

Вінницький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет будівництва, теплоенергетики та газопостачання
(повне найменування інституту, назва факультету)

Кафедра теплоенергетики
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи
магістра
(освітній ступінь)

на тему «Система біоконверсії в тепловій схемі кондитерської фабрики»

08-11.МКР.008.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу групи ТЕ-18м
спеціальності
144 – теплоенергетика
(шифр і назва спеціальності)

Ткачук В.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник Резидент Н. В.
(прізвище та ініціали)

Рецензент _____
(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2019 року

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет будівництва, теплоенергетики та газопостачання
Кафедра теплоенергетики
Освітній ступінь магістр
Спеціальність 144 – теплоенергетика
Освітня програма «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри теплоенергетики
С.Й.Ткаченко
“ _____ ” _____ 2019 року

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Ткачуку Владиславу Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Система біоконверсії в тепловій схемі кондитерської фабрики
керівник роботи Резидент Наталія Володимирівна, к.т.н., доц.каф. ТЕ,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від «2» жовтня 2019 року № 254. Строк подання студентом роботи 26.11.2019 р.

3. Вхідні дані до роботи: тиск та температура пари на виході з котлів $P_o = 1,1$ МПа, $t_o = 184$ °С; витрата пари на технологічні споживачі $D_{лс} = 27$ т/год; витрата пари на теплофікацію $D_{мф} = 3$ т/год; ККД котлів $\eta_k = 94$ %; частка повернення конденсату від технологічних споживачів $\alpha_{зк} = 0,85$; температура зворотного конденсату 90°С; температура живильної води 104 °С; паливо – природний газ, біогаз; тривалість опалювального періоду 179 діб; тривалість міжопалювального періоду 170 діб; об'єм стоків молокозаводу 600 л/добу.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналітичний огляд джерел інформації; загальна характеристика об'єкта; аналіз роботи котельні за існуючою тепловою схемою; багатоваріантний аналіз заходів з підвищення енергоефективності котельні; теплова схема та розрахунки елементів системи біоконверсії; дослідження інтенсивності тепловіддачі до стічних вод молокозаводу; конструктивний розрахунок теплообмінника системи біоконверсії; автоматизація парової котельні; техніко – економічні показники роботи котельні після модернізації; охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): план існуючої котельні; схема котельні існуюча тепла; розріз котельні після модернізації; схема системи біоконверсії принципова тепла; пластинчастий теплообмінник (складальне креслення); функціональна схема автоматизації парової котельні; графічні залежності за результатами досліджень.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів МКР	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ. Аналітичний огляд джерел інформації	03.10.19...09.10.19	
2	Загальна характеристика об'єкта	10.10.19...13.10.19	
3	Аналіз роботи котельні за існуючою тепловою схемою	14.10.19...16.10.19	
4	Багатоваріантний аналіз заходів з підвищення енергоефективності котельні	17.10.19...25.10.19	
5	Теплова схема та розрахунки елементів системи біоконверсії	26.10.19...30.10.19	
6	Дослідження інтенсивності тепловіддачі до стічних вод молокозаводу	01.11.19...11.11.19	
7	Конструктивний розрахунок теплообмінника системи біоконверсії	12.11.19...15.11.19	
8	Автоматизація парової котельні	16.11.19...19.11.19	
9	Техніко – економічні показники роботи котельні після модернізації	20.11.19...22.11.19	
10	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	23.11.19...26.11.19	
11	Оформлення МКР	27.11.19...05.12.19	

Студент _____ **Ткачук В.С.**
(підпис) (прізвище та ініціали)Керівник МКР _____ **Резидент Н.В.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

У магістерській кваліфікаційній роботі проведений аналіз системи біоконверсії в тепловій схемі кондитерської фабрики. Здійснено аналіз шляхів підвищення енергоефективності системи, техніко-економічне обґрунтування встановлення біогазової установки.

Abstract

In the master's qualification work the analysis of the bioconversion system in the thermal scheme of the confectionery factory was carried out. The ways of increase of energy efficiency of the system, feasibility study of installation of biogas plant have been analyzed.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	11
1.1 Процеси біоконверсії.....	13
1.2 Термостабілізація БГУ	15
1.3 Енергозберігаючі системи термостабілізації БГУ	19
1.4 Висновки до розділу.....	22
2 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБЄКТА	23
3 АНАЛІЗ РОБОТИ КОТЕЛЬНІ ЗА ІСНУЮЧОЮ ТЕПЛОВОЮ СХЕМОЮ....	25
3.1 Розрахунок теплової схеми котельні	25
3.1.1 Розрахунок теплової схеми для опалювального періоду	25
3.1.2 Розрахунок теплової схеми для міжопалювального періоду	29
3.2 Перевірка основного та допоміжного обладнання.....	33
3.2.1 Перевірка насосів.....	33
3.2.2 Підбір вентилятора	35
3.2.3 Підбір трубопроводів	37
3.2.4 Розрахунки ізоляції.....	39
3.3 Техніко-економічне обґрунтування доцільності розробки.....	42
3.4 Висновки до розділу.....	46
4 БАГАТОВАРІАНТНИЙ АНАЛІЗ ЗАХОДІВ З ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КОТЕЛЬНІ	47
4.1 Багатоваріантний аналіз модернізації	48
4.2 Техніко-економічні показники роботи котельні.....	48
4.3 Висновки до розділу	55
5 ТЕПЛОВА СХЕМА ТА РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ БІОКОНВЕРСІЇ	56
5.1 Розрахунок біогазової установки.....	56
5.2 Вибір пального для спалювання біогазу	62
5.3 Висновки до розділу	67
6 ДОСЛІДЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛОВІДДАЧІ ДО СТІЧНИХ ВОД МОЛОКОЗАВОДУ	68
6.1 Експериментальна установка.....	68
6.2 Методика проведення дослідів	69
6.3 Методика обробки дослідів	70
6.4 Експериментально-розрахунковий метод у розрахунках теплообмінника БГУ.....	75
6.5 Висновки до розділу.....	77
7 КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОБМІННИКА СИСТЕМИ БІОКОНВЕРСІЇ	78
7.1 Методика теплового розрахунку пластинчастого теплообмінника	78
7.2 Результати розрахунків	83
7.3 Висновки до розділу.....	84
8 АВТОМАТИЗАЦІЯ ПАРОВОЇ КОТЕЛЬНІ	85

8.1	Опис технологічного процесу.....	85
8.2	Система автоматичного регулювання потужності котла.....	91
8.3	Система автоматичного регулювання рівня води в котлі.....	92
8.4	Система автоматичного регулювання солемісту котлової води.....	93
8.5	САР співвідношення «паливо-повітря».....	95
8.6	Система автоматичного керування LBC.....	97
8.7	Система автоматичного керування LSC.....	100
8.8	Система автоматичного керування LWC.....	102
8.9	Технологічний контроль.....	104
8.10	Технологічний захист.....	105
8.11	Висновки до розділу.....	107
9	ТЕХНИКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ КОТЕЛЬНІ ПІСЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ.....	108
10	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	112
10.1	Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта.....	112
10.1.1	Технічні рішення з безпечної організації робочих місць.....	112
10.1.2	Електробезпека.....	117
10.2	Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії.....	119
10.2.1	Мікроклімат.....	119
10.2.2	Склад повітря робочої зони.....	120
10.2.3	Виробниче освітлення.....	120
10.2.4	Виробничий шум.....	122
10.2.5	Виробничі вібрації.....	123
10.2.6	Психофізіологічні фактори.....	124
10.3	Безпека в НС.....	126
10.3.1	Оцінка можливих наслідків вибуху газу в разі виходу з ладу обладнання котельні.....	126
10.3.2	Визначення розмірів зони поширення полум'я.....	129
10.3.3	Розрахунок інтенсивності теплового випромінювання внаслідок вибуху.....	129
10.4	Висновки до розділу.....	131
	ВИСНОВКИ.....	133
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	134
	ДОДАТОК А.....	
	Додаток В.....	

ВСТУП

Актуальність роботи. В альтернативній енергетиці важливе місце займає переробка біомаси (сільськогосподарських, органічних, та побутових відходів) метановим бродінням з одержанням біогазу, в якому міститься близько 70% метану, та незаражених органічних добрив. Надзвичайно важливою є утилізація біомаси в сільському господарстві, де на різні технологічні потреби витрачається велика кількість палива та безперервно зростає потреба у високоякісних добривах. За різними підрахунками у світі зараз використовується чи розробляється близько 60 різновидів біогазових технологій. Проблеми економії палива, електроенергії, води, покращення стічних вод та зниження собівартості продукції на молокопереробних підприємствах сьогодні виходять на перший план. Найбільш ефективною вважається енергозберігаюча технологія очищення стічних вод молокопереробних заводів з одержанням біогазу в БГУ (біогазових установках) та подальша його утилізація в когенераційних установках, які дають змогу отримати електричну та теплову енергії. Проаналізувавши доступні інформаційні матеріали можна зробити висновок, що розвиток біогазових установок йде у двох напрямках. Перший – це спрощення і здешевлення установок, під час роботи яких отримання біогазу не є головною задачею порівняно з вимогами екологічної безпеки довкілля та одержання високоефективних добрив. Зазвичай такі розробки пропонуються для використання на невеликих фермерських господарствах. Другий напрям – створення високопродуктивних повнокомплектних установок на основі сучасних вдосконалень конструкції біогазових реакторів, автоматизації систем управління технологічним процесом та використання високоефективного теплотехнічного, електротехнічного і технологічного обладнання.

Зв'язок роботи з науковими програмами, темами

Тема відповідає напрямку досліджень кафедри теплоенергетики Вінницького національного технічного університету. Матеріали роботи відповідають науковій темі 82К4 «Прогнозування інтенсивності теплообміну в складних сумішах в технологічних процесах харчової та переробної промисловості» (№ державної реєстрації 0118U004586), 2018р.

Тематика роботи відповідає стратегічному напрямку інноваційної діяльності в Україні на 2011-2021р.р. – впровадження енергоефективних, ресурсозберігаючих технологій, освоєння альтернативних джерел енергії.

Мета і завдання дослідження. Підвищення енергоефективності роботи котельні та зниження техногенного навантаження на навколишнє середовище молокозаводу шляхом встановлення системи біоконверсії та дослідження теплообмінних процесів в елементах системи з використанням методу регулярного теплового режиму та експериментально-розрахункового методу.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступні завдання:

- виконати огляд джерел інформації з методів утилізації відходів молокопереробних підприємств

- виконати аналіз роботи котельні за існуючою тепловою схемою

- виконати багатоваріантний аналіз шляхів модернізації котельні

- виконати аналіз існуючих методів очищення стоків молокопереробного виробництва;

- виконати експериментальні дослідження інтенсивності теплообміну у відходах молокозаводу;

- застосувати експериментально-розрахунковий метод для конструктивного розрахунку теплообмінного обладнання системи анаеробного очищення відходів молокопереробного виробництва;

- визначити економічну ефективність впровадження біогазової установки на молокозаводі.

Об'єктом дослідження є теплообмінні процеси у стоках молокозаводу.

Предметом дослідження є методи визначення інтенсивності теплообміну в елементах системи переробки стоків молокозаводу.

Методи дослідження. В роботі використані експериментальні та теоретичні методи дослідження. Теоретичні дослідження ґрунтуються на положеннях методу регулярного теплового режиму та теорії подібності.

Науково-практична новизна:

- набуло подальшого розвитку уявлення про закономірності теплообміну в органічних відходах молокопереробних підприємств;

- удосконалено математичне моделювання систем утилізації органічних відходів з використанням біогазових установок за рахунок застосування експериментально-розрахункового методу (своє викреслити)

Практичне значення отриманих результатів. Рекомендується використання методу регулярного теплового режиму та експериментально-розрахункового методу для проектування теплообмінного обладнання в системі очищення стоків молокозаводу.

Достовірність отриманих положень магістерської кваліфікаційної роботи підтверджується порівнянням результатів отриманих методом регулярного теплового режиму з результатами за класичним методом визначення інтенсивності теплообміну в рідинах.

Особистий внесок полягає у проведенні експериментальних досліджень та виконанні розділів магістерської кваліфікаційної роботи.

Апробація результатів роботи. Основні результати роботи доповідались на Міжнародній конференції «Енергоефективність в галузях економіки України», 2017р, Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи», 2019р.

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

Одержувати газоподібне паливо можна використовуючи сонячну енергію, яка запасається в біомасі за рахунок фотосинтезної діяльності рослин. Основний спосіб отримання енергії з біомаси – анаеробне бродіння відходів, це відбувається без доступу кисню. Одержані продукти – біогаз і напіврідка маса - це газоподібне паливо та органічне добриво [1-10].

Усі підприємства, на яких є відходи органічного походження, мають вирішувати як їх утилізувати. Існуючі методи дають невеликий ефект та шкодять здоров'ю. Тому розробка високоефективних методів та засобів переробки органічних відходів є важливим. Суть анаеробного процесу переробки біомаси полягає в наступному. Коли немає кисню деякі мікроорганізми мають можливість отримувати енергію, безпосередньо переробляючи вуглеводні з'єднання, виробляючи при цьому метан CH_4 , вуглекислий газ CO_2 і попутні гази (кисень, водень, аміак, сірководень і інші) у загальній кількості складові одиниці відсотків. Отримана суміш газів називається біогазом [11-13].

