообмінників аналізувати впливи зовнішніх і внутрішніх параметрів на ефективність їх роботи.

2. На основі експериментально-дослідного стенду триконтурного теплообмінника з підігрівально-акумулюючою ємністю запропоновано ряд оптимальних конструкцій теплообмінників, отриманих за умов певних режимів їх функціонування.

3. Проведено аналіз ефективності роботи системи теплопостачання від індивідуального теплового пункту з підігрівально акумуляторною установкою за допомогою термічного і ексергетичного балансів, в результаті чого отримані практичні рекомендації по створенню реальних індивідуальних теплових пунктів в житловому комунальному господарстві.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача - розробка математичних моделей, чисельних методів розрахунку процесу тепломасообміну та оптимізація ефективних рішень конструкції теплообмінних апаратів для незалежної системи опалення та гарячого водопостачання. Основні результати дисертаційної роботи полягають у наступному:

1. На основі аналізу існуючих конструкцій теплообмінних апаратів і теплообмінників різного типу обґрунтовано висновок, що запропоновані в роботі нові трьохконтурні змієвикові теплообмінники з акумулюючою ємністю ефективніші за існуючі і для широкого впровадження потребують розробки математичних моделей, чисельних методів розрахунку процесу тепломасообміну та оптимізації ефективних рішень побудови їхніх конструкцій.

2. Розроблено статичні математичні моделі теплообмінників змієвикового типу для незалежних місцевих систем опалення та гарячого водопостачання від індивідуального теплового пункту з підігрівально-акумуляторною установкою, на основі яких запропонована математична модель загального розрахунку конструктивних параметрів теплообмінних апаратів.

3. Запропоновано математичні моделі нових конструкцій трьохконтурних теплообмінників з паралельним і послідовним розташуванням змійовиків, що в рамках імітаційного моделювання дає можливість оптимізувати конструктивні параметри і режими роботи теплообмінних апаратів.

4. Побудовано алгоритм імітаційного моделювання, який дозволяє, на відміну від існуючих, моделювати широке коло тепломасообмінних процесів з графічною інтерпретацією отриманих результатів і дозволяє оптимізувати параметри теплообмінних апаратів в інтерактивному режимі, а саме визначити рекомендації щодо їх водопостачання і номінальні температурні показники в контурах опалення і гарячого постачання води при їх використанні в житловому комунальному господарстві.

5. Розроблена чисельна процедура параметричної ідентифікації математичних моделей теплообмінних апаратів в стаціонарних режимах роботи, яка базується на методах Ньютона-Рафсона і послідовних наближень та є, на відміну від існуючих, ефективним практичним інструментом для оптимізації конструктивних параметрів теплообмінних апаратів.

6. Побудовано і досліджено натурний дослідно-експериментальний стенд підігрівально-аккумуляторної установки з теплообмінником змієвикового типу. Визначено оптимальні розміри загальної конструкції підігрівально-акумуляторної установки з трьохконтурним теплообмінником для індивідуальних теплових пунктів для забезпечення стабільного ефективного тепломасообміну. Оптимальна довжина підігрівально-акумуляторної установки складає від 2,2 до 3,0 м. Такі конструкції підігрівально-акумуляторної установки дозволяють приєднувати до теплової мережі будівлі підвищеної поверховості. Це підвищує стійкість і надійність системи централізованого теплопостачання при експлуатації і згладжує пікові навантаження на графіку добового водоспоживання в системі гарячого водопостачання.

7. Доведено, що, використовуючи нову конструкцію змієвикового теплообмінника для систем індивідуального або централізованого теплопостачання від індивідуального теплового пункту з підігрівально-

акумуляторною установкою, можна добитись збільшення теплопродуктивності за рахунок інтенсифікації теплообміну при одній і тій самій поверхні нагріву змійовиків для незалежних систем опалення і гарячого водопостачання. Оптимізовано діаметр трубки змійовика гарячого водопостачання до 8 мм, що зменшує металоємність контуру і залишає нормативною температуру 55°С при незмінній температурі гріючого контуру 80°С.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пат. 71442 Україна, МПК F16L 59/00. Теплоізоляційна труба / Шитікова І. Г., Бачурін О. М., Олексюк А. О. ; заявник і власник Донбаська нац. акад. буд. і арх. ; заявл. 16.01.12 ; опубл. 10.07.12, Бюл. №13.

2. Пат. 72193 Україна, МПК F24D 11/00. Симетричний розбірний теплообмінник змієвикового типу для систем опалення та гарячого водопостачання / Олексюк А. О., Шитікова І. Г., Горделюк А. А. ; заявник і власник Донбаська нац. акад. буд. і арх. ; заявл. 31.01.12 ; опубл. 10.08.12, Бюл. №15.

3. Пат. 81831 Україна, МПК F24D 11/00. Багатоконтурний теплообмінний апарат змієвикового типу для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання / Олексюк А. О., Шитікова І. Г. ; заявник і власник Донбаська. нац. акад. буд. і арх. ; заявл. 04.02.13 ; опубл. 10.07.13, Бюл.№13.

4. Пат. 50996 Україна, МПК EO3F 3/00. Каналізаційна склопластикова труба / Шитікова І. Г., Бачурін О. М., Найманов А. Я. ; заявник і власник Донбаська нац. акад. буд. і арх. ; заявл. 26.01.10 ; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.

5. Олексюк А. О. Математична модель розрахунку теплообмінників змієвикового типу для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання / А. О. Олексюк, І. Г. Шитікова, А. А. Горделюк // Вісник ДонНАБА, 2012. – №2 (94). – С. 70 – 74.

6. Шитикова И. Г. Конструктивный расчет теплообменника змеевикового типа для систем отопления и горячего водоснабжения / И. Г. Шитикова, А. А. Олексюк, А. А. Горделюк // Современное промышленное и гражданское строительство. – 2012. – Т.8, №1. – С. 37 – 44.

7. Шитікова І. Г. Вибір оптимальної конструкції підігрівально-акумуляторних установок з багатоконтурним теплообмінником змієвидного типу для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання від ІТП з допомогою

номограм / І. Г. Шитікова, А. О. Олексюк // Вісник ХНУБА, 2013. – № 72. – С. 310 – 314.

8. Олексюк А. А. Теоретические исследования теплообменных процессов, протекающих в многоконтурных змеевиковых теплообменных аппаратах / А. А. Олексюк, И. Г. Шитикова // Вестник ДонНАСА, 2013. – №5 (103). – С.47 – 51.

9. Шитікова І. Г. Оцінка роботи системи теплопостачання від індивідуальних теплових пунктів з підігрівально-акумуляторними установками / І. Г. Шитікова, Н. В. Долгов, А. О. Олексюк // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту : наук.-вироб. зб., 2013. – №1 (16). – С. 146 – 155.