Процес анаеробної переробки відходів в БГУ є перспективним. При анаеробному метанові зброджуванні гною вирішуються три важливі завдання. Перше полягає у тому, що проводиться хороший енергоносій — біогаз, який навіть без очищення від різних домішок має енерговміст від 25 до 30 МДж/м^3 (в середньому приймається 27 МДж/м^3). Другий ефект — екологічний. У збродженій масі практично виявляються знешкоджене насіння бур'янів і значною мірою ліквідуються хвороботворні мікроорганізми. Третій ефект полягає у тому, що після того, як закінчилась анаеробна обробка є змога отримати високоефективне органічне добриво підвищеної біологічної активності. При цьому його удобрювальна цінність порівняно з традиційними формами переробки (відстоювання і природна аерація, компостування) навіть поліпшується, оскільки втрати основних поживних речовин (N, P, K) невеликі. Переробка гною здійснюється в

біогазових установках (БГУ). У країнах Західної Європи налічується кілька тисяч середніх та великих біогазових установок. У країнах Азії, таких як Китай та Індія, експлуатуються десятки мільйонів дрібних, так званих сімейних БГУ [14-16].

Біогаз, який отримують з різних органічних матеріалів, відрізняється своєю теплотворністю: газ сільськогосподарських, побутових відходів та газ стічних вод. В нього найбільша теплотворність серед газів, які знаходяться перед природним газом. Біогаз який одержується з органічної біомаси, не залежно від походження, складає істотну конкуренцію за рахунок того що має низьку вартість біомаси. Виробництво електроенергії з подальшим постачанням до електричної мережі є головним домінуючим напрямом енергетичного використання біогазу. Протягом останнього десятиліття набули інтенсивного розвитку проекти виробництва біометану з наступним закачуванням у мережі ПГ. Біометан подається у розподільчій мережі під тиском нижче 16 бар.

Нині біометан виробляють у п'ятнадцяти європейських країнах. Подача біометану в мережу відбувається в 11 країнах (Чехія, Німеччина, Австрія, Фінляндія, Данія, Люксембург, Франція, Норвегія, Нідерланди, Великобританія, Швеція). У 12 європейських країнах (Данія, Фінляндія, Австрія, Чехія, Німеччина, Франція, Угорщина, Ісландія, Швеція, Великобританія, Італія, Нідерланди) біометан використовують як моторне паливо (у тому числі як у вигляді суміші з ПГ), а також для виробництва тепла (в чистому вигляді або у суміші з ПГ). На сьогоднішній день кількість біометанових станцій у країнах Європи досягла 250 одиниць, з яких 200 станцій подають БМ в мережу ПГ.

Біогазові технології залежать від сировини та її попередньої обробки [17].

Біогаз, в якому є в основному метан, використовують не тільки як паливо, але і як джерело одержання метану з CO_2 для споживачів [18-20]. В

[21-29] розглядаються варіанти схем і технічні характеристики БГУ, режими перемішування, матеріали з яких виготовляють БГУ, будівництво.

Складовими установки є реактор, газгольдер, ємності для свіжої та збродженої сировини, теплообмінні пристрої, трубопроводи. Аналізуючи літературні дані, зроблено висновок, що при низьких температурах навколишнього середовища в існуючих схемах БГУ частка вироблення біогазу буде низька.

Розглянуто огляд технології газифікації [18]. В [17, 31-33] виконано аналіз механізмів які регулюють розвиток біоенергетики в ЄС та США. В [37-38] розглядаються різні типи анаеробних реакторів.

В [40] описуються основні види біопалива в Україні та систематизовано інформацію з конструкції водогрійних котлів і апаратів різних потужностей, які використовують природний газ як паливо.

В [41] авторами розроблена методика, що дозволяє оцінити показники емісії парникових газів на основі системного підходу й з урахуванням життєвого циклу системи, а саме включаючи процеси видобутку палива, транспортування, переробки й спалювання. Соціальні та економічні аспекти альтернативної енергетики проаналізовано в [39]. В [40] описані екологічні проблеми утилізації біогазу в системах біоконверсії та розглянено деякі методи їх вирішення. Досліджено показники роботи котла при процесі спалювання біогазу з природним газом [44]. В [46-49] систематизовано особливості конструювання котлів для використання біогазу як палива та запропоновано варіанти збільшення ефективності подальшого спалювання біогазу. Методика розрахунку описана в [50].

1.1 Процеси біоконверсії

Анаеробна ферментація - процес, при якому перетворюється біомаса без доступу повітря при участі бактерій. З оброблюваної біомаси одержується, в основному, метан та залишки перероблення у вигляді добрив.

Протягом процесу анаеробної ферментації складні органічні речовини розкладаються на CH_4 і CO_2 та утворюється біогаз у вигляді суміші метану і вуглекислого газу, де на частку метану припадає до 70%. Процес анаеробного зброджування біомаси проходить без доступу кисню в спеціальних реакторах-метантенках, де максимальне виділення метану забезпечує їх конструкція. Дуже важливим в процесі анаеробного зброджування є утворення оптимальних технологічних умов у реакторі метантенку: надходження кисню, температури, достатньої концентрації живильних речовин, відсутності або низької концентрації токсичних речовин, допустимого значення рН. Розкладання органічних речовин на вуглекислий газ і метан проходить при загальній дії 3 основних груп бактерій:

Перша група - ферментативні бактерії – які гідролізують первинний субстрат (ліпіди, полісахариди, протеїни) з утворенням кінцевих продуктів (у вигляді оцтової кислоти та інших насичених жирних кислот, вуглекислого газу і водню).

Друга група - облигатні оцетогенні бактерії - утворюють оцтову кислоту та водень (іноді і вуглекислий газ) з кінцевих продуктів які входять в першу групу.

Третя група - метаногенні бактерії, які відновлюють вуглекислий газ до метану і розщеплюють оцтову кислоту до вуглекислого газу та метану, споживаючи утворений іншими бактеріями водень. Велике значення має остання реакція, так як 70 % метану, отриманого від анаеробної ферментації, створюється за допомогою метилової групи оцтової кислоти. У деяких випадках є ще одна група бактерій, яка бере участь у оцетогенній гідрогенізації.

Біореактори, що працюють в термофільному режимі є найбільш ефективними ($43\text{--}62^\circ\text{C}$). У таких реакторах (з триденною ферментацією гною) виходить близько 4,5 літрів на кожен літр корисного об'єму установки.

Сучасні біогазові анаеробні установки складаються з таких основних систем:

- системи підготовки та подачі сировини до біореактора;
- метантенка (біореактора) з системою підтримання сталої температури та іншими комплектуючими пристроями;
- системи зберігання та використання біогазу;
- системи вивантаження та транспортування шламу.

1.2 Термостабілізація БГУ

При заданих температурних режимах: мезофільному, кріофільному, та термофільному [3 - 5] відбувається анаеробне перероблення органіки з метою отримання біогазу. Дані режими важко підтримувати з оптимальними параметрами, особливо за від'ємних температурах. Інтенсифікація та термостабілізація процесу анаеробного бродіння також забезпечуються шляхом зниження теплових втрат через захисні конструкції БГУ.

Під час виробництва біогазу методом анаеробного бродіння органіки репродуктивна та метаболічна здатність мікроорганізмів знаходяться в функціональній залежності від температури у реакторі БГУ. На об'єм газу, який отримується із деякої кількості органічної речовини на протязі заданого часу у реакторі, а також на технологічний час процесу зброджування, який необхідний для того, щоб вивільнити певну кількість газу при відповідній температурі, впливає температура [40].

Розрізняють режими зброджування (залежно від температурного інтервалу, який підтримується в БГУ у процесі роботи [11, 30]:

- кріофільний ($T < 23^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{опт}} = 20^{\circ}\text{C}$);
- мезофільний ($T = 25 \dots 45^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{опт}} = 32 \dots 42^{\circ}\text{C}$);
- термофільний ($T = 45 \dots 55^{\circ}\text{C}$; $T_{\text{опт}} = 48 \dots 51^{\circ}\text{C}$).

Спеціального підігріву субстрату не потребує кріофільний режим зброджування, він проходить за температури навколишнього середовища та використовується у країнах з теплим кліматом на невеликих індивідуальних установках.

Численними дослідженнями і практикою експлуатації установок підтверджено, що мезофільний режим зброджування проходить найбільш інтенсивно в інтервалі температур 32...42°C [3, 61]. В цей час, більш активніше «працюють» метаногенні бактерії і утворюють максимальну кількість біогазу. Підігрів та підтримання сталої температури зброджування здійснюється, в основному, прокачуванням нагрітої води, через теплообмінники, які змонтовані в БГУ. Нагріта вода одержується в котлоагрегаті, і використовує для його роботи частину утвореного біогазу, витрати якого становлять 30 – 40% від загального виходу.

Можливість одержувати максимальну кількість біогазу дає термофільний режим і це за короткий термін зброджування. Вдвічі вище інтенсивність зброджування, а час знаходження субстрату в БГУ менший в двічі, ніж при мезофільному.

Отже, отримання складових теплового балансу БГУ та теплових втрат через захисні конструкції за різних режимів зброджування в залежності від зовнішніх температур є актуальною задачею.

З рівняння теплового балансу (1.1) БГУ умови оптимізації складових цього рівняння для забезпечення заданого процесу анаеробного бродіння такі.

Теплота, яка йде на термостабілізацію потребує додаткових витрат енергоносіїв при процесі регулювання реакцій анаеробного бродіння у біогазовому реакторі [8, 9]. Вони мають бути мінімальними, тобто прагнути нуля:

$$\partial \rightarrow 0 \quad (1.1)$$

Для забезпечення оптимального процесу бродіння і зменшення енерговитрат на процес термостабілізації, втрати теплоти із реактора в навколишнє середовище теж повинні бути мінімальні.

$$\alpha_T F_B (T_B - T_3) \rightarrow \min \quad (1.2)$$

Теплота, яка акумулюється в середовищі біогазової установки, повинна отримати оптимальне значення при відповідному режимі зброджування для того, щоб забезпечити найбільшу продуктивність БГУ:

$$m_B c_m \cdot \frac{d}{dt} \cdot \Delta T \rightarrow \text{opt} \quad (1.3)$$

Зменшення втрат теплоти внутрішнього середовища реактора у навколишнє зовнішнє середовище через конструкції корпусу установки є одним з варіантів оптимізації складових рівняння ТБ (3.4) біогазової установки [32, 33]. Ці прямо пропорційно залежать від коефіцієнта теплопередачі α_0 матеріалу захисних конструкцій реактора. Для того, щоб оптимізувати складову теплового балансу, яка показує втрати тепла у навколишнє середовище, коефіцієнт теплопередачі матеріалу α_0 повинен наближатись до свого мінімального значення:

$$Q_0 \rightarrow \min$$

Величина теплових втрат із внутрішнього середовища Q_B (Вт) характеризується термічним опором матеріалу захисної конструкції, різницею температур між зовнішнім та внутрішнім середовищем реактора та

обчислюються за допомогою формули [34]:

$$Q = \alpha_0 (T_B - T_3) \cdot \eta \cdot F_B \cdot \eta_K \quad (1.5)$$

Де $\alpha_0 = \frac{1}{R}$ – коефіцієнт теплопередачі захисних конструкцій реактора, Вт/(м²·°C);

R – термічний опір теплопередачі матеріалу захисної конструкції та тепловіддачі з обох боків захисних конструкцій, (м²·°C)/Вт;

(T_B - T₃) – розрахункова різниця температур між внутрішньою та зовнішньою температурами, °C;

η₁ – поправковий множник, що враховує зменшення розрахункової різниці температур для захисних конструкцій біогазової установки (для даного випадку n = 1);

F_A – площа поверхні захисної конструкції біогазової установки, м² (ведеться розрахунок для F_A = 1 м²);

η_n – коефіцієнт, що враховує додаткові тепловтрати, які можуть помітно змінюватися від впливу сонячного випромінення, інфільтрації та ексфільтрації, η_n = 1.

Таким чином, з врахуванням наведених припущень щодо роботи біогазового реактора, формула () матиме вигляд:

$$Q_A = \frac{\Delta Q}{R} \quad (1.6)$$

Енергетичні властивості біогазу. Продукт анаеробного бродіння – біогаз – є багатокомпонентним газом, склад якого варіюється залежно від вихідної сировини, умов та часу бродіння. Основними компонентами біогазу є метан (50...70%), вуглекислий газ (25...45%). Також до складу входять сірководень та водень, загальна частка яких не перевищує 3%. Рівень баластових домішок в біогазі сягає рівня 50%, які не тільки перешкоджають використанню газу, але і шкодять обладнанню, трубопроводам та газгольдерам.

Об'ємна теплота згоряння – 21,5 МДж/м³, Границя спалахування у повітрі – 6...12 %, Температура займання – 650...750 °С, Критичний тиск біогазу – 7,5 МПа, Критична температура – -2,5 °С, Нормальна густина – 1,2 кг/м³.

Розраховувати вихід біогазу можна за методиками [38, 50].

1.3 Енергозберіжні системи термостабілізації БГУ

Підсистеми термостабілізації біоконверсії характеризуються невизначеністю вхідних умов. Це пов'язано з великою різноманітністю робочих середовищ, в яких змінюються протягом часу їх теплофізичні властивості. Також впливає велика кількість факторів, які не завжди можливо врахувати. Трифазні колоїдно-дисперсні системи є основними робочими середовищами. Їх складовими частинами є тверда та рідка фази та утворений в результаті біохімічних процесів газ. Ці процеси протікають в робочих середовищах [63–73]. Теплообмін в системах біоконверсії залежить від складності та різноманітності умов, в яких він проходить.

Для виробництва біогазу використовуються такі органічні відходи: зернова і післяспиртова барда, буряковий жом, відходи від виробництва пива, фекальний осад, трава, відходи з рибного і забійного цеху, побутові відходи, субстрати свиней, ВРХ, послід курей, відходи молокозаводів – солонка і солодка молочні сироватки, відходи від виробництва біодизелю – тех. Гліцерин виробництва біодизелю з рапсу, відходи від виробництва соків – жми ягідний, фруктовий, овочевий, виноградна вижимка, мезга і сироп,

відходи після переробки картоплі та з виробництва чіпсів –кавова пульпа, шкурки.

Органічні суміші використовуються в різних співвідношеннях для різних температур та вологості. Комбінації сумішей являють собою грубодисперсні, тонкодисперсні і колоїдні системи. Також потрібно враховувати такі умови: розшарування з часом, вплив бродіння на теплообмін та гідродинаміку; вплив гравітаційних потоків на розшарування та залежність швидкості осадження частинок від концентрації дисперсної системи. Різне конструктивне виконання має поверхню теплообміну теплопередаточного елемента яка розміщується в біореакторі як у зоні осаду, так і в зоні де є понижена концентрація.

Не має інформації про теплофізичні властивості відходів з точністю, яка потрібна для того, щоб мати можливість коректно застосовувати критеріальні рівняння. В наявності є лише обмежена інформація яка стосується теплофізичних характеристик, але є суттєві розбіжності.

В системах біоконверсії починаються різні режими теплообміну, які залежать від: а) середньої концентрації сухих речовин в об'ємі; б) розташування теплообмінника; в) температурних напорів; г) режимів зброджування.

З аналізу [78–81] можна зробити висновок, що в підсистемах термостабілізації біоконверсії реалізуються, в основному, такі режими:

- вимушена конвекція в круглих трубах та кільцевих каналах, ламінарний режим течії. В умовах теплообміну мають місце дві форми ламінарного руху – в'язкісний та в'язкісно-гравітаційний;
- постійна вимушена конвекція яка виникає біля горизонтальних труб;
- вільна конвекція біля горизонтальних труб – перехідний, ламінарний режими;

- вільна конвекція біля вертикальної стінки – турбулентний та перехідний режими.

З вище наведеного бачимо, що на багатоманітність композицій сумішей, гідродинамічних режимів та теплообмінних поверхонь накладається різноманітність режимів теплообміну. Вкрай обмежені експериментальні дослідження теплообміну в субстратах систем біоконверсії [78, 79, 82].

Також змінюються теплофізичні властивості субстратів. Вони залежать від часу та умов зберігання перед завантаженням в біогазові установки. Через невизначеність умов вимагається розробка оригінальних методів розрахунку та специфічних методів замикання мат.моделей в процесах термостабілізації в обладнанні БГУ.

В основному, в біогазових установках використовуються трубчасті теплообмінні апарати, в яких теплоносієм – гаряча вода з температурою менше 60 °C [21]. Велику частину об'єму реактора займає нагрівальний пристрій, тому що низькі температурні напори (від 1°C до 3°C) [83] вимагають встановлення теплообмінних апаратів з великою площею поверхонь, також невеликою інтенсивністю характеризується вільноконвективний теплообмін з боку зовнішньої стінки труби. Крім ТА в реакторах розміщують іммобілізаційні та перемішуючі пристрої, тому через збільшення поверхні теплообміну, збільшуються витрати на матеріали, конструкція стає більш складною та ремонт вбудованого в реактор устаткування також ускладнюється.

За допомогою теплообмінних апаратів, які розміщують поза реактором, забезпечується підігрів сировини, який використовується для збродження. Але вони мають застосовуватись лише разом із системою примусової циркуляції сировини. Це потрібно для того, щоб запобігти відкладень твердих частинок на поверхні теплообмінника. В даному випадку застосовуються теплообмінника типу труба в трубі, кожухотрубні та зміювикові з вимушеною циркуляцією сировини. Даний спосіб нагрівання

має переваги, адже завдяки циркуляції нової порції і перемішуванню субстрату в реакторі різниця температур між середовищем і порцією що подається буде малою. Система вимушеної циркуляції вимагає підвищення затрат на електроенергію, але водночас вирівнює поле температур в об'ємі реактора і це інтенсифікує процес біоконверсії.

Шляхи вдосконалення устаткування для інтенсифікації процесу анаеробного бродіння субстрату в біогазових установках

Необхідно дотримувати межі температурних режимів та температурної стабілізації, рівномірний прогрів середовища, відсутність зон переохолодження та перегрівання [31, 42, 48]. Це вимагається мікробіологічними особливостями протікання процесу анаеробного зброджування.

Для одержання необхідної для процесу бродіння температури і можливості підтримування її на одному (сталому) рівні, потрібно перш за все підігріти субстрат до необхідної температури, який подається до реактора. Для компенсації теплових втрат підводиться додаткова теплота до субстрату в пристрої, який підживлює реактор, або у його робочому середовищі. Маючи можливість, необхідно поєднувати інтенсивне перемішування субстрату з підведенням теплоти до реактора, тому що перепади температур негативно впливають на проходження біологічного процесу анаеробного бродіння. Також, у системах підведення теплоти необхідно передбачати, щоб на теплопередаючій поверхні не було відкладень твердих частинок субстрату. Наприклад, рекомендована висока швидкість руху субстрату відносно тепло передаючих поверхонь або поверхні, які легко очищуються.

1.4 Висновки до розділу

В даному розділі розглянуто процеси біоконверсії, описано режими зброджування та енергетичні властивості біогазу. Потрібно дотримувати межі температурних режимів та температурної стабілізації, рівномірний прогрів середовища.

2 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА

Котельня призначена для забезпечення виробництва насиченою паром, вироблення теплоносія-води з параметрами 95-80°C для потреб опалення і вентиляції споживачів фабрики, а також для вироблення гарячої води з температурою 55°C для господарсько-побутових потреб.

В даній котельні встановлено парові котли типу Logano SHD815WT 12000x16 з високим коефіцієнтом корисної дії (до 95%). Паропродуктивність встановлених котлів становить 12 т/год з робочим тиском пари 1,1 МПа. Сумарна розрахункова потреба в тепловій енергії 7,850 МВт.

Система КВПтаА котельні дає змогу повністю контролювати роботу газових вузлів та параметри роботи котла.

Насичена пара із заданими автоматикою котла параметрами через розподільчий колектор (парову гребінку) подається в існуючі паропроводи на технологічні установки фабрики.

Зворотній конденсат від виробничих паровикористовуючих ТУ (технологічний установок) по існуючій схемі в кількості - 90 % повертається назад на котельню на станцію збору конденсату та подається насосною групою у два баки обсягом по 3,2м та 8м і далі, в деаераторний бак об'ємом 15м³.

З деаераторного баку живильна вода подається на живлення парового котла Logano SHD815 WT 12000x16 за допомогою двох котлових живильних насосів CRI5-I4XK-F-A(Grundfos).

Живильна вода з деаератора використовується також для живлення існуючих котлів та підживлення контуру води, що гріється, від пароводяних теплообмінників системи опалювання та системи приготування технологічної води 95-80 С.

Продувка парового котла Logano SHD815 WT 12000x16 проводиться автоматично, за встановленими автоматикою котла параметрам (в процесі

режимної наладки), виконавчий орган клапану продування котла обладнаний пневмоприводом, для роботи пневмопривода продувального клапана котла поршневий повітряний компресор «Aircast» з робочим тиском 6 бар.

Обессолення парового котла проводиться в автоматичному режимі, автоматикою котла, виконавчий орган - клапан з електроприводом.

Для охолодження продувної води від парового котла Logano SHD815 WT 12000x16 та існуючих парових котлів перед скиданням в каналізацію передбачений охолоджувальний колодязь, в якому відбувається охолодження продувної води до 40 С перед скиданням у каналізаційну мережу фабрики.

Газопостачання котельні здійснюється від газопроводу середньою тиску. Вузол комерційною обліку газу знаходиться у складі ГРУ. Тиск газу на вузлі обліку 0,15 МПа.

Газопостачання котла передбачено від існуючого газопроводу середнього тиску газу, з місцем підключення в розподільчий газопровід котельні.

Котел Logano SHD815 WT 12000x16 укомплектований пальником фірми Weishaupt G70/3-A ZM-NR з газовим мультиблоком MBC 500 Ду80 з двома електромагнітними клапанами, фільтром, датчиком реле тиску, серворегулятором, регулятором співвідношення газ-повітря. На котлі передбачений технологічний (агрегатний) облік газу, який здійснюється газовим лічильником «Курс-01» з ультразвуковим витратоміром. Робочий тиск газу перед газовим обладнанням котла – 20 кПа.

Як паливо на котлі використовується природний газ із середніми теплотехнічними характеристиками. Водопостачання котельні забезпечується за окремою схемою технічною водою та водою питної якості. Технічна вода використовується для роботи хімоводоочищення, охолодження стічних вод котельні до температури не більш 40 С та для внутрішнього пожежогасіння. Вода питної якості використовується на господарсько-побутові потреби. Відведення стічних вод від побутових приміщень котельні проводиться по існуючій схемі в систему побутової каналізації заводу.

3 АНАЛІЗ РОБОТИ КОТЕЛЬНОЇ ЗА ІСНУЮЧОЮ ТЕПЛОВОЮ СХЕМОЮ

3.1 Розрахунок теплової схеми котельні

3.1.1 Розрахунок теплової схеми для опалювального періоду

Вхідні дані:

- тиск та температура пари на виході з котлів: $P_0 = 1,1$ МПа, $t_0 = 184$ °С;
- тиск та температура пари на споживачі $P_{сп1} = 1,1$ МПа, $t_{сп1} = 184$ °С.

Витрата пари на:

- технологічні споживачі 1 – $D_{сп1} = 7,5$ кг/с;
- теплофікація взимку – $D_{тф} = 0,83$ кг/с;

Частка повернення конденсату від:

- технологічного споживача 1 – $0,85 \cdot D_{сп1}$;
- температура зворотного конденсату – $t_{к1} = 90$ °С; $t_{тф} = 90$ °С.

Температура живильної води: $t_{жв} = 104$ °С.

Температура додаткової води: $t_{дв} = 5$ °С.

За допомогою таблиць властивостей води і водяної пари [5] визначаємо ентальпії потоків пари, конденсату і води:

$$h_0 = h_{сп1} = 2781 \text{ кДж/кг}; \quad h_{тф} = h_d = 2781 \text{ кДж/кг}; \quad h'_{к1} = 377 \text{ кДж/кг}; \\ h'_{тф} = 377 \text{ кДж/кг}; \quad h'_{жв} = 435,8 \text{ кДж/кг}; \quad h'_{дв} = 21 \text{ кДж/кг}; \quad h'_{кв} = 798,3 \text{ кДж/кг}.$$

Розрахунки схеми та підбір обладнання виконаємо за методикою, яка наведена в [6, 7].

Теплова потужність промислових споживачів 1

$$Q_{сп1} = D_{сп1} \left((h_{сп1} - h'_{к1}) + (1 - \alpha_1)(h'_{к1} - h'_{дв}) \right), \quad (3.1)$$

$$Q_{\text{сп}} = 7,5 \cdot ((2781 - 377) + (1 - 0,85)(377 - 21)) = 18083,4 \text{ (кВт)}.$$

Теплова потужність теплообмінника теплофікації

$$Q_{\text{тф}} = D_{\text{тф}} (h_{\text{тф}} - h'_{\text{тф}}), \quad (3.2)$$

$$Q_{\text{тф}} = 0,83 \cdot (2781 - 377) = 1995,32 \text{ (кВт)}.$$

Витрата пари з парогенераторів

$$D_o = D_{\text{сп1}} + D_d + D_{\text{тф}}, \quad (3.3)$$

$$D_o = 7,5 + 0,83 + D_d,$$

$$D_o = 8,33 + D_d.$$

Витрата живильної води

$$G_{\text{жв}} = D_o p + D_o \alpha_{\text{вп}} + D_o, \quad (3.4)$$

$$G_{\text{жв}} = (8,33 + D_d) \cdot 1,06,$$

$$G_{\text{жв}} = 8,83 + 1,06 D_d.$$

Витрати потоків конденсатів, що надходять в деаератор

$$G_{\text{кл}} = \beta_1 \cdot D_{\text{сп1}}, \quad (3.5)$$

$$G_{к1} = 0,85 \cdot 7,5 = 6,38 \text{ (кг/с)}.$$

$$G_{тф} = D_{тф}, \quad (3.6)$$

$$G_{тф} = 0,83 \text{ (кг/с)}.$$

Матеріальний баланс деаератора

$$G_{жв} = D_{д} + G_{к1} + G_{тф} + G_{дв}, \quad (3.7)$$

$$8,83 + 1,06D_{д} = D_{д} + 6,38 + 0,83 + G_{дв},$$

$$G_{дв} = 0,06D_{д} + 1,62.$$

Тепловий баланс деаератора

$$G_{жв} h'_{жв} = D_{д} h_{д} + G_{к1} h'_{кд1} + G_{дв} h'_{дв} + G_{тф} h'_{тф}, \quad (3.8)$$

$$(8,83 + 1,06D_{д}) \cdot 435,8 = 2781 \cdot D_{д} + 6,38 \cdot 419 + 0,83 \cdot 377 + (1,62 + 0,06D_{д}) \cdot 21,$$

$$827,96 = 2320,31D_{д},$$

$$D_{д} = 0,357 \text{ (кг/с)}.$$

Витрата пари з парогенераторів

$$D_{о} = 8,83 + 0,357 = 8,687 \text{ (кг/с)}.$$

Витрата живильної води

$$G_{\text{жв}} = 8,83 + 1,06 \cdot 0,357 = 8,708 \text{ (кг/с)}.$$

Витрата додаткової води

$$G_{\text{дв}} = 1,62 + 0,06 \cdot 0,357 = 1,64 \text{ (кг/с)}.$$

Теплова потужність котельні

$$Q_{\text{к}} = D_{\text{о}}(1 + \alpha_{\text{вп}})(h_{\text{о}} - h'_{\text{жв}}) + D_{\text{оп}}(h_{\text{кв}} - h'_{\text{жв}}), \quad (3.9)$$

$$Q_{\text{к}} = 8,687 \cdot (1 + 0,03)(2781 - 435,8) + 8,687 \cdot 0,03 \cdot (798,3 - 435,8) = 21078,4 \text{ (кВт)}.$$

Витрата умовного та робочого палива, відповідно

$$B_{\text{у}} = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_{\text{ну}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}}, \quad (3.10)$$

$$B_{\text{у}} = \frac{21078,4}{29300 \cdot 0,94} = 0,765 \text{ (кг/с)}.$$

$$B_{\text{р}} = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta}, \quad (3.11)$$

$$B_{\text{р}} = \frac{21078,4}{32000 \cdot 0,94} = 0,7 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

ККД котельні

$$\eta_{\text{кот}}^{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{сп1}} + Q_{\text{тф}}}{B_{\text{у}} \cdot Q_{\text{ну}}^{\text{р}}}, \quad (3.12)$$

$$\eta_{\text{кот}}^{\text{бр}} = \frac{18083,4 + 1995,32}{0,765 \cdot 29300} = 0,895.$$

3.1.2 Розрахунок теплової схеми для міжопалювального періоду

Вхідні дані:

- тиск та температура пари на виході з котлів: $P_0 = 1,1$ МПа, $t_0 = 184$ °С;
- тиск та температура пари на технологічні споживачі $P_{\text{сп1}} = 1,1$ МПа, $t_{\text{сп1}} = 184$ °С.