10. Шитікова І. Г. Моделювання теплообміну в теплообміннику змієвикового типу для незалежних систем опалення і гарячого водопостачання / І. Г. Шитікова, Н. В. Долгов, А. О. Олексюк // Вісник ДонНАБА, 2014. – № 5. – С. 68 – 72.

11. Шитікова І. Г. Підвищення ефективності експлуатації теплообмінників змієвикового типу / І. Г. Шитікова // Науково-методичне та практичне забезпечення містобудування, територіального і стратегічного планування : зб. матеріалів IV міжнар. наук.-практ. конф., 15 – 16 травня 2014. –Макіївка, 2014. – С. 112 – 115.

12. Шитікова І. Г. Експеременталь ні дослідження шляхів інтенсифікації теплообміну в триконтурних теплообмінниках змієвикового типу для незалежних систем опалення та ГВП / І. Г. Шитікова, А. О. Олексюк // Вісник ДонНАБА, 2015. – №5. – С. 68 – 72.

13. Shytikova I. G. The constructive calculation of heating – accumulating unit with the heat exchanger of a coiled type and the regulation conditions influence on the thermic and exergic efficiency factors size / I. G. Shytikova, A. N. Trofymchuk, A. O. Oleksiuk // Journal of Energy and Power Engineering by David Publishing Company located at 3592 Rosemead Blvd #220, Rosemead, CA 91770. – USA, 2016. – P. 288 – 291.

14. Шитікова І. Г. Динамічні характеристики підігрівально-акумуляторних установок / Шитікова І. Г., А. О. Олексюк, А. Н. Трофимчук // Обчислювальна і прикладна математика. – 2016. – №1 (121). – С. 78 – 88.

15. Шитікова І. Г. Моделювання та дослідження ефективності конструкції теплообмінника змієвикового типу / І. Г. Шитікова // Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика : зб. матеріалів II Всеукраїнської наук.-практ. конф., 11-12 травня 2016. – Маріуполь, 2016. – С. 62 – 64.

16. Шитікова І. Г. Дослідження теплообмінних процесів, які протікають в контурах систем опалення та гарячого водопостачання, в теплообмінному апараті змієвикового типу / І. Г. Шитікова // Вісник Приазовського державного технічного університету, 2016. – №32. – С. 80-85.

17. Шитікова І. Г. Математична модель багатоконтурного теплообмінника змієвикового типу / І. Г. Шитікова // Проблеми інформатики і моделювання : вісник Національного технічного університету ХПІ XVI міжнар.наук.-техн. конф., 12–16 вересня 2016 р. – Одеса, 2016. – С. 30–35.

18. Василенко С. М. Теплообмінні апарати. Основи розрахунку та вибору : [навч. посіб. для студ. техн. спец.] / С. М. Василенко, В. В. Шутюк. – 2000. – 36 с.

19. Олексюк А. А. Номограми для підбору підігрівально-акумуляторних установок гарячого водопостачання / А. А. Олексюк // Наука і техніка в міському господарстві : респ. межв. сб. – Київ : Будівельник, 1979. – № 40. – С. 99 – 103.

20. Левченко Б. О. Тепло- і масообмінні апарати і установки промислових підприємств : [навч. посіб. студ. техн. спец] / Б. О. Левченко [та ін.]. – Харків : ХГПУ, 1999. – Ч.1. – 420 с.

21. Голінко І. М. Моделювання та оптимізація систем керування [Текст] / І. М. Голінко, А. І Кубрак. – Кам’янець–Подільський : Буйницький, 2012. – 262 с.

22. Варламова О. Ю. Екологічні проблеми в теплоенергетиці [Текст] // Міське господарство України, 1995. – № 2. – С. 32 – 33.

23. Справочник по теплообменникам: справочник / под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова. – М . : Энерговидат, 1987. – Т.2. – 352 с.

24. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе / пер. с нем. И. Н. Дулькина. – М. : Энергоатомиздат, 1981. – 384 с.

25. Козлов В. Н. Моделювання динамічного режиму роботи теплообмінного апарата / В. Н Козлов, Н. А. Лавров // Вісті ВНЗ : Машинобудування, 1988. – № 8. – С. 56 – 60.

26. Никифорович Є. І. Процеси тепломасообміну водойм-охолоджувачів з атмосферою : [для студ, наук., асп.] / Є. І. Никифорович, В. Н. Доманов, А. Г Костін. – Київ : Наукова думка, 2011. – 320 с.

27. Никифорович Є. І. Моделювання енергетичних характеристик геотермальних систем / Є. І. Никифорович, О. Кордас. – Київ : Прикладна гідромеханіка, 2014. – Т.16, №1. – С. 42 – 52.

28. Голубков Б. Н. Теплотехнічне обладнання і теплопостачання промислових підприємств / Б. Н. Голубков. – М. : Енергія, 1979. – 544 с.

29. Приходченко О. В. Математическое моделирование процессов тепло- и массообмена в совместных энергетических устройствах с исполнительными 3D-параметризованными исполняющими элементами : дис. канд. тех. наук : 05.13.18 / Приходченко О. В. – СПб. : Питер, 2014. – 209 л.

30. Приходченко О. В. Исследование процессов массо- и теплообмена в объединенных энергетических устройствах методами визуального анализа / О. В. Приходченко, А. А. Просолович, К. К. Ким // Учёные записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета, 2014. – № 1 (17). – С. 22 – 29. – (Серия "Науки о природе и технике»).

31. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи / А. А. Алямовский. – СПб. : БХВ-Петербург, 2012. – 448 с. : ил.

32. Алямовский А. А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович. – СПб. : БХВ-Петербург, 2008. –1040 с. : ил.

33. Большаков В. П. 3D-моделирования в AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor, T-Flex : учеб. курс / В. П. Большаков, А. Л. Бочков, А. А. Сергеев. – СПб. : Питер, 2011. – 336 с. + 1 электронный опт. диск (DVD-ROM).

34. Тарадай А. М. Контроль якості хімічної промивки від забруднення теплообмінних апаратів / А. М. Тарадай, Л. М. Коваленко, Е. П. Гурін // Новини теплопостачання, 2002. – № 10 (26). – С. 47 – 49.

35. Волощук В. А. Експеременталька установка з дослідження роботи теплового насосу типу «повітря-вода» / В. А. Волощук, С. В. Юзвак // Нова тема, 2016 – С. 8 – 9.

36. Жітаренко В. М. Відновлювані і вторинні джерела енергії / В. М. Жітаренко. – Маріуполь : ПДТУ, 2006. – 200 с.