Витрата пари на:

- технологічні споживачі 1 – $D_{\text{сп1}} = 7,5$ кг/с;
- теплофікація влітку – $D_{\text{тф}} = 0,694$ кг/с.

Частка повернення конденсату від:

- технологічного споживача 1 – $0,85 \cdot D_{\text{сп1}}$;
- температура зворотного конденсату – $t_{\text{к1}} = 90$ °С; $t_{\text{ГВП}} = 90$ °С.

Температура додаткової води – $t_{\text{дв}} = 15$ °С;

Ентальпія додаткової води – $h'_{\text{дв}} = 63$ кДж/кг.

Теплова потужність промислових споживачів 1

$$Q_{\text{сп1}} = D_{\text{сп1}} \left((h_{\text{сп1}} - h_{\text{к1}}) + (1 - \alpha_1) (h_{\text{к1}} - h'_{\text{дв}}) \right), \quad (3.13)$$

$$Q_{\text{сп1}} = 7,5 \cdot ((2781 - 377) + (1 - 0,85)(377 - 63)) = 18077,1 \text{ (кВт)}.$$

Теплова потужність теплообмінника теплофікації

$$Q_{\text{тф}} = D_{\text{тф}} (h_{\text{тф}} - h'_{\text{тф}}), \quad (3.14)$$

$$Q_{\text{тф}} = 0,694 \cdot (2781 - 377) = 1668,38 \text{ (кВт)}.$$

Витрата пари з парогенераторів

$$D_o = D_{\text{сп1}} + D_d + D_{\text{гвп}}, \quad (3.15)$$

$$D_o = 7,5 + D_d + 0,694,$$

$$D_o = 8,19 + D_d.$$

Витрата живильної води

$$G_{\text{жв}} = D_o p + D_o \alpha_{\text{вп}} + D_o, \quad (3.16)$$

$$G_{\text{жв}} = (8,19 + D_d) \cdot 1,06,$$

$$G_{\text{жв}} = 8,68 + 1,06D_d.$$

Витрати потоків конденсатів, що надходять в деаератор

$$G_{\text{к1}} = \beta_1 \cdot D_{\text{сп1}}, \quad (3.17)$$

$$G_{\text{к1}} = 0,85 \cdot 7,5 = 6,38 \text{ (кг/с)}.$$

$$G_{\text{тф}} = D_{\text{тф}}, \quad (3.18)$$

$$G_{\text{тф}} = 0,694 \text{ (кг/с)}.$$

Матеріальний баланс деаератора

$$G_{\text{жв}} = D_{\text{д}} + G_{\text{к1}} + G_{\text{гвп}} + G_{\text{дв}}, \quad (3.19)$$

$$8,68 + 1,06D_{\text{д}} = D_{\text{д}} + 6,38 + 0,694 + G_{\text{дв}},$$

$$G_{\text{дв}} = 0,06D_{\text{д}} + 1,606.$$

Тепловий баланс деаератора

$$G_{\text{жв}} h'_{\text{жв}} = D_{\text{д}} h_{\text{д}} + G_{\text{к1}} h'_{\text{к1}} + G_{\text{дв}} h'_{\text{дв}} + G_{\text{тф}} h'_{\text{тф}}, \quad (3.20)$$

$$(8,68 + 1,06D_{\text{д}}) \cdot 435,8 = 2781 \cdot D_{\text{д}} + 6,38 \cdot 419 + 0,694 \cdot 377,1 + (1,606 + 0,06D_{\text{д}}) \cdot 63,$$

$$746,64 = 2322,83D_{\text{д}},$$

$$D_{\text{д}} = 0,321 (\text{кг/с}).$$

Витрата пари з парогенераторів

$$D_{\text{о}} = 8,19 + 0,694 + 0,321 = 8,515 (\text{кг/с}).$$

Витрата живильної води

$$G_{\text{жв}} = 8,68 + 1,06 \cdot 0,321 = 9,02 (\text{кг/с}).$$

Витрата додаткової води

$$G_{\text{дв}} = 1,606 + 0,06 \cdot 0,321 = 1,625 (\text{кг/с}).$$

Теплова потужність котельні

$$Q_k = D_o(1 + \alpha_{вп})(h_o - h'_{жв}) + D_o p(h_{кв} - h'_{жв}), \quad (3.21)$$

$$Q_k = 8,515 \cdot (1 + 0,03)(2781 - 435,8) + 8,515 \cdot 0,03 \cdot (798,3 - 435,8) = 20661,06(\text{кВт}).$$

Витрата умовного та робочого палива, відповідно

$$B_y = \frac{Q_k}{Q_{нy}^p \cdot \eta_k}, \quad (3.22)$$

$$B_y = \frac{20661,06}{29300 \cdot 0,94} = 0,75(\text{кг/с}).$$

$$B_p = \frac{Q_k}{Q_H^p \cdot \eta}, \quad (3.23)$$

$$B_p = \frac{20661,06}{32000 \cdot 0,94} = 0,687(\text{м}^3/\text{с}).$$

ККД котельні

$$\eta_{\text{кот}}^{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{сп1}} + Q_{\text{тф}}}{B_y \cdot Q_{нy}^p}, \quad (3.24)$$

$$\eta_{\text{кот}}^{\text{бр}} = \frac{18077,1 + 1668,38}{0,75 \cdot 29300} = 0,898.$$

3.2 Перевірка основного та допоміжного обладнання

3.2.1 Перевірка насосів

Передбачено встановлення таких насосів: живильний, підживлювальний, додаткової води та насос сирової води.

Насос живильної води

$$V_{\text{жв}} = \frac{1,1 \cdot G_{\text{жв}} \cdot 3600}{\rho_{\text{жв}}}, \quad (3.25)$$

$$V_{\text{жв}}^{\text{оп}} = \frac{1,1 \cdot 8,7 \cdot 3600}{958} = 36 (\text{м}^3/\text{ГОД}),$$

$$V_{\text{жв}}^{\text{мп}} = \frac{1,1 \cdot 9,02 \cdot 3600}{958} = 37,3 (\text{м}^3/\text{ГОД}).$$

Насос марки GR26-120 з такими характеристиками

$V_{\text{жн}}=40(\text{м}^3/\text{ГОД})$, $N_{\text{жн}}= 11$ кВт, $H_{\text{жн}}= 1,42$ МПа, $\eta_{\text{н}} = 0,85$.

Кількість насосів – 2 (1 робочий і 1 резервний).

Потужність, яка споживається насосом в опалювальний та міжопалювальний періоди

$$N_{\text{жн}}=V_{\text{жн}} \cdot H_{\text{жн}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}), \quad (3.26)$$

$$N_{\text{жн}}^{\text{оп}}=36 \cdot 1420 / (3600 \cdot 0,85 \cdot 0,96)=17,4(\text{кВт}),$$

$$N_{\text{жн}}^{\text{моп}} = 37,3 \cdot 1420 / (3600 \cdot 0,85 \cdot 0,96) = 18,02 (\text{кВт}).$$

Насос додаткової води та води для підживлення системи

$$V_{\text{дв}} = \frac{1,1 \cdot G_{\text{дв}} \cdot 3600}{\rho_{\text{дв}}}, \quad (3.27)$$

$$V_{\text{дв}}^{\text{оп}} = \frac{1,1 \cdot 1,64 \cdot 3600}{944} = 6,88 (\text{м}^3/\text{год}),$$

$$V_{\text{дв}}^{\text{мп}} = \frac{1,1 \cdot 1,625 \cdot 3600}{944} = 6,82 (\text{м}^3/\text{год}).$$

Насос Wilo-EconomyMНІЕ 16-02-2G номінальною продуктивністю 10 м³/год, потужність електродвигуна 1,7 кВт, напір 0,3 МПа, ККД 0,8. Встановлено 2 насоси для додаткової води та 2 для підживлення.

Потужність, яка споживається насосом в опалювальний та міжопалювальний періоди

$$N_{\text{ндв}}^{\text{но}} = V_{\text{дв}} \cdot H_{\text{ндв}} / (3600 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ем}}), \quad (3.28)$$

$$N_{\text{ндв}}^{\text{оп}} = 6,88 \cdot 400 / (3600 \cdot 0,8 \cdot 0,96) = 0,995 (\text{кВт}),$$

$$N_{\text{ндв}}^{\text{моп}} = 6,82 \cdot 400 / (3600 \cdot 0,8 \cdot 0,96) = 0,987 (\text{кВт}).$$

Насос сирієї води. Встановлюється на 20 % більш продуктивніший за насос додаткової води та повинен забезпечувати 2-х кратну подачу води.

$$G_{\text{с}} = 1,2 \cdot (G_{\text{тф}} + G_{\text{кл}}), \quad (3.29)$$

$$G_c = 1,2 \cdot 0,83 = 0,996 \text{ (кг/с)}.$$

$$V_c = \frac{2 \cdot G_c \cdot 3600}{\rho_c}, \quad (3.30)$$

$$V_c = \frac{2 \cdot 0,996 \cdot 3600}{998} = 7,26 \text{ (м}^3\text{/год)},$$

$$V_c = \frac{2 \cdot 0,834 \cdot 3600}{998} = 6,01 \text{ (м}^3\text{/год)}.$$

Насос марки Wilo-CronoLine-IL-E 65/170-7,5/2з подачею 8 (м³/год) потужність електродвигуна 5кВт, напір 0,1 МПа, ККД 0,8.

Потужність, яка споживається насосом в опалювальний та міжопалювальний періоди

$$N_{\text{жн}} = V_{\text{жн}} \cdot H_{\text{жн}} / (3600 \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{ем}}), \quad (3.31)$$

$$N_{\text{жн}}^{\text{оп}} = 7,26 \cdot 100 / (3600 \cdot 0,8 \cdot 0,96) = 0,263 \text{ (кВт)},$$

$$N_{\text{жн}}^{\text{моп}} = 6,01 \cdot 100 / (3600 \cdot 0,8 \cdot 0,96) = 0,217 \text{ (кВт)}.$$

Сумарна потужність насосів у опалювальний період складає 18,66 кВт і міжопалювальний період – 19,22 кВт.

3.2.2 Підбір вентилятора

Оскільки, на котельні розміщено 2 котла, однакової марки, тому проведемо розрахунок тільки для одного котла.

Вентилятор і димосос повинні надійно забезпечувати подачу необхідного для горіння палива повітря в топку і видалення продуктів його згорання з котла при всіх режимах його роботи, підтримуючи задане постійне розрідження або тиск в топці. При цьому на привід вентилятора і димососа повинно витратися мінімально можлива кількість електроенергії [6].

Основними параметрами, що визначають вибір вентилятора і димососа, є необхідна подача і тиск при номінальному навантаженні котла.

$$Q_B^{оп} = k \cdot V_p \cdot V^0 \cdot \alpha_B \cdot 3600, \quad (3.32)$$

дек – коефіцієнт запасу, щодорівнює 1,1;

V_{pk} – витрата робочого палива, m^3/c ;

V^0 – теоретичний об'єм повітря, який необхідний для згорання 1 m^3 газоподібного палива, (m^3/m^3);

α_T – коефіцієнт надлишку повітря в топці.

$$Q_B^{оп} = 1,1 \cdot 0,7 \cdot 9,5 \cdot 1,2 \cdot 3600 = 31634,43 \text{ (} m^3/\text{год)},$$

$$Q_B^{моп} = 1,1 \cdot 0,687 \cdot 9,5 \cdot 1,2 \cdot 3600 = 31008,07 \text{ (} m^3/\text{год)}.$$

Вибираємо вентилятор U/НРН 663 з подачею 35 тис. $m^3/\text{год}$, напором 5,0 кПа і потужністю електродвигуна 32 кВт.

Потужність електропривода вентилятора

$$N_B = 0,277 \cdot Q_B \cdot H_B / (\eta_B \cdot \eta_{EM}), \quad (3.33)$$

$$N_B^{OP} = 0,277 \cdot 31,7 \cdot 5 / (0,85 \cdot 0,96) = 53,69 \text{ (кВт)},$$

$$N_B^{MO} = 0,277 \cdot 31 \cdot 5 / (0,85 \cdot 0,96) = 52,63 \text{ (кВт)}.$$

Сумарна потужність власних потреб котельні:

– в опалювальний період

$$N_{ВП}^{OP} = N_{нас}^{OP} + N_B^{OP}, \quad (3.34)$$

$$N_{ВП}^{OP} = 18,66 + 53,69 \cdot 2 = 126,05 \text{ (кВт)};$$

– в міжопалювальний період

$$N_{ВП}^{MO} = N_{ЖН}^{MO} + N_B^{MO}, \quad (3.35)$$

$$N_{ВП}^{MO} = 19,23 + 52,63 \cdot 2 = 124,49 \text{ (кВт)}.$$

3.2.3 Підбір трубопроводів

Діаметри трубопроводів визначаються, виходячи з розрахункових максимальних витрат, а також допустимих швидкостей води і пари [8]

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\rho \pi w}}, \quad (3.36)$$

де G – масова витрата речовини, яка транспортується, кг/с;

w – його середня швидкість, м/с;

ρ – середня густина речовини ($\text{кг}/\text{м}^3$), яка визначається як півсума густин на початку і в кінці трубопроводу.

Швидкість води має становити 0,5...2 м/с, причому, чим більша довжина трубопроводу, тим менша швидкість води в ньому. Рекомендовані швидкості насиченої пари вибирають в межах 10...40 м/с.

Проводимо підбір трубопровода сирої води, який зводиться до визначення діаметра трубопровода.

Задаємося швидкістю води в трубі $w = 1$ м/с [6, 8].

Витрата конденсату від споживачів $G_k = 6,38$ (кг/с).

Тоді діаметр трубопровода

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_k}{\rho \pi w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,38}{897,3 \cdot 3,14 \cdot 1}} = 0,095 \text{ (м)}.$$

Із сортаменту труб вибираємо трубу діаметром $\varnothing 108 \times 4$ (мм) за ГОСТ 10704-91.

Дійсна швидкість води в трубі

$$w = \frac{4 \cdot G_{дв}}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho_B}, \quad (3.37)$$

$$w = \frac{4 \cdot 6,38}{\pi \cdot 0,09^2 \cdot 897,3} = 1,12 \text{ (м/с)}.$$

Результати розрахунків заносимо у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Підбір трубопроводів [9]

	Витрата води, кг/с	Температура теплоносія, °C	Швидкість тепл-я в трубі, м/с	Діаметр трубопровода, мм
Трубопровід зворотного конденсату від споживачів	6,375	90	1,12	Ø95x2,5
Трубопровід конденсату від теплофікації	0,83	90	0,9	Ø57x3,0
Живильний трубопровід	9,21	104	0,82	Ø108x4,0
Трубопровід додаткової води	1,64	5	0,8	Ø57x3,0
Трубопровід сирої води	0,997	90	0,5	Ø25x2,0

3.2.4 Розрахунки ізоляції

Згідно [10] розрахунок товщини теплоізоляційного шару виконується за нормативним питомим тепловим потоком через ізольовану поверхню, значення якого потрібно приймати для обладнання і трубопроводів згідно додатків вказаного нормативного документу.

Визначаємо необхідну товщину ізоляції для паропроводу діаметром 219x6мм, який прокладено на відкритому повітрі в приміщенні. Температура повітря 20 °C [10]. По трубопроводу рухається насичена водяна пара з температурою $t = 184^{\circ}\text{C}$. Використаємо ізоляцію із мінеральної вати з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{із} = 0,05 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Теплопровідність матеріалу труби $\lambda_{тр} = 45 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Лінійний тепловий потік в навколишнє середовище

$$q_L = k_L \cdot (t_n - t_{nc}). \quad (3.38)$$

Лінійний коефіцієнт теплопередачі

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{вн}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{ст}} \ln \frac{d_{зн}}{d_{вн}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{із}} \ln \frac{d_{із}}{d_{зн}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{із}}}, \quad (3.39)$$

де $d_{вн}$ – внутрішній діаметр труби, м;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від пари до внутрішньої стінки труби, Вт/(м²·К);

$\lambda_{ст}$ – коефіцієнт теплопровідності сталі, Вт/(м·К);

$d_{зн}$ – зовнішній діаметр труби, м;

$d_{із}$ – діаметр ізоляції труби, м;

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі до повітря, Вт/(м²·К);

$\lambda_{із}$ – коефіцієнт теплопровідності ізоляції, Вт/(м·К).

Температуру на поверхні ізоляції приймаємо 40 °С.

Коефіцієнт тепловіддачі від ізоляції до навколишнього повітря

$$\alpha_n = 5,74 + 0,07(t_{із} - t_{пов}), \quad (3.40)$$

$$\alpha_n = 5,74 + 0,07(40 - 20) = 7,14 \text{ (Вт/(м}^2\text{·К))}.$$

Теплофізичні властивості пари при температурі $t = 170$ °С:

Коефіцієнт теплопровідності пари $\lambda_n = 3,128 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К).

Кінематична в'язкість рідини $\nu_n = 3,57 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Критерій Прандтля $Pr_n = 1,12$.

Критерій Рейнольдса для потоку пари

$$Re = \frac{\omega_{\text{п}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{п}}}, \quad (3.41)$$

$$Re = \frac{16 \cdot 0,207}{3,57 \cdot 10^{-6}} = 927731.$$

Критерій Нуссельта

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{\text{п}}^{0,43}, \quad (3.42)$$

$$Nu = 0,021 \cdot 927731^{0,8} \cdot 1,12^{0,43} = 1310.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до внутрішньої стінки труби

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}}, \quad (3.43)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності при $t = 170^\circ\text{C}$.

$$\alpha_1 = \frac{1310 \cdot 3,128 \cdot 10^{-2}}{0,207} = 198 \text{ (Вт/(м}^2\cdot\text{К))}.$$

Вибираємо товщину ізоляції 50мм. Тоді діаметр ізольованого трубопроводу буде $d_{\text{із}} = 0,319\text{м}$.

Лінійний коефіцієнт теплопередачі

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{198 \cdot 0,259} + \frac{1}{2 \cdot 45} \ln \frac{0,219}{0,207} + \frac{1}{2 \cdot 0,05} \ln \frac{0,319}{0,219} + \frac{1}{7,14 \cdot 0,319}} = 0,28 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))}.$$

Лінійний тепловий потік в навколишнє середовище

$$q_L = 0,28 \cdot (170 - 20) = 42 \text{ (Вт/м)}.$$

Згідно [10] допустима норма густини теплового потоку від ізолюваної поверхні для середньої температури теплоносія 170°C і умовного проходу $d_y = 207$ мм буде становити 88 Вт/м. Тоді розрахункові втрати теплоти з 1м трубопровода $q_L = 42 \text{ Вт/м} < q_L^{\text{норм}} = 106 \text{ Вт/м}$.

Розрахункова температура ізоляції

$$t_{iz} = t_{\pi} + \frac{q_L}{\pi \cdot \alpha_2 \cdot d_{iz}}, \quad (3.44)$$

$$t_{iz} = 20 + \frac{42}{\pi \cdot 7,14 \cdot 0,319} = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Отже, товщина теплової ізоляції трубопроводу буде становити 50 мм.

3.3 Техніко-економічне обґрунтування доцільності розробки

Річна витрата палива [6]

$$V_{\text{рпч}} = V_{\text{р}}^{\text{оп}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{оп}} + V_{\text{р}}^{\text{мо}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{мо}}, \quad (3.45)$$

$$V_{\text{рпч}} = (0,7 \cdot 15 \cdot 3600 \cdot 179 + 0,687 \cdot 22 \cdot 3600 \cdot 186) \cdot 10^{-3} = 21876 \text{ (тис.м}^3\text{/рік)}.$$

Витрати коштів на паливо

$$C_{\text{ПАЛ}} = V_{\text{РІЧ}} \cdot \text{Ц}_{\text{ПАЛ}} \cdot k_{\text{ВП}}, \quad (3.46)$$

де $V_{\text{РІЧ}}$ – річна витрата палива, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\text{Ц}_{\text{ПАЛ}}$ – вартість палива грн./рік [11];

$k_{\text{ВП}}$ – коефіцієнт, яким враховують витрату палива на власні потреби.

$$C_{\text{ПАЛ}} = 21876 \cdot 8400 \cdot 1,006 \cdot 10^{-6} = 184,86 \text{ (млн.грн./рік)}.$$

Річне споживання електричної енергії

$$E_{\text{РІЧ}} = N_{\text{ВП}}^{\text{оп}} \cdot 24 \cdot \tau_{\text{оп}} + N_{\text{ВП}}^{\text{моп}} \cdot 24 \cdot \tau_{\text{мо}}, \quad (3.47)$$

$$E_{\text{РІЧ}} = 126,04 \cdot 24 \cdot 179 + 124,49 \cdot 24 \cdot 186 = 847837 \text{ (кВт·год/рік)}.$$

Витратикоштів на електричну енергію

$$C_{\text{ЕЕ}} = E_{\text{РІЧ}} \cdot \text{Ц}_{\text{ЕЕ}}, \quad (3.48)$$

де $\text{Ц}_{\text{ЕЕ}}$ – вартість електроенергії $\text{Ц}_{\text{ЕЕ}}=2,36 \text{ грн/(кВт} \cdot \text{ год)}$ [12];

$$C_{\text{ЕЕ}} = 847837 \cdot 2,36 \cdot 10^{-6} = 2 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Річне споживання води

$$G_{\text{В}} = \frac{G_{\text{ДВ}}^{\text{оп}}}{\rho_{\text{ДВ}}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{оп}} + \frac{G_{\text{ДВ}}^{\text{моп}}}{\rho_{\text{ДВ}}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{мо}}, \quad (3.49)$$

$$G_{\text{В.РІЧ}} = \frac{0,83}{998} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 179 + \frac{0,694}{998} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 186 = 24038 (\text{м}^3/\text{рік}).$$

Річні витрати на воду

$$C_{\text{В}} = G_{\text{В.РІЧ}} \cdot \text{Ц}_{\text{В}}, \quad (3.50)$$

де $\text{Ц}_{\text{В}}$ – вартість води, яка становить грн./рік;

$$C_{\text{В}} = 24038 \cdot 5,81 \cdot 10^{-6} = 0,14 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Витрата на амортизацію

$$C_{\text{АМ}} = K \cdot S_{\text{А}}, \quad (3.51)$$

$$C_{\text{АМ}} = 130 \cdot 0,075 = 9,75 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

де K – капітальнізатрати на будівництвотельні $K \approx 130$ млн.грн.

Витрати на поточний ремонт

$$C_{\text{ІР}} = 0,2 \cdot C_{\text{АМ}}, \quad (3.52)$$

$$C_{\text{ІР}} = 0,2 \cdot 9,75 = 1,95 \text{ (млн.грн./рік)}.$$

Витрати на заробітну плату

$$C_{\text{ЗП}} = O_{\text{р}} \cdot \text{€СВ} \cdot n \cdot \tau_{\text{р}}, \quad (3.53)$$

де O_p – оклад працівника, грн.;

τ_p – кількість місяців роботи котельні в році;

ЄСВ – єдиний соціальний внесок;

n – кількість працівників на котельні;

$$C_{зп} = 11500 \cdot 1,385 \cdot 16 \cdot 12 \cdot 10^{-6} = 3,06 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Інші витрати

$$C_{ін} = 0,06 \cdot (C_{пал} + C_{ее} + C_{в} + C_{ам} + C_{пр} + C_{зп}), \quad (3.54)$$

$$C_{ін} = 0,06 \cdot (184,86 + 2 + 0,14 + 9,75 + 1,95 + 3,058) = 12,11 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Загальні річні експлуатаційні витрати

$$C_{річ} = C_{пал} + C_{ее} + C_{в} + C_{ам} + C_{пр} + C_{зп} + C_{ін}, \quad (3.55)$$

$$C_{річ} = 184,86 + 2 + 0,14 + 9,75 + 1,95 + 3,058 = 213,86 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Річний відпуск теплоти

$$Q_{річ} = Q^{оп} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{оп} + Q^{мо} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{мо}, \quad (3.56)$$

$$Q_{річ} = 21,078 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 179 + 20,661 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 186 = 658021695 \text{ (МДж/рік)}.$$

Собівартість теплової енергії

$$CB = \frac{C_{річ}}{Q_{річ}}, \quad (3.57)$$

$$CB = \frac{213,86 \cdot 10^6}{658022} = 325 \text{ (грн/ГДж)}.$$

3.4 Висновки до розділу

Виконано розрахунок теплової схеми котельні в опалювальний та міжопалювальний періоди роботи. При цьому встановлено, що витрата робочого та умовного палива на котельню в опалювальний період складає $V_p=0,7$ (м³/с) і $V_y = 0,687$ (кг/с) відповідно. Розраховані техніко-економічні показники котельні, при цьому встановлено, що собівартість теплової енергії становить 325грн/ГДж.

Також проведений підбір трубопроводів, вентилятора. Визначені необхідні потужності насосів.

Собівартість виробництва теплової енергії дещо нижча за середній показник, який складає 330 грн/ГДж. Отже, подальшим вдосконаленням є – проводити пошук альтернативних джерел енергії для підприємства.

4 БАГАТОВАРІАНТНИЙ АНАЛІЗ ЗАХОДІВ З ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КОТЕЛЬНІ

До модернізації переробного підприємства потрібен системний підхід. Тільки при цьому можливе підвищення енергоефективності.

Нашу енергетичну систему умовно можна розділити, з точки зору поставленої мети, на 3 основних рівня: загальний тип модернізації – роздільне виробництво електричної та теплової енергії; вид палива для системи виробництва енергії; технічні особливості виконання схеми. Також виявлено особливість, що частина джерел енергії може використовуватись тільки для виробництва гарячої води та опалення через їхній малий енергетичний потенціал.