37. Nikiforovitch E. Similarity Problems for Steady Stat e Geothermal Systems / Eugene Nikiforovitch, Olga Kordas // International Journal of Fluid Mechanics Research, 2014. – Vol. 41, is.6. – P. 512 – 525.

38. Колобков П. С. Використання теплових вторинних енергоресурсів в теплопостачанні / П. С. Колобков. – Харків : Основа, 1991. – 224 с.

39. Лімаренко А. Н. Екологічні наслідки видобутку і використання геотермальної енергії в Україні / А. Н. Лімаренко, О. О. Тараненко // Енергетика, енергозберігаючі технології і обладнання, 2015. – № 3/1 (23). – С. 4 – 8.

40. СНиП II-34-76. Горячее водоснабжение. Нормы проектирования [Электронный ресурс]. — М. : Стройиздат, 1976. – 26 с. – Режим доступа : http://docs.cntd.ru/document/1200067480. – Название с экрана.

41. Олексюк А. О. Оцінка ефективності роботи систем теплопостачання від ІТП з ПАУ за допомогою термодинамічного й ексергетичного аналізу / А. О. Олексюк // Сучасні проблеми будівництва : навч. – тех. зб., 2002. – Т. 2 – С. 158 – 163.

42. Васильев Ф. П. Методы оптимизации / Ф. П. Васильев. – М. : Фактор-Пресс, 2004. – 824 с.

43. Крейт Ф. Основы теплопередачи / пер. с англ. Ф. Крейт, В. Блэк. – М. : Мир, 1983. – 512 с.

44. Тихонов А. Н. Уравнения математической физики / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – М. : Наука, 1978. – 724 с.

45. Taler D. Analytical and numerical model of transient heat transfer in a single tuberow heatex changer / D. Taler. – Arch. Thermodyn, 2007. – Vol. 28, №1. – P. 51 – 64.

46. Kalina A. I. A method of analysis of energy-conversion systems / A. I. Kalina. – Tracy, CA : Fayette Manufacturing Cor, 1986. – P. 103 – 108.

47. Бодрова Е. В. Энерго-эффективные схемы альтернативного использования геотермальных источников для систем теплоснабжения / Е. В. Бодрова, В. Фокин // Вестник ВолгДАБА, 2011. – № 25 (44). – С. 201 – 207.

48. Non Conventional Sources of Energy [Text] / Y. A. Sadawarte, T. Hiware // International Conference on Emerging Frontiers Technology. Proceedings published in International Journal of Computer Applications (IJCA), 2012. – P. 8.

49. Вержбицкий В. М. Основы численных методов: [учеб. пособие для студ.] / В. М. Вержбицкий. – М. : Высшая школа, 2009. – 840 с.

50. Ганжа А. Н. Особливості визначення середніх температур в поверхневих теплообмінних апаратах / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Двигуни внутрішнього згоряння, 2008. – № 1. – С. 38 – 42.

51. Дзюбенко Б. В. Нестационарный теплообмен в пучках труб витых / Б. В. Дзюбенко, Г. А. Дрейцер, Л. А. Ашмантас // Известия АН СССР, 1986. – №1. – С. 17 – 23. – (Серия "Физика энергетических наук»).

52. Панин В. И. Справочное пособие теплоэнергетика жилищно-коммунального хозяйства / И. В. Панин. – М. : Стройиздат, 1970. – 415 с.

53. Комбіновані системи теплопостачання з відновлювальними джерелами тепла / Тарадай А.М. [та ін.] // Енергозбереження, 2014. – №10 (129). – С. 42 – 46.

54. Войтинский Ю. Экономия энергоресурсов при поэтапной автоматизации системы централизованного теплоснабжения / Ю. Войтинский // Теплоснабжение Литовской ССР. – Каунас, 1988. – С. 52 – 60.

55. Олексюк А. А. Опис теплообмінних процесів, що протікають в замкнутому контурі опалювального доводчика / А. А. Олексюк, Т. А. Галкина // Інженерні системи та техногенна безпека у будівнівництві: зб. наук. праць. – Макіївка, 2003. – №4 (41). – С. 11 – 14.

56. Malinowski L., Bielski S. Transient temperature field in a parallel-flow three-fluid heat exchanger with the thermal capacitance of the walls and the longitudinal walls conduction / L. Malinowski, S. Bielski // Appl. Therm. Eng, 2009. – Vol. 29, № 5 – 6. – P. 877 – 883.

57. Михеев М. А. Основы теплопередачи [учеб. пособие] / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Высшая школа, 1977. – 336 с.

58. Грошев А. І., Слободчук В. І. Чисельний розрахунок нестаціонарного турбулентного теплообміну в круглій трубі з урахуванням втрат теплоти у стінках / А. І. Грошев, В. І. Слободчук // Теплоенергетика, 1986. – № 9. – С. 56 – 59.

59. Даниленко Т. К. Влияние теплопроводности стенки на процесс теплообмена в канале / Т. К. Даниленко, Е. И. Микулин, В. Н. Козлов // Труды МВТУ, 1974. – № 193. – С. 160 – 165.

60. Козлов В. Н. Моделювання динамічного режиму роботи теплообмінного апарата / В. Н. Козлов, Н. А. Лавров // Вісті ВНЗ. Машинобудування, 1988. – № 8. – С. 56 – 60.

61. Корольков Б. П. Специальные функции для исследования динамики нестационарного теплообмена / Б. П. Корольков. – М. : Наука, 1976. – 168 с.

62. Олексюк А. О. Енергоресурсозберігаючі системи теплопостачання з індивідуальними тепловими пунктами і багатоконтурними теплообмінниками : дис. док. тех. наук : 05.23.03 / Олексюк Анатолій Олексійович. – Макіївка, 2009. – 132 с.

63. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар. – М. : Энерговидат, 1984. – 152 с.

64. Прохоренков А. М. Моделирование процессов теплообмена, протекающих в пластинчатых теплообменных аппаратах // А. М. Прохоренков. – Вестник МГТУ, 2014. – Т.17, №1. – С. 92 – 100.

65. Довгалюк В. Б. Аналітичні дослідження макроструктури струминних течій для розрахунку енергоефективних систем повітро-розподілення / В. Б. Довгалюк // Енергоефективність в будівництві та архітектурі : наук.-техн. зб. – 2013 – № 4. – С. 73 – 81.

66. Никифорович Є. І. Процеси тепломасообміну водойм-охолоджувачів з атмосферою : [для студ., наук., асп.] / Є. І. Никифорович, В. Н. Доманов, А. Г. Костін. – К. : Наукова думка, 2011. – 320 с.