Розглянувши систему з такої позиції, можна прийти до висновку, що існує безліч варіантів схемного рішення за якими можливо підвищити енергетичну ефективність котельні. Кожен елемент схеми, якщо розглядати його окремо, має ряд певних параметрів і елементів, які підлягають аналізу, отже і збільшує варіативність вирішення задачі.

Теоретичний аналіз показує, що на сам перед можливо виділити 2 варіанта базової модернізації – роздільне виробництво теплової та електричної енергії та комбіноване виробництво. Останній варіант також може включати на першому рівні наступні можливості, а саме: парові котли та парові турбіни; парові котли та газові турбіни; моноблочна когенераційна установка і т. д.

В залежності від виду, джерела енергії можна розділити умовно на ті які придатні як для виробництва електричної енергії та теплової енергії високого потенціалу для промислових споживачів, так і для опалення і гарячого водопостачання та ті, за допомогою яких можна отримати тільки низько потенційну теплоту для опалення та ГВП (сонячна енергія, енергія вітру).

В умовах реальної кліматичної зони України варіанти з використанням сонячної енергії розглядати не доцільно, оскільки потужність сонячного випромінювання досить низька, що не однократно висвітлено в наукових роботах. Вітрова енергетика також не може бути застосована для наших умов, оскільки інтенсивність вітрових потоків у зонах, які не належать до берегових морських, не відповідає необхідним параметрам.

Найбільш доступнішим варіантом залишається теплова енергія стічних вод та ґрунту.

Оцінка енергетичного потенціалу показує можливість виробництва біогазу та подальше його використання у теплових установках. Для подальшого аналізу обрано наступні варіанти:

Когенерація, паливо:

- природний газ;
- біогаз;
- когенераційна установка.

Роздільне виробництво, паливо:

- біогаз.

4.1 Багатоваріантний аналіз модернізації

Теплота згорання газу $Q_n^p = 32,2 \text{ МДж/м}^3$;

Теплота згорання біогазу $Q_n^p = 22 \text{ МДж/м}^3$

4.2 Техніко-економічні показники роботи котельні

Річна витрата палива

$$B_{\text{річ}} = B_p^{\text{оп}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{оп}} + B_p^{\text{соп}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{соп}} + B_p^{\text{мо}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{мо}}, \quad (4.1)$$

Витрати на паливо

$$C_{\text{пал}} = V_{\text{річ}} \cdot \text{Ц}_{\text{пал}} \cdot k_{\text{вп}}, \quad (4.2)$$

де $V_{\text{річ}}$ – витрата палива за рік, кг/с;

$\text{Ц}_{\text{пал}}$ – вартість палива, яка становить грн./кг, грн/м³;

$k_{\text{вп}}$ – коефіцієнт, яким враховують витрату палива[8].

Річне споживання електричної енергії

$$E_{\text{річ}} = N_{\text{ВП}}^{\text{ОП}} \cdot 24 \cdot \tau_{\text{ОП}} + N_{\text{ВП}}^{\text{СОП}} \cdot 24 \cdot \tau_{\text{СОП}} + N_{\text{ВП}}^{\text{МОП}} \cdot 24 \cdot \tau_{\text{МО}}, \quad (4.3)$$

Витрата на електричну енергію

$$C_{\text{ЕЕ}} = E_{\text{річ}} \cdot \text{Ц}_{\text{ЕЕ}}, \quad (4.4)$$

де $\text{Ц}_{\text{ЕЕ}}$ – вартість електроенергії, грн./((кВт · год).

Витрата на амортизацію

$$C_{\text{ам}} = k \cdot N_{\text{а}}, \quad (4.5)$$

де k – капітальні вкладення, млн.грн.;

$N_{\text{а}}$ – норма амортизаційних відрахувань.

Витрати на поточний ремонт

$$C_{\text{пр}} = 0,2 \cdot C_{\text{ам}}, \quad (4.6)$$

Витрати на заробітну плату

$$C_{\text{зп}} = Q_{\text{вст}} \cdot k_{\text{шт}} \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot k_{\text{дод}}, \quad (4.7)$$

де $Q_{\text{вст}}$ – встановлена теплова потужність котельні, МВт;

$k_{\text{шт}}$ – штатний коефіцієнт (чисельність персоналу котельні);

$k_{\text{дод}}$ – коефіцієнт, що враховує додаткові нарахування, $k_{\text{дод}} = 1,33$,

$\Phi_{\text{зп}}$ – середній річний фонд заробітної плати, грн./рік.

Інші витрати

$$C_{\text{ін}} = 0,06 \cdot (C_{\text{пал}} + C_{\text{еє}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{пр}} + C_{\text{зп}}), \quad (4.8)$$

Загальні річні експлуатаційні витрати

$$C_{\text{річ}} = C_{\text{пал}} + C_{\text{еє}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{пр}} + C_{\text{зп}} + C_{\text{ін}}, \quad (4.9)$$

Річний відпуск теплоти

$$Q_{\text{річ}} = Q^{\text{оп}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{оп}} + \\ + Q^{\text{соп}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{соп}} + Q^{\text{мо}} \cdot 24 \cdot 3600 \cdot \tau_{\text{мо}}, \quad (4.10)$$

Собівартість теплової енергії

$$CB_{\text{теплоти}} = \frac{C_{\text{річ}}}{Q_{\text{річ}}}, \quad (4.11)$$

Річний економічний ефект від виробництва теплової енергії, грн./рік

$$E_{\text{річн}} = Q_{\text{відп}} \cdot \Pi_{\text{Те}}, \quad (4.12)$$

Річний економічний ефект від виробництва електричної енергії, грн./рік

$$E_{\text{річн}}^{\text{е}} = N \cdot \Pi_{\text{ЕЕ}}, \quad (4.13)$$

Термінокупності капіталовкладень (при роздільному виробництві), років

$$T = K / (E_{\text{річн}} - C_{\text{річн}}), \quad (4.14)$$

Термінокупності капіталовкладень (при когенерації), років

$$T = K / ((E_{\text{річн}} + E_{\text{річн}}^{\text{е}}) - C_{\text{річн}}). \quad (4.15)$$

За залежностями 3.1-3.15 проведено багатоваріантний аналіз. Результати багатоваріантного аналізу наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати варіантів модернізації

Назва величини	Розмірність	Тип джерела енергії		
		Природний газ	Біогаз на пальник котла	Біогаз на ДВЗ
1	2	3	4	5
Теплота спалювання палива	кДж/м ³	32200	22000	32200
Витрата палива в опалювальний період	м ³ /с	0,696	0,619	0,696
Витрата палива в міжопалювальний період	м ³ /с	0,683	0,605	0,683
Коефіцієнт, яким враховують витрату палива	-	1,002	1,002	1,002
Річна витрата робочого палива	млн.м ³ /рік	21,74	19,3	21,74

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5
Витрати електроенергії	кВт·год.рік	1097,2	1152	1097,2
Витрати електроенергії (Насоси + допоміжне обладнання)	грн/рік	2073719	2177405	0
Ціна електроенергії	грн./кВт·год)	1,89	1,89	1,89
Штатний коефіцієнт (чисельність персоналу котельні)	Чол.	8,00	8,00	6,00
Коефіцієнт ,що враховує додаткові нарахування	-	1,33	1,33	1,33
Встановлена теплова потужність котельні	МВт	21,1	21,1	21,1
Середній річний фонд заробітної плати	грн./міс	120000	120000	120000
Витрати на заробітну плату	(млн.грн./рік).	26,92	26,92	20,18
Річна витрата води	м ³ /рік	24037	24037	24037

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5
Норма амортизаційних відрахувань		0,07	0,07	0,07
Витрата на амортизацію	млн.грн	1,4	3,5	3,85
Витрати на поточний ремонт	млн.грн./рік	0,28	0,7	0,77
Інші витрати	млн.грн./рік	15,56	14,18	15,21
Загальні річні експлуатаційні витрати	млн.грн./рік	275,19	250,78	268,97
Річний відпуск теплоти	ГДж/рік	658021,7	658021,7	658021,7
Собівартість теплової енергії	грн./ГДж	418,2	381,11	408,76
Річний економічний ефект від виробництва теплової енергії	млн.грн./рік	-	24,41	6,21
Термін окупності капіталовкладень	років	-	1,23	5,63
Витрати на паливо	млн.грн./рік	228,72	203,07	228,72

4.3 Висновки до розділу

Проведений багатоваріантний аналіз показав, що найефективнішим способом модернізації, з точки зору окупності капітальних вкладень, є встановлення біогазової установки.

Встановлення біогазової установки, з точки зору окупності, є доцільним, але її встановлення вимагає значних капітальних затрат.

Для подальшого більш детального аналізу приймаємо варіант із встановленням біогазового реактора.

5 ТЕПЛОВА СХЕМА ТА РОЗРАХУНКИ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ БІОКОНВЕРСІЇ

5.1 Розрахунок біогазової установки

На рисунку 5.1 наведено принципову схему біогазової установки

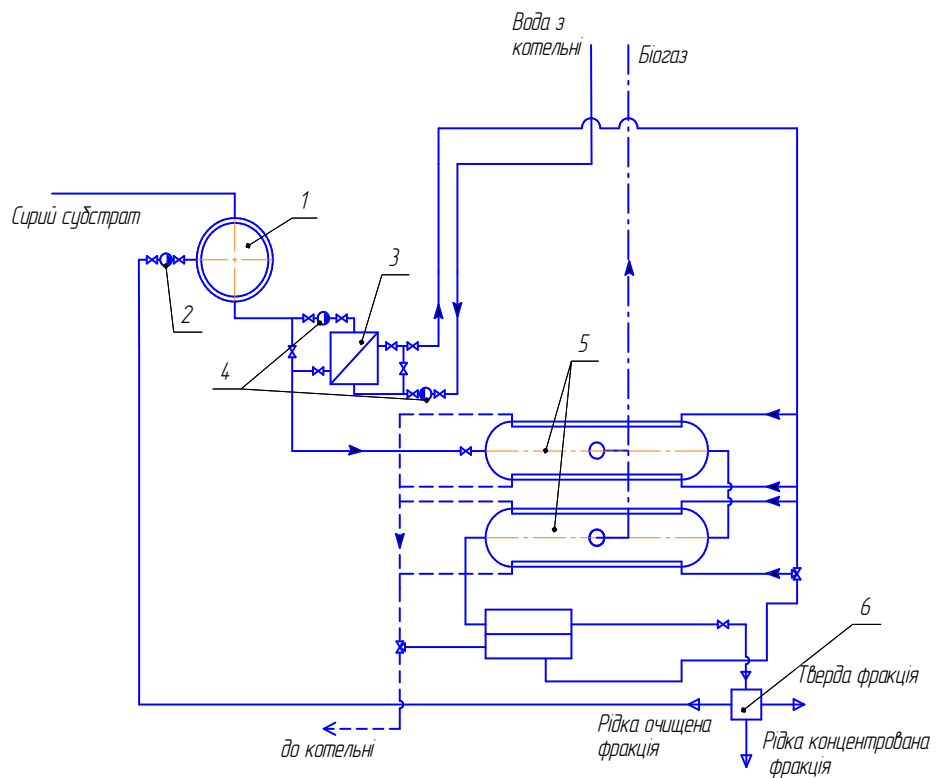


Рисунок 5.1 – Система виробництва біогазу.

1 – змішувальний теплообмінник; 2 – насос очищеної рідини після сепаратора; 3 – теплообмінник для догріву суміші; 4 – насоси рекуперативного теплообмінника; 5 – корпуси БГУ; 6 – сепаратор.

Добовий об'єм загальних стоків становить 600 м^3 , які складаються з 50% сироватки з температурою $60\text{ }^\circ\text{C}$ та 50% господарчо-побутових стоків з температурою $20\text{ }^\circ\text{C}$.

За результатами дослідів з 1 м^3 сироватки виділяється 15 м^3 біогазу,

а з 1 м^3 стоків виділяється 6 м^3 біогазу [7, 11].

Загальний вихід біогазу

$$V_{\text{б}} = V_{\text{сир}} \cdot \text{в} + V_{\text{г-п}} \cdot \text{в}, \quad (5.1)$$

де $V_{\text{сир}}$ – добовий об'єм сироватки, $\text{м}^3/\text{добу}$;

$V_{\text{г-п}}$ – добовий об'єм господарчо-побутових стоків, $\text{м}^3/\text{добу}$;

в – вихід біогазу з 1 м^3 речовини.

$$V_{\text{б}} = 300 \cdot 15 + 300 \cdot 6 = 6300 \text{ (м}^3/\text{добу)}.$$

При оптимальній швидкості потоку $0,016\text{ год}^{-1}$ [8] для загальних стоків об'єм реактора становитиме

$$V = 600/24 = 25 \text{ (м}^3/\text{год)},$$

$$25/x = 0,016,$$

$$x = 25/0,016 = 1562,5 \text{ (м}^3\text{)}.$$

Приймаємо об'єм метантенка 1700 м^3 .

Реактор є газонепроникним, повністю герметичним резервуаром. Його конструкція передбачає також теплоізоляцію, оскільки в середині резервуару повинна бути фіксована для мікроорганізмів термофільна температура $48\text{--}51^\circ\text{C}$. В середині знаходиться трубчатий змійовиковий теплообмінник для термостабілізації реактора.

Газгольдер

Температура біогазу в газгольдері

$$t_{gr} = t_r'' + \Delta T, \quad (5.2)$$

$$t_{gr} = 25 + 63 = 88(^{\circ}\text{C}).$$

Густина газів у газгольдері [7]

$$\rho_{gr} = \frac{P_{gr}}{R_{gr} \cdot T_{gr}}, \quad (5.3)$$

де P_{gr} – тиск біогазу за компресором, кПа;

R_{gr} – газова стала газу, кДж/(кг·К).

$$\rho_{gr} = \frac{200}{0,297 \cdot (88 + 273)} = 1,87 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right).$$

Об'ємна витрата газу у газгольдері

$$V_{gr} = \frac{B_p}{\rho_{gr}} \cdot 3600, \quad (5.4)$$

де B_p – витрата біогазу ($6615 \text{ м}^3/\text{добу} = 0,077 \text{ м}^3/\text{с}$), $\text{м}^3/\text{с}$.

$$V_{gr} = \frac{0,077}{1,87} \cdot 3600 = 148,2 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right).$$

Також підберемо газовий двигун для визначення техніко-економічних показників при застосуванні когенерації.

Підбір газового двигуна

Поршневі двигуни когенераційних установок працюють за тими ж добре відомими принципами, як і їхні аналоги – бензинові і дизельні автомобільні двигуни.

Відмінною рисою поршневих двигунів у порівнянні з газовими турбінами є більш висока ефективність виробництва електричної енергії і більш низький температурний потенціал виробленої теплової енергії, що до того ж розосереджена між вихлопними газами, водяною системою охолодження і системою змащення.

Температурний рівень вихлопних газів складає приблизно 550°C і їхня частка в тепловому балансі двигуна складає близько 50%. Теплота від системи охолодження і змазки має більш низький температурний рівень.

Поршневі двигуни дозволяють практично миттєво змінювати навантаження без істотної зміни ефективності виробництва електричної енергії. Це дозволяє використовувати їх як автономне джерело електричної енергії у споживачів з перемінним навантаженням або працювати паралельно з електромережею без подачі електроенергії в мережу [8-10].

У когенераційних установках використовуються два типи поршневих двигунів, різних за способом запалення газоповітряної суміші: з компресійним запалюванням (дизелі) і з іскровим запалюванням.

Для великих когенераційних установок використовуються в основному дизельні двигуни, що можуть виробляти теплову енергію з температурою, як правило, не більше 85°C . Потужність дизельних двигунів може досягати 20 МВт, а ефективність виробництва електричної енергії складає 34...45%.

Потужність двигунів з іскровим запалюванням не перевищує 2 МВт, а ефективність виробництва електричної енергії – 35%. Основною їхньою перевагою в порівнянні з дизельними установками є більш високий температурний потенціал виробленої теплової енергії, який може досягати 120°C .

Серед переваг використання поршневих двигунів виділяють такі: висока ефективність виробництва електричної енергії в широкому діапазоні навантажень; відносно невеликі капіталовкладення на одиницю виробленої електричної енергії; велика кількість типорозмірів агрегатів у широкому діапазоні навантажень від 20 кВт до 20 МВт.

Недоліки використання поршневих двигунів: необхідне охолодження, якщо навіть не потрібна теплова енергія; низьке відношення потужності до ваги; необхідність установки спеціальних фундаментів; високий рівень низькочастотного шуму [6-13].

Витрата умовного палива [6-8]

$$V_y = V_p \cdot \frac{Q_n^p}{Q_n^y}, \quad (5.5)$$

де Q_n^p – нижча теплота згорання робочого палива, кДж/м³;

Q_n^y – нижча теплота згорання умовного палива, кДж/кг;

V_p – витрата біогазу (0,077 м³/с), м³/с.

$$V_y = 0,077 \cdot \frac{22000}{29300} = 0,058 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Питома витрата умовного палива [6-8]

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_{гд}}, \quad (5.6)$$

де $\eta_{гд}$ – коефіцієнт корисної дії газового двигуна.

$$b_y = \frac{0,123}{0,357} = 0,34 \left(\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right).$$

Потужність газового двигуна [6-8]

$$N_{\text{гд}} = \frac{B_y \cdot 3600}{b_y}, \quad (5.7)$$

$$N_{\text{гд}} = \frac{0,058 \cdot 3600}{0,34} = 612 (\text{кВт}).$$

Отже, підбираємо 2 двигуни марки VITOBLOC 200 EM-238/363 [38]:

- двигун Otto;
- електрична потужність 238 кВт;
- теплова потужність $363 \pm 7 \%$ кВт;
- ККД електричний – 35,7%;
- ККД тепловий – 54,4%;
- ККД загальний – 90,1%;

Витрата умовного палива на двигун

$$B_y^{\text{дв}} = \frac{N_E \cdot b_y}{3600}, \quad (5.8)$$

де N_E – електрична потужність газового двигуна, кВт.

$$B_y^{\text{дв}} = \frac{238 \cdot 2 \cdot 0,34}{3600} = 0,045 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Витрата біогазу на двигун

$$V_p^{дв} = V_y^{дв} \cdot \frac{Q_H^y}{Q_H^p}, \quad (5.9)$$

$$V_p^{дв} = 0,045 \cdot \frac{29300}{22000} = 0,0598 \left(\frac{м^3}{с} \right).$$

Відповідно витрата на 2 двигуни – 0,06 м³/с.

Витрата біогазу на технологічні потреби когенераційної установки

$$V_{т.п.} = V_p - V_p^{дв}, \quad (5.10)$$

$$V_{т.п.} = 0,077 - 0,06 = 0,017 \left(\frac{м^3}{с} \right).$$

5.2 Вибір пальника для спалювання біогазу

Біогаз на відміну від природного газу відносять до поновлюваних джерел енергії, що є важливим аспектом, при подальшому його виробництві та використанні, як паливо для вироблення теплової, електричної та механічної енергії. Біогаз не видобувають з надр Землі, як у випадку з природним газом, а отримують при анаеробному розкладанні органічної біомаси. Його особливістю є знижений (55-75%) вміст метану (в природному газі 90-99% CH₄), що пов'язано з наявністю значної кількості (25-45%) діоксиду вуглецю. Вміст метану в біогазі залежить від початкового вигляду сировини.

Головною складовою більшості газових приладів є пальник, в якому і

відбувається спалювання палива. У свою чергу, основним компонентом біогазу, як і природного газу, є метан, тому виникає питання, чи можливо для спалювання біогазу використовувати стандартне газопальникове обладнання.

Взаємозамінність газів - це можливість стійкого спалювання їх в теплових установках без зміни конструкції газопальникових пристроїв, при збереженні номінальної теплової потужності. Стійка робота газопальникових пристроїв характеризується роботою пальників без відриву і проскакування полум'я при повноті згорання газу, близькому до 100%. Для визначення взаємозамінності газів розраховують число Воббе, яке характеризує сталість теплового потоку при постійному тиску в процесі спалювання газу. Стандарти допускають відхилення числа Воббе у взаємозамінних газів не більше ніж на 5% [1].

Число Воббе газоподібного палива (нижче або вище) - це відношення об'ємної (відповідно, нижчої або вищої) теплоти згорання до кореня квадратного з відносної густини газоподібного палива (тобто з відношення його густини до густини повітря при нормальних умовах) []. Зробимо розрахунок числа Воббе для біогазу і природного газу. Приймаємо процентний склад біогазу за обсягом [1]: $\text{CH}_4 = 66,12\%$, $\text{CO}_2 = 32,72\%$, $\text{N}_2 = 0,55\%$, $\text{H}_2\text{S} = 0,03\%$, $\text{O}_2 = 0,46\%$, $\text{H}_2 = 0,12\%$.

Нижча теплота згорання палива $Q_{\text{н}}$, ккал/м³ (кДж/м³), по [3]:

$$Q_{\text{н}} = 0,01 \cdot (Q_{\text{H}_2\text{S}}\text{H}_2\text{S} + Q_{\text{CO}}\text{CO} + Q_{\text{H}_2}\text{H}_2 + \sum(Q_{\text{C}_m\text{H}_n}\text{C}_m\text{H}_n)), \quad (5.11)$$

де $Q_{\text{H}_2\text{S}}$, Q_{CO} и т. д. – теплота згорання окремих газів, які входять до складу газоподібного палива (кДж/м³).

$$Q_{\text{н}} = 0,01 \cdot (5585 \cdot 0,03 + 2579 \cdot 0,12 + 8555 \cdot 66,12) = 5661,3 \text{ [ккал/м}^3\text{]} = 23697,4 \text{ [кДж/м}^3\text{]}.$$

Знаходимо густину газоподібного палива c , кг/м³:

$$c = 0,01 \cdot \sum(c_i \cdot v_i) \quad (5.12)$$

де c_i – густина окремих газів, які входять до складу газоподібного палива, кг/м³.

$$c = 0,01 \cdot (0,716 \cdot 66,12 + 1,964 \cdot 32,72 + 1,428 \cdot 0,46 + 1,251 \cdot 0,55 + 0,090 \cdot 0,12 + 0,090 \cdot 0,12 + 1,520 \cdot 0,03) = 1,130 \text{ [кг/м}^3\text{]}.$$

Знаходимо число Воббе:

$$W_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}}}{\sqrt{\rho/\rho_{\text{в}}}}, \quad (5.13)$$

де $c_{\text{в}}$ – густина повітря за нормальних умов, кг/м³.

$$W_{\text{нб}} = \frac{23697,4}{\sqrt{1,130/1,293}} = 25,35 \text{ [МДж/м}^3\text{]}$$

Природний газ має наступні характеристики [4]: Процентний склад газу за обсягом: СН₄ = 99%, С₂Н₆ = 0,1%, С₃Н₈ = 0,005%, СО₂ = 0,095%, N₂ + рідкісні гази = 0,8%; Нижча теплота згоряння $Q_{\text{н}} = 35128$ кДж/м³; Щільність $z = 0,723$ кг/м³.

Число Воббе для природного газу:

$$W_{\text{нп}} = \frac{35128}{\sqrt{0,723/1,293}} = 46,98 \text{ МДж/м}^3 \quad (5.14)$$

$$W_{\text{нп}} = \frac{35128}{\sqrt{0,723/1,293}} = 46,98 \text{ [МДж/м}^3\text{]}.$$

В результаті розрахунків похибка між двома значеннями числа Воббе $W_{\text{нб}} = 25,35 \text{ МДж/м}^3$ і $W_{\text{нп}} = 46,98 \text{ МДж/м}^3$ на 46%. Максимальна розбіжність у взаємозамінних газів 5%. Це свідчить про те, що біогаз неможна спалювати за допомогою пальника, який призначений для роботи на природному газі. Тому, вставляємо пальник МДП-Г 1200, який зображено на рисунку 5.2.

Пальники МДПГ (пальники газові мікродифузійні) номінальною тепловою потужністю 0,3 ... 75,0 МВт застосовуються для високоефективного спалювання природного газу, пропан-бутанової суміші та іншого газоподібного палива.

Пальник МДПГ встановлюється на промислові парові та водогрійні котли, зерносушарки, промислові печі, сушарки та інші теплові агрегати промислового призначення.

Екологічне та економічне чисте спалювання засноване на струменевому змішуванні газу з повітрям і утворення на зрізі пілонів пальника МДПГ горючої суміші. Мікродифузійні процес спалювання газу в пальнику МДПГ протікає в короткому факелі, забезпечує високу стійкість горіння до коливань тиску газу в газопроводі, забезпечує рівномірне температурне поле в камері згорання теплового агрегату, забезпечує високі екологічні показники.

У порівнянні з пальниками інших типів використання пальників МДПГ дозволяє збільшити ККД вузлів нагрівальних приладів і знизити витрату палива на 3 - 25%.

Характеристика пальника МДП-Г-1200:

- Номінальна тепла потужність 12,5 МВт;
- Витрата палива 200...1250 м³/год;

- Коефіцієнт робочого регулювання 6;
- Номінальний тиск газу перед пальником 3,0 або 15 кПа;

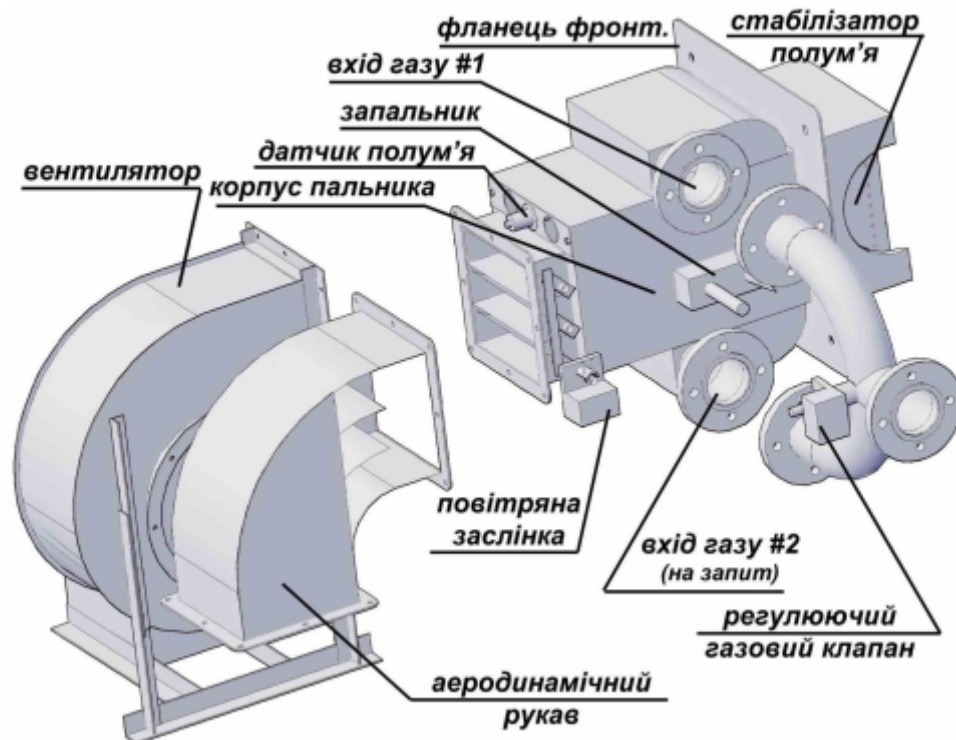


Рисунок 5.2 – Пальник газовий МДП-Г з вентилятором або аеродинамічним рукавом.