67. Сычевский В. А. Численный метод решения задач Стефана / В. А. Сычевский // 6-й Минский международный форум по тепло- и массообмену : тезисы докладов и сообщений. – Минск, 2008. – Т.1. – С. 292 – 294.

68. Crepeau C., Siahpush A. Spotten Blaine On the Stefan problem with volumetric energy generation / C. Crepeau, A. Siahpush // Heat and Mass Transfer, 2009. – Vol. 46, № 1. – P. 119 – 128.

69. Tarzia D. A., Turner C. V. The asymptotic behavior for the twophase Stefan problem with a convective boundary condition / D. A. Tarzia, C. V. Turner // Commun. Appl. Anal, 2003. – Vol. 7, № 2 – 3. – P. 313 – 334.

70. Холл Дж., Уатт Дж. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений / за ред. Дж. Холл, Дж. Уатт. – М. : Мир, 1979. – 312 с.

71. Slota D. Using genetic algorithms for the determination of an heat transfer coefficient in three-phase in verse Stefan problem / D. Slota // Int. Commun. Heat and Mass Transfer, 2008. – Vol. 35, № 2. – P. 149 – 156.

72. Рузанов С. Г. Испытания теплообменника «труба в трубе» : [учеб. пособие. для студ. всех специальностей] / С. Г. Рузанов, С. И. Смирнов, Е. Н. Сажина. – Нижний Новгород, 2010. – 15 с.

73. Бетчелор Дж. Введение в динамику жидкости / Дж. Бэтчелор : пер. с англ. – М. : Мир, 1973. – 760 с.

74. Липанов А. М. Теоретическая гидромеханика ньютоновских сред / А. М. Липанов. – М. : Наука, 2011. – 551 с.

75. Себисы Т. Конвективный теплообмен / Т. Себисы, П. Брэдшоу. – М. : Мир, 1987. – 591 с.

76. Румянцев А. В. Метод конечных элементов в задачах теплопроводности / А. В. Румянцев. – Калининград : Калининградский государственный университет, 1995. – 170 с.

77. Chen, Sanyal J., Dudukovic M. CFD modeling of bubble columns flows: implementation of population balance / Chen, J. Sanyal, M. Dudukovic // Chem. Eng. Sci, 2004. – Vol. 59, № 22 – 23. – P. 5201 – 5207.

78. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 312 с.

79. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган : пер. с англ. / под ред. Н. С. Бахвалова. – М. : Мир, 1986. – 318 с.

80. Кащеєв М. В. Розв’язок задачі теплопровідності для циліндра кінцевих розмірів з внутрішнім джерелом тепла / М. В. Кащеєв // Вчені замітки, 2009. – №7 (1). – С. 218 – 222.

81. Самарский А. А. Численные методы / А. А. Самарский, А. В. Гулин. – М. : Наука, 1989. – 432 с.

82. Самарский А. А. Вычислительная теплопередача / А. А. Самарский, П. Н. Вабищевич. – М. : Эдиториал УРСС, 2003.

83. Алямовский А. А. Инженерный анализ методом конечных элементов / А. А. Алямовский. – М. : ДМК Пресс, 2004.

84. Буздов Б. К. Об одной двумерной математической модели в криомедицине / Б. К. Буздов, А. К. Буздов. — Изд-во Кабард.-Балкар. наук. центра РАН, 2005. – №2. – С. 1 – 5.

85. Буздов Б. К. Об одной двумерной начально-краевой задаче типа Стефана / Б. К. Буздов // Вестник Кабардино-Балкарского государственного университета, 1998. – № 2. – С. 124 – 126.

86. Полежаев В. И. Математическое моделирование конвективного тепломассообмена на основе уравнений Навье-Стокса / В. И. Полежаев [и др.]. – М. : Наука, 1987. – 273 с.

87. Солонин В. И. Моделирование теплообмена в змеевиковом теплообменнике примененном к реакторной установке «УНИТЕРМ» / В. И. Солонин, А. А. Сатин // Наука и образование МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – №10. – С. 398 – 412.

88. Никифорович Є. І. Метод контрольного об’єму в комп’ютерній гідродинаміці / Є. І. Никифорович, Е. В. Бруяцький, А. Г. Костин. – Наукова думка, 2016. – 420 с.

89. Справочное пособие к СНиП 2.01.01-82 «Строительные климатология и геофизика» [Электронный ресурс]. – М. : Стройиздат, 1989. – Режим доступа: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=22119.

90. Кузнецов Г. Ф. Справочник монтажника. Тепловая изоляция: справочник / Г.Ф. Кузнецов. – М. : Стройиздат, 1973. – 440 с.

91. Пат. 1675088А, Україна, М.Кл.5В28В 1/52. Спосіб виготовлення ізоляційних виробів з скловолокнистих відходів / Олексюк А. А. [та ін.] ; опубл. 07.09.1991, Бюл. № 33.

92. Олексюк А. А. Розрахунок та проектування індивідуальних теплових пунктів : монографія / А. А. Олексюк // Наукові праці ДГАСА, № 98-3 (5). – 105 с.

93. Литвиненко О. Проектування рекуперативного теплообмінного апарата : метод. вказівки для студ. техн. спец. / О. Литвиненко. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – 52 с.

94. Олексюк А. О. Теоретичний опис тепломасообмінних процесів, що протікають в триконтурних теплообмінниках / А. А. Олексюк, А. А. Козлов // Інженерні системи та техногенна безпека у будівництві : зб. наук. праць. – Макіївка, 2001. – № 6 (31). – С. 100 – 102.

95. Бережная О. К. Моделирование теплогидравлических процессов и разработка методики обобщения данных по эффективным теплообменникам : дис. канд. техн. наук : 05.14.04 / Бережная Ольга Константиновна. – М., 2005. – 166 с.

96. Олексюк А. О. Комплексна оптимізація параметрів водяних систем теплопостачання / А. О. Олексюк // Комунальне господарство міст : наук. техн. посіб. – К. : Техніка, 2000. – № 25. – С. 189 – 196.

97. Рєпін Н. Н. Про деякі закономірності нестаціонарних витрат води в будівлях : наук. трактат / Н. Н. Рєпін // НДІ санітарної техніки, 1973. – № 41. – С. 80 – 89.

98. Олексюк А. А. Номограми для підбору підігрівально-акумуляторних установок гарячого водопостачання / А. А. Олексюк // Наука і техніка в міському господарстві. — К. : Будівельник, 1979. – Вип. №40. – С. 99 – 103.

99. СНиП II-34-76. Горячее водоснабжение. Нормы проектирования [Электронный ресурс]. – М. : Стройиздат, 1976. – 26 с. – Режим доступу: http://docs.cntd.ru/document/1200067480. – Назва з екрану.

100. Тарасенко А. Н. Ефективний чисельний метод визначення динамічних характеристик трубчастих теплообмінних апаратів / А. А. Шевелев, А. Н. Тарасенко // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. — Харків: НТУ “ХПІ”, 2009. – № 3. – С. 163 – 167.

101. Пат. 1675088А, Україна, М.Кл.5В28В 1/52. Спосіб виготовлення ізоляційних виробів з скловолокнистих відходів / А. А. Олексюк [та ін.] ; опубл. 07.09.1991, Бюл. № 33.

102. Арутюнян Л. П. Визначення динамічних характеристик протитечійного теплообмінника / Л. П. Арутюнян, В. Н. Козлов, Е. В. Чебишев // Вісті ВНЗ. Машинобудування, 1978. – №4. – С. 91 – 94.

103. Голубков Б. Н. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий / Б. Н. Голубков. – М. : Энергия, 1979. – 544 с.

104. Тарасенко А. Н. Метод розрахунку теплових характеристик трубчастих теплообмінних апаратів / А. Н. Тарасенко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2012. – № 6/5(36). – С. 30 – 34.

105. Усадський Д. Г. Совершенствование схем автономных источников теплоты в системах отопления и горячего водоснабжения : автореф. дис. канд. техн. наук : [спец] 05.23.03 «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение» / Усадський Денис Генадиевич. – Волгоград, 2012. – 18 с.

106. Ексергетичні розрахунки технічних систем : довідковий посібник / за ред. А. А. Долинського, В. М. Бродянського. – Київ : Наукова думка, 1991. – 359 с.

107. Лавров Н. А. Метод численного решения систем уравнений, описывающих стационарные режимы работы двухпоточного теплообменника / А. Н. Лавров // Вестник МГТУ. Машиностроение: Криогенная и холодильная техника. Криомедицина, 1996. – С. 13 – 18.

108. Vosough A. Exergy Concept and its Characteristic / A. Vosough, A. Noghrehabadi, M. Ghalambaz, S. Vosough // International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering, 2011. – Vol. 2, № 4. – P. 47 – 52.

109. Kameyama H. On the concept of standard exergy / H. Kameyama, K. Yoshida // Energy Developments in Jap, 1980. – № 1. – P. 41 – 49.

110. Ефимов А. Л. Исследование теплообмена и гидродинамики в каналах теплообменных аппаратов сложной геометрии : автореф. дис. канд. техн. наук / Ефимов А. Л. – М. : МЭИ, 1980. – 20 с.

111. Ефимова Л. Н. Сравнительный анализ расчетных моделей нестационарных процессов теплообмена в различных теплообменных аппаратах / Л. Н. Ефимова, А. М. Макаров, В. И. Сухов // НВО Кріогенмаш, 1975. – №.17. – С. 81 – 92.

112. Зубков В. Г. Оптимизация параметров тепломассообмена в энергетических устройствах [тезисы] / В. Г. Зубков // Шестой Минский международный форум по тепло- и массообмену 19–23 мая 2008р. – Минск, 2008. – Т.2. – С. 254 – 256.

113. Яковлева Д. М. Крайові та нелокальні задачі у математичних моделях теплообміну / Д. М. Яковлев // Математичне моделювання – прикладні аспекти. – 2012. – № 5/2 (7). – С. 39 – 40.

114. Довгалюк В. Б. Математична модель процесу пилоочищення газів в скруберах Вентурі / В. Б. Довгалюк, І. О. Качан // Енергоефективність в будівництві та архітектурі : наук.-техн. зб. – 2016. – № 8. – С. 118 – 124.

115. Довгалюк В. Б. Якісні характеристики процесів автоматичного регулювання теплового режиму опалюваного приміщення / В. Б. Довгалюк, В. П. Штиленко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. – 2014. – № 17. – С. 57 – 62.

Додаток 1

Вплив розрахункових параметрів теплоносія на нагрів двох вторинних для місцевих систем опалювання і гарячого водопостачання в теплообміннику змієвикового типу.

Температура теплонос. T_1, °С	∑QПАУ,кВт	m,чел	$Q_{○}$,кВт	$Q^{Cp}_{Тв}$	Qп	fж, м²	Gт.с кг/с	Gот,кг/с	$G^{Cp}_{Тв,\ кг/с}$	φ=Gаб/Gтв
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
150/70	250	100	200	32	18	2000	0,75	1,9	0,139	2,718
140/70	250	100	200	32	18	2000	0,85	1,9	0,139	2,398
130/70	250	100	200	32	18	2000	0,992	1,9	0,139	2,055
120/70	250	100	200	32	18	2000	1,19	1,9	0,139	1,713
110/70	250	100	200	32	18	2000	1,488	1,9	0,139	1,37
150/70	500	200	400	64	36	4000	1,5	3,8	0,278	2,718
140/70	500	200	400	64	36	4000	1,7	3,8	0,278	2,398
130/70	500	200	400	64	36	4000	1,984	3,8	0,278	2,055
120/70	500	200	400	64	36	4000	2,38	3,8	0,278	1,713
110/70	500	200	400	64	36	4000	2,976	3,8	0,278	1,37
150/70	750	300	600	96	54	6000	2,25	5,7	0,417	2,718
140/70	750	300	600	96	54	6000	2,25	5,7	0,417	2,398
130/70	750	300	600	96	54	6000	2,976	5,7	0,417	2,055
120/70	750	300	600	96	54	6000	3,572	5,7	0,417	1,713
110/70	750	300	600	96	54	6000	4,464	5,7	0,417	1,37
150/70	1000	400	800	128	72	8000	3	7,6	0,556	2,718
140/70	1000	400	800	128	72	8000	3,4	7,6	0,556	2,398
130/70	1000	400	800	128	72	8000	3,968	7,6	0,556	2,055
120/70	1000	400	800	128	72	8000	4,762	7,6	0,556	1,713
110/70	1000	400	800	128	72	8000	5,952	7,6	0,556	1,37
150/70	1250	500	1000	160	90	10000	3,75	9,5	0,695	2,718
140/70	1250	500	1000	160	90	10000	4,25	9,5	0,695	2,398
130/70	1250	500	1000	160	90	10000	4,96	9,5	0,695	2,055
120/70	1250	500	1000	160	90	10000	5,952	9,5	0,695	1,713
110/70	1250	500	1000	160	90	10000	7,44	9,5	0,695	1,37

Додаток 2.

Результати лабораторних досліджень контуру системи опалення в теплообміннику змієвидного типу на дослідно-експериментальному стенді

1. $Q_{от} = G_c \cdot 4200(T_1 - T_2) \cdot кг/с = W_{от} \cdot 4200(T_{10} - T_{20})$; 2. $(T_{10} - T_{20}) = \frac{Q_o}{W_{от} \cdot 4200}, ^0C$; 3.

$K = \frac{Q_{от}}{F_{зм}^{от} \cdot \Delta t_{ср}}$ [Вт/м²ºС];

№ п/п	$W_{от}$ кг/с	$G_{с,}$ кг/с	$\omega_{от,}^{тр}$ м/с	$\omega_c^{м.тр.}$ м/с	T_1, ºС	T_2, ºС	$\Delta t_{ср}$ ºС	$Q_{от}$ Вт	К, Вт/(м²·°С)	$\omega_{от,}^{тр}$ / $\omega_c^{м.тр.}$	$W_{от}$/ $G_{с,}$
1	0,075	0,181	0,239	0,576	80	64	38,6	12163	1180	0,415	0,414
		0,305	0,239	0,970	80	68	48,8	15372	1330	0,246	0,245
		0,375	0,239	1,224	80	69	55	17325	1410	0,195	0,2
		0,430	0,239	1,369	80	71	51,6	16254	1575	0,175	0,174
2	0,125	0,181	0,398	0,576	80	57	33,3	17485	1700	0,690	0,690
		0,305	0,398	0,970	80	60	48,8	25620	1825	0,410	0,41
		0,375	0,398	1,224	80	62	54,0	28350	1970	0,325	0,333
		0,430	0,398	1,369	80	64	55,04	28896	2110	0,290	0,29
3	0,153	0,181	0,487	0,876	80	57	27,2	17485	1795	0,845	0,845
		0,305	0,487	0,970	80	60	39,85	25620	1945	0,502	0,50
		0,375	0,487	1,224	80	62,5	42,89	27562	2130	0,398	0,41
		0,430	0,487	1,369	80	64	44,97	28896	2280	0,356	0,356
4	0,295	0,181	0,938	0,576	80	57,5	13,80	17104	2120	1,628	1,63
		0,305	0,938	0,970	80	59,5	21,19	26260	2500	0,967	0,967
		0,375	0,938	1,224	80	62	22,88	28350	2720	0,766	0,766
		0,430	0,938	1,369	80	63	24,77	30702	2810	0,685	0,685
5	0,433	0,181	1,379	0,576	80	56	10,03	18245	2395	2,390	2,39
		0,305	1,379	0,970	80	59	14,79	26901	2710	1,421	1,42
		0,375	1,379	1,224	80	61	16,45	29925	2910	1,127	1,15
		0,430	1,379	1,369	80	62	17,87	32508	3170	1,007	1,007

Додаток 3.

Показники роботи досвідчено-промислової підігрівально-акумуляторної установки з багатоконтурними ТО змієвикового типу (температура первинного теплоносія t_1 = 74.77°С)

Час		Температура мережевої води, °С		Температура води, що нагрівається, °С		Витрата водопровідної води, кг/ч	Втрати натиску м вод. стовпа		Тиск, МПа		Величина миттєвої витрати за свідченнями ДСР1- 02, кг/ч
година	хв.	на вході	на виході	на вході	на виході		по мережевій	по нагр. воді	у теплові й мережі	у водопровод і	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	30	74	46	5	51	405	0,55	0,55	0,47	0,35	506
1	00	74	47	5	52	860	0,54	0,84	0,46	0,34	210
1	30	74	47	5	52	860	0,54	0,84	0,45	0,34	215
2	00	74	47	5	52	148	0,54	0,31	0,45	0,35	175
2	30	74	47	5	52	145	0,53	0,31	0,45	0,35	175
3	00	74	47	5	52	145	0,53	0,31	0,44	0,35	160
3	30	74	47	5	52	145	0,35	0,31	0,44	0,35	175
4	00	74	47	5	52	140	0,53	0,31	0,44	0,35	180
4	30	74	47	5	52	140	0,53	0,31	0,44	0,36	185
5	00	74	47	5	52	140	0,52	0,31	0,44	0,36	190
5	30	74	48	5	53	145	0,52	0,31	0,44	0,36	205
6	00	75	48	5	53	255	0,52	0,43	0,45	0,35	330
6	30	75	48	5	53	255	0,52	0,43	0,45	0,35	340
7	00	75	48	5	53	405	0,53	0,55	0,45	0,35	535
7	30	75	48	5	53	410	0,53	0,55	0,45	0,32	565
8	00	75	48	5	53	700	0,55	1,6	0,45	0,31	860
8	30	75	48	5	53	700	0,55	1,6	0,45	0,31	860
9	00	75	48	5	53	625	0,56	1,5	0,46	0,31	720
9	30	75	48	5	53	625	0,56	1,5	0,46	0,32	730

10	00	74	47	5	52	587	0,56	1,4	0,46	0,32	685
10	30	74	47	5	52	587	0,56	1,4	0,46	0,32	685
11	00	74	47	5	52	475	0,56	0,8	0,46	0,32	535
11	30	74	47	5	52	475	0,56	0,8	0,46	0,33	545
12	00	75	48	5	53	287	0,54	0,48	0,45	0,33	345
12	30	75	48	5	53	288	0,54	0,48	0,45	0,33	355
13	00	75	48	5	53	250	0,54	0,43	0,45	0,33	330
13	30	75	48	5	53	250	0,54	0,43	0,45	0,33	330
14	00	76	49	5	54	213	0,54	0,49	0,45	0,33	290
14	30	76	49	5	54	212	0,54	0,49	0,45	0,35	295
15	00	76	49	5	54	175	0,54	0,44	0,44	0,35	225
15	30	76	49	5	54	175	0,53	0,44	0,44	0,35	240
16	00	76	49	5	54	176	0,53	0,44	0,44	0,35	245
16	30	76	49	5	54	176	0,53	0,44	0,44	0,35	250
17	00	77	50	5	55	215	0,53	0,12	0,45	0,35	320
17	30	77	50	5	55	216	0,53	0,12	0,45	0,35	420
18	00	77	50	5	55	360	0,54	0,5	0,45	0,33	405
18	30	77	50	5	55	360	0,54	0,5	0,45	0,33	450
19	00	77	50	5	55	820	0,56	2,8	0,46	0,33	940
19	30	77	50	5	55	820	0,56	2,8	0,46	0,32	955
20	00	77	48	5	53	1160	0,57	6,6	0,46	0,32	1305
20	30	77	48	5	53	1160	0,57	6,6	0,46	0,31	1375
21	00	77	47	5	52	1263	0,58	6,7	0,46	0,31	1470
21	30	77	46	5	51	1263	0,58	6,8	0,46	0,35	1408
22	00	77	45	5	50	1600	0,59	11,6	0,47	0,35	1802
22	30	76	44	5	49	1600	0,59	11,6	0,47	0,33	1870
23	00	76	43	5	48	740	0,56	1,7	0,47	0,35	885
23	30	75	44	5	49	740	0,56	1,7	0,47	0,35	920
24	00	75	45	5	50	405	0,55	0,55	0,47	0,35	545

Додаток 4

Зміна термічного і эксергетичного ККД в трьохконтурному ТО залежно від параметрів гріючого теплоносія при $T_{ОС}$ = 250К

№ п/п	Основні характеристики теплоносія	Обознач.	Варіанти зміни технологічних чинників					
			1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Кількість теплоти, кДж/с	Q_1^1	1370,6	1370,6	1370,6	1370,6	1370,6	1370,6
		Q_2^1	786,2	786,2	786,2	786,2	786,2	786,2
		Q_3^1	584,4	584,4	584,4	584,4	584,4	584,4
2	Витрата, кг/с	$G_2^{/}$	2,34	2,6742	3,12	3,744	4,68	6,24
		$G_3^{/}$	1,74	1,9885	2,32	2,784	3,48	4,63
		$\sum G^{/}$	4,08	4,662	5,44	6,528	8,16	10,87
		$G_2^{//}$	7,48	7,48	7,48	7,48	7,48	7,48
		$G_3^{//}$	2,53	2,53	2,53	2,53	2,53	2,53
3	Температура, ·°С	$t_1^{/}$	150	140	130	120	110	100
		t_1^{ll}	70	70	70	70	70	70
		t_{20}^{l}	95	95	95	95	95	95
		t_{20}^{ll}	70	70	70	70	70	70
		t_3^{ll}	5	5	5	5	5	5
		t_3	60	60	60	60	60	60
4	Середні температури, °С	$t_{1.ср}$	110/ 71,25	105/ 68,75	100/ 66,25	95/ 63,75	90/ 61,25	85/ 58,73
		$t_{2.ср}$	82,5	82,5	82,5	82,5	82,5	82,5
		$t_{3.ср}$	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5
5	Теплоємкість, кДж/(кг·°С)	ср(	4,25	4,237	4,226	4,218	4,210	4,206
		ср to	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
		ср tг	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19
6	Ентальпія (кДж/кг)	Jt_1^l	632,2	589,1	546,3	503,7	461,32	419,06
		Jt_2^{ll}	292,97	292,97	292,97	292,97	292,97	292,97
		Jt_2^{l}	397,99	397,99	397,99	397,99	397,99	397,99
		Jt_2^{ll}	292,97	292,97	292,97	292,97	292,97	292,97
		Jt_3^{l}	21,01	21,01	21,01	21,01	21,01	21,01
		Jt_1^{ll}	251,09	251,09	251,09	251,09	251,09	251,09
7	Ентропія, (кДж/кг·К)	St_1^{l}	1,8416	1,7391	1,6344	1,5276	1,4185	1,3069
		St_2^{ll}	0,9548	0,9548	0,9548	0,9548	0,9548	0,9548

		St_2^l	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
		St_2^{ll}	0,9548	0,9548	0,9548	0,9548	0,9548	0,9548
		St_3^l	0,0762	0,0762	0,0762	0,0762	0,0762	0,0762
		St_3^{ll}	0,8310	0,8310	0,8310	0,8310	0,8310	0,8310
8	Ексергія (кДж/кг)	Et_1^l	171,8	154,35	137,7	121,8	106,7	92,335
		Et_2^{ll}	54,27	54,27	54,27	54,27	54,27	54,27
		Et_2^l	85,49	85,49	85,49	85,49	85,49	85,49
		Et_2^{ll}	54,27	54,27	54,27	54,27	54,27	54,27
		Et_3^l	1,96	1,96	1,96	1,96	1,96	1,96
		Et_3^{ll}	43,34	43,34	43,34	43,34	43,34	43,34
9	Термічний ККД	$\eta_{(t}$	0,9755	0,9791	0,9827	0,9849	0,9863	0,9876
10	Енергетичний ККД	$\eta_{(e}$	0,7058	0,7181	0,7457	0,7677	0,7911	0,8181

Додаток 5

УКРАЇНА UKRAINE

ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 50996

КАНАЛІЗАЦІЙНА СКЛОПЛАСТИКОВА ТРУБА

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **25.06.2010.**

Голова Державного департаменту інтелектуальної власності М.В. Паладій

Додаток 6

УКРАЇНА

ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 72193

СИМЕТРИЧНИЙ РОЗБІРНИЙ ТЕПЛООБМІННИК ЗМІЙОВИКОВОГО ТИПУ ДЛЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **10.08.2012.**

Перший заступник Голови
Державної служби
інтелектуальної власності України О.В. Янов

Додаток 7

УКРАЇНА

ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 72193

СИМЕТРИЧНИЙ РОЗБІРНИЙ ТЕПЛООБМІННИК ЗМІЙОВИКОВОГО ТИПУ ДЛЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **10.08.2012.**

Перший заступник Голови
Державної служби
інтелектуальної власності України О.В. Янов

Додаток 8

УКРАЇНА

ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 81831

БАГАТОКОНТУРНИЙ ТЕПЛООБМІННИЙ АПАРАТ ЗМІЄВИКОВОГО ТИПУ ДЛЯ НЕЗАЛЕЖНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 10.07.2013.

Голова Державної служби інтелектуальної власності України — М.В. Ковіня

Додаток 9

Утверждаю
Генеральный директор МРК «Теплоэнергия»
_____/Черняк С.И./
«__» _____2013г.

Акт

Внедрения материалов диссертационной работы Шитиковой Ирины Геннадиевны «Повышения эффективности эксплуатации многоконтурных теплообменников для независимых систем теплоснабжения»

Научные разработки и технические решения диссертации Шитиковой Ирины Геннадиевны стали основой для внедрения на предприятиях Межотраслевой региональной корпорации «Теплоэнергия» следующих мероприятий:

1. Разработана методика исследований сложных теплообменных процессов в ПАУ с многоконтурными теплообменниками змеевикового типа, повышающих эффективность их эксплуатации на ИТП для независимых систем отопления и горячего водоснабжения.
2. Составленные номограммы теплового расчета позволяют выбрать оптимальную конструкцию многоконтурного ТО для ПАУ на ИТП, обеспечивающих гидравлическую изолированность местных систем отопления и горячего водоснабжения от тепловых сетей.
3. Внедрение инновационных проектов в систему теплоснабжения микрорайона с помощью ИТП с ПАУ и трехконтурными ТО змеевикового типа по сравнению с ЦТП позволило получить экономический эффект около 400 тыс.грн., а также улучшить эффективность их эксплуатации и обслуживания.

Директор теплоснабжающего
предприятия ООО «Котельные больничного
комплекса» _____/Николаенко Е.Б./
(подпись)

Главный инженер монтажного
проектно-наладочного предприятия
ООО «Дивайс» _____/Оробинский В.Г./
(подпись)

Исполнительный директор
Научно-технического центра
МРК «Теплоэнергия» _____/ШведС.А./
(подпись)

Додаток 10

УКРАЇНА
ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО "ЦЕНТРЕНЕРГО"
ТРИПІЛЬСЬКА ТЕС
08720, м Україна, Обухівський район, Київська область. Телефон: (04572)6-53-59. Факс (04572)2-15-98
п/р26003305872 у ГОУ ВАТ "Державний ощадний банк України" м Київ, МФО 300465,
код СДРПОУ 22927045, інд № 229270426656, свідоцтво № 100335588 E-mail kanc@tpts.kvo.energy.gov.ua

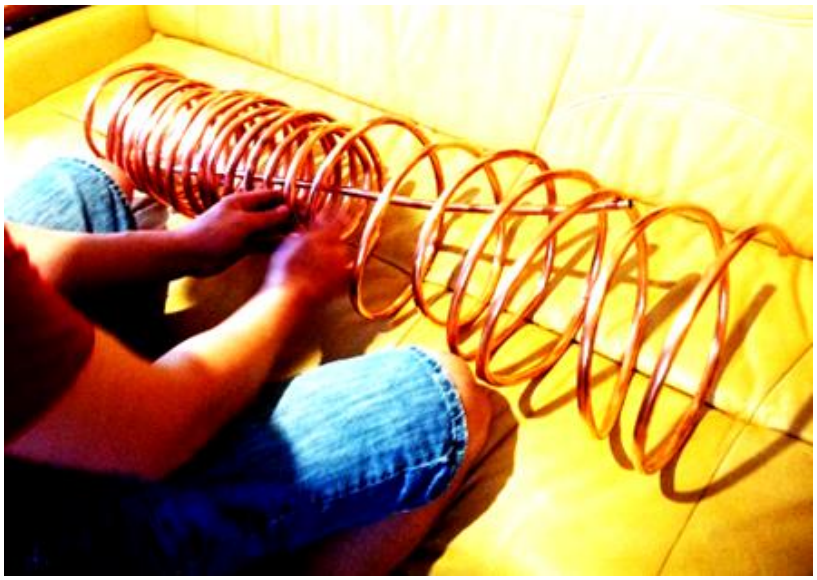
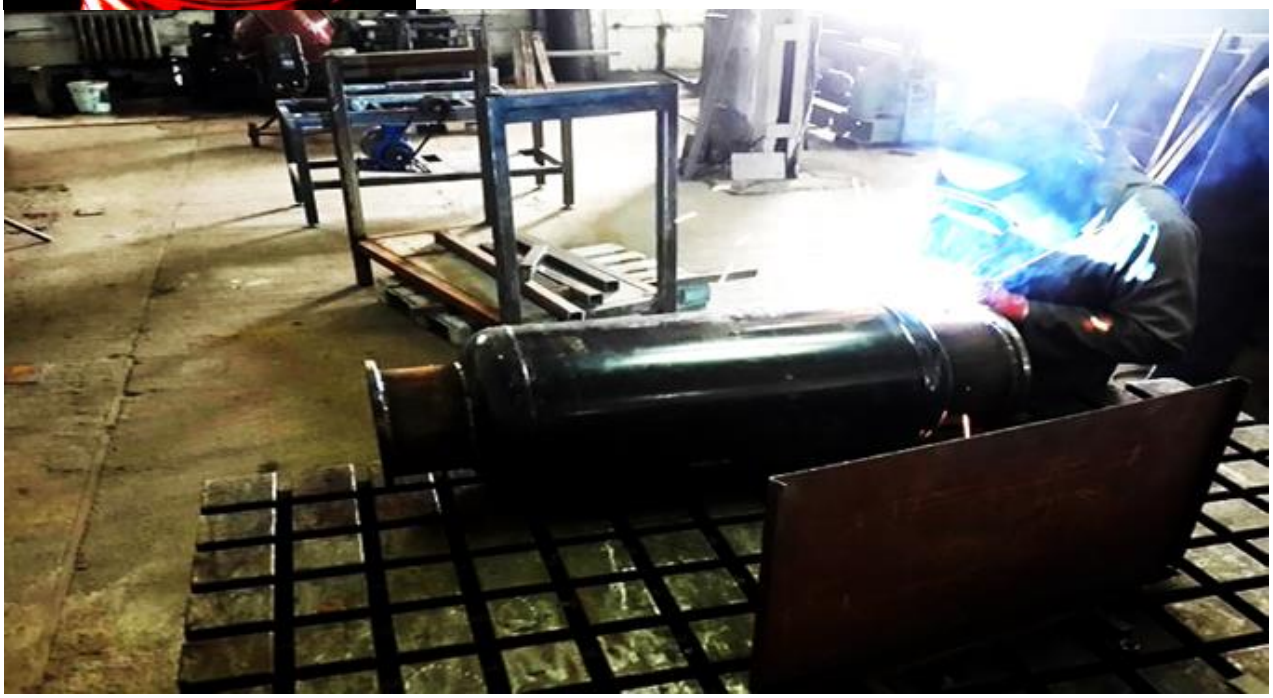
АКТ
Про впровадження результатів дисертаційної роботи
Шитікової Ірини Геннадіївни

Результати дисертаційної роботи Шитікової И.Г. за темою «Математичне моделювання та оптимізація конструкції теплообмінників змісвикового типу» (науковий керівник - доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України Трофимчук О.М), що представлена на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук, спеціальність 01.05.02 – «математичне моделювання та обчислювальні методи», впроваджені в роботу Трипільської ТЕС.

Зокрема, результати, наведені в роботі, можуть бути впроваджені для підвищення ефективності експлуатації багатоконтурних теплообмінних установок на індивідуальних теплових пунктах для незалежних систем опалення та гарячого водопостачання.

Запропонована модель теплообмінника може бути використана при реконструкції теплових пунктів та модернізації житлового фонду Київської області для вирівнювання графіку добової нерівномірності і забезпечення розподілення тепла між системами опалення та гарячого водопостачання.

Головний інженер С.І.Колесніков

Додаток 11

Процес виготовлення та монтажу дослідно-експерементального стенду