Якщо стоїть питання про переведення газового приладу з природного газу на біогаз, то його газопальниковий пристрій вимагає конструктивних змін. Для стійкої роботи газового пальника потрібно забезпечити правильну пропорцію газоповітряної суміші, а також швидкість потоку газу. Швидкість потоку газу задається тиском газу на вході та діаметром отвору форсунки для подачі газу [5]. Значний вміст (25 - 40%) CO₂ в біогазі впливає на кількість необхідного повітря для повного згорання палива.

Для згорання 1м³ біогазу в середньому потрібно в 1,5 рази менше повітря, ніж для згорання 1м³ природного газу [6]. Теплотворна здатність

біогазу менше, ніж у природного газу в кілька разів. Це позначається на витраті палива, що подається. Слід враховувати, що характеристики біогазу безпосередньо залежать від виду вихідного субстрату, тому конструкція і налаштування пальників для роботи на біогазі повинні визначатися експериментально для кожного індивідуального випадку.

5.3 Висновки до розділу

В даному розділі показано схему біогазової установки, розраховано: загальний вихід біогазу – 6300 м³/добу, прийнято об'єм метантенка 1700 м³, об'ємна витрата газу у газгольдері – 148,2 м³/год, потужність газового двигуна – 612 кВт, підібрано двигун марки VITOBLOC 200 EM-238/363, витрата умовного палива на двигун – 0,045 кг/с, витрата біогазу на двигун – 0,0598 м³/с. Також, підібрано пальник МДП-Г-1200 потужністю 12,5 МВт.

6 ДОСЛІДЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛОВІДДАЧІ ДО СТІЧНИХ ВОД МОЛОКОЗАВОДУ

6.1 Експериментальна установка

Стічні води молочної промисловості представляють собою складну систему, в якій присутні розчинені у воді, а також зважені та емульсовані частинки забруднюючих речовин. Як і стічні води багатьох харчових виробництв, стоки підприємств по переробці молока характеризуються нерівномірністю їх якісного складу та об'єму, які поступають до очесних споруд, що впливає на їх теплофізичні характеристики та інтенсивність теплообміну.

Зважаючи на вищесказані властивості для визначення інтенсивності теплообміну стічних вод молокозаводу застосуємо експериментально-розрахунковий метод регулярного теплового режиму. Згідно з методикою досліджень прогнозування інтенсивності теплообміну здійснюється між металевою стінкою і сумішшю з обмеженою інформацією про теплофізичні властивості в системі «циліндричний об'єм заповнений сумішшю – металева циліндрична стінка – вода в коаксіальному об'ємі» за умов вільної конвекції.

Стічні води підприємства – це суміш, яка містить сироватку, воду та тверді сировмісні домішки. Прогнозування інтенсивності теплообміну здійснювалось між металевою стінкою і сумішшю з обмеженою інформацією про теплофізичні властивості в системі «циліндричний об'єм заповнений сумішшю – металева циліндрична стінка – вода в коаксіальному об'ємі» за умов вільної конвекції.

Портативний експериментальний стенд показано на рис. 6.1. Стенд обладнаний знімною пропелерної мішалкою $d_m = 0,058$ м, з трьома лопатями, кут нахилу до горизонту кожної дорівнює 60° і дозволяє досліджувати процеси теплообміну в умовах природної і вимушеної конвекції. Співвідношення діаметрів мішалки і внутрішньої робочої порожнини

установки $d_m / D_{вн} = 0,6$. Дві робочі порожнини: зовнішня, об'ємом V_1 , і внутрішня, об'ємом V_2 , розділені циліндричною поверхнею теплообміну. Об'єм робочої порожнини V_1 більше V_2 в 3,7 рази, висота циліндричної теплообмінної поверхні $H = 0,108$ м [5-7]. Рівень рідин в порожнинах V_1 і V_2 однаковий. У гарячому теплоносії зонд з вимірювальними термопарами розташований на рівній відстані від стінок робочої порожнини V_1 , в досліджуваній рідині в об'ємі V_2 – біля валу мішалки, не перешкоджаючи вільному його обертанню.

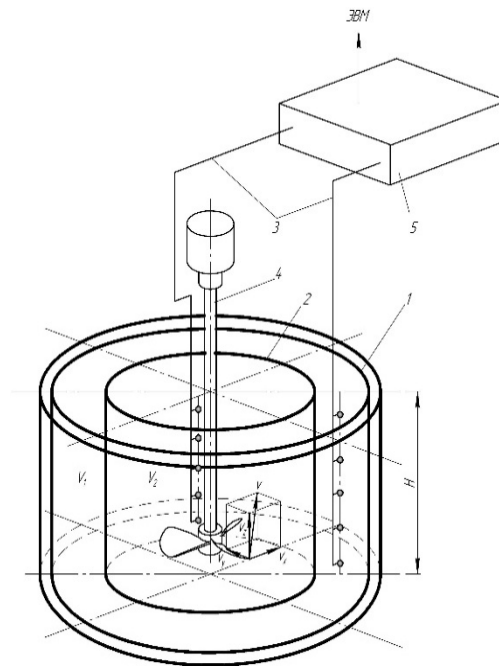


Рисунок 6.1-Установка для дослідження інтенсивності теплообміну: 1, 2 - зовнішня і внутрішня ємкість; 3 - термопари; 4 - пропелерна мішалка; 5 - пристрій збирання і попередньої обробки сигналів, що надходять від датчиків вимірювання температури.

6.2 Методика проведення дослідів

Внутрішній циліндричний об'єм заповнюється дослідною сумішшю, а кільцевий об'єм гарячою водою. Кільцевий об'єм утворений циліндричною стінкою та ізолюваною із зовні циліндричною стінкою. Інформація про теплофізичні властивості суміші обмежена. Відбувається природний нестационарний процес. Вода охолоджується, суміш нагрівається. Теплота від

води до суміші передається через тонку металеву циліндричну поверхню товщиною стінки $\delta_{ст} = 0,5$ мм. Вимірюються температури в п'яти точках в об'ємах V_1 , і V_2 через певний проміжок часу. Діапазон температур гарячого теплоносія $t_2' = 72 \dots 50$ °С, холодного – $t_2'' = 20 \dots 40$ °С. Температура навколишнього середовища за межами системи $t_{н.с} = 20 \dots 22$ °С. Температури t_2' , t_2'' , температурний напір $\Delta t = t_2' - t_2''$ змінювалися за часом t_2' , t_2'' , $\Delta t = f(\tau)$. Також змінювався за часом тепловий потік від циліндричного об'єму до суміші $Q = f(\tau)$. За умов загального температурного напору менше 5 °С досліди закінчуються, оскільки обробка таких результатів недоцільна через велику похибку.

6.3 Методика обробки дослідів

Температура стінки визначається з рівняння $t_{ст} = t_2' - \bar{q} / \bar{\alpha}_{1Nu}$ методом послідовних наближень, де \bar{q} , $\bar{\alpha}_{1Nu}$ – відповідно в моменти часу τ_2 і τ_1 , середній тепловий потік через металеву циліндричну стінку та коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки, який визначається за відомим критеріальним рівнянням для великого об'єму за умов стаціонарного режиму [5].

Питомий тепловий потік

$$\bar{q} = \frac{M_b \cdot C_{рв} \cdot [t'_{2(\tau_2)} - t'_{2(\tau_1)}]}{F(\tau_2 - \tau_1)}, \quad (6.1)$$

де M_b – маса води в циліндричному об'ємі, кг; $C_{рв}$ – питома масова теплоємність для середньої температури, кДж/(кг·К); $t'_{2(\tau_1)}$, $t'_{2(\tau_2)}$ – температури води у початковий та кінцевий момент часу, °С, у періоди часу τ_1 і τ_2 , F – площа поверхні теплообміну, м².

Коефіцієнти тепловіддачі від стінки до органічної суміші α_2 визначається двома методами: методом для стаціонарних процесів теплообміну та методом регулярного теплового режиму в системі «циліндричний об'єм заповнений водою – металева стінка – суміш», за умов розміщення суміші у зовнішньому кільцевому каналі.

Розподіл надлишкових температур в дослідній системі

$$\ln(\vartheta) = \ln(t_2' - t_2'') = f(\tau), \quad (6.2)$$

де $\ln(\vartheta)$ – натуральний логарифм надлишкової температури органічної суміші, °C;

τ – поточний час експерименту, с.

Темп регулярного охолодження системи m , °C/с

$$m = \frac{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2}{\tau_1 - \tau_2}, \quad (6.3)$$

де ϑ_1, ϑ_2 – надлишкові локальні температури тіла в початковий τ_1 та кінцевий τ_2 момент часу відповідно, $\vartheta = t_2' - t_{cr}$, де t_2', t_{cr} визначаються для двох моментів часу τ_1 і τ_2 .

Враховуючи експериментальні результати, які отримані за (6.2) і (6.3) визначаються коефіцієнти тепловіддачі методом регулярного теплового режиму з рівняння [1, 3]:

$$\alpha_2 = \frac{m \cdot C_p}{F \cdot \psi}, \quad (6.4)$$

де C_p – повна теплота тіла, кДж/К, F – площа поверхні циліндричного об'єму, м².

Коефіцієнт нерівномірності розподілу температур в тілі

$$\psi = \frac{\vartheta_f}{\vartheta_v} = \frac{m \cdot C_v}{\alpha_{2m} \cdot F}, \quad (6.5)$$

де ϑ_v – надлишкова температура гарячого теплоносія $\vartheta_v = t'_2 - t''_2$, °C; ϑ_f – надлишкова температура гарячого теплоносія по відношенню до середньої температури стінки $\vartheta_f = |t'_2 - t_{cr}|$.

$$\text{або } \psi = \frac{(t'_2 - t_{cr})}{(t'_2 - t''_2)}, \quad (6.6)$$

Коефіцієнти тепловіддачі до суміші методом для стаціонарних процесів теплообміну визначаються із співвідношення

$$\alpha_{2k} = \left(\frac{1}{k_{\text{експ}}} - \frac{1}{\alpha_{1\text{Nu}}} \right)^{-1}, \quad (6.7)$$

де $k_{\text{екс}} = q_{\text{екс}} / \Delta t_{\text{екс}}$, Вт/(м²·К) – експериментальний коефіцієнт теплопередачі, який визначається як відношення питомого теплового потоку $q_{\text{екс}}$ до температурного напору $\Delta t_{\text{екс}} = t'_2 - t''_2$.

За результатами експерименту побудовано розподіл надлишкових температур в дослідній системі у вигляді залежності $\ln(t'_2 - t''_2) = f(\tau)$

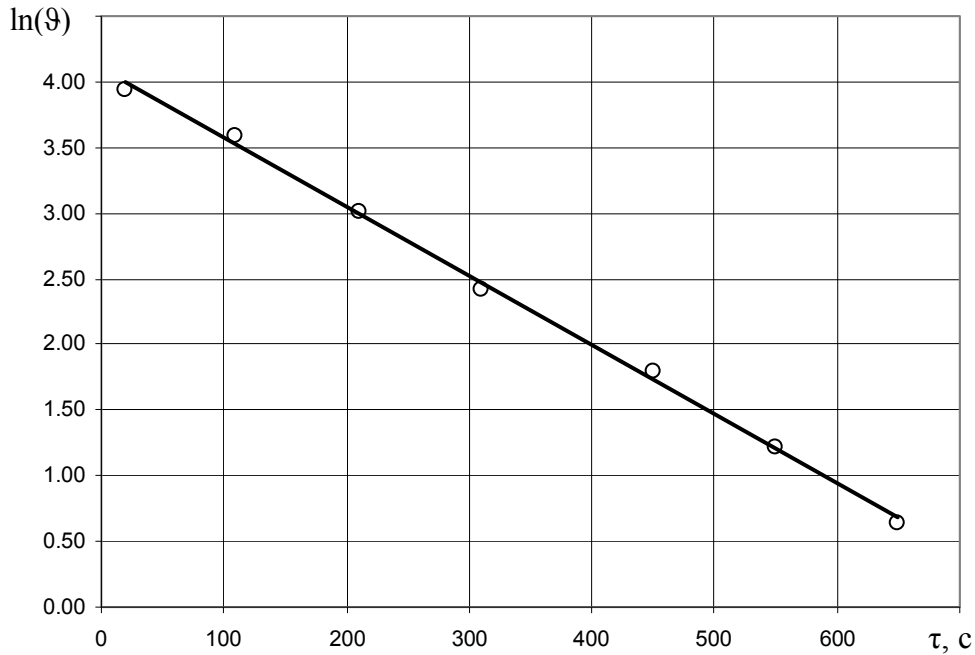


Рис. 6.2 Розподіл надлишкових температур за часом

На підставі рис. 6.2 виявлено, що залежність $\ln(\theta) = f(\tau)$ для охолодження системи «циліндричний об'єм заповнений сумішшю – металева стінка – вода» має однаковий характер з регулярним тепловим режимом, який спостерігається у твердих тілах різної форми [1, 3].

За наведеними методиками здійснено дослідження та розрахунки інтенсивності тепловіддачі до суміші за умови вільної конвекції біля вертикальної циліндричної стінки. За результатами розрахунків побудовані залежності, які показані на рис. 3 та рис. 4, де індексом «m» і «k» позначені величини для різних методів визначення α_2 .

На рис. 6.3 показана залежність коефіцієнта тепловіддачі від темпу охолодження $\alpha_{2m} = f(m)$.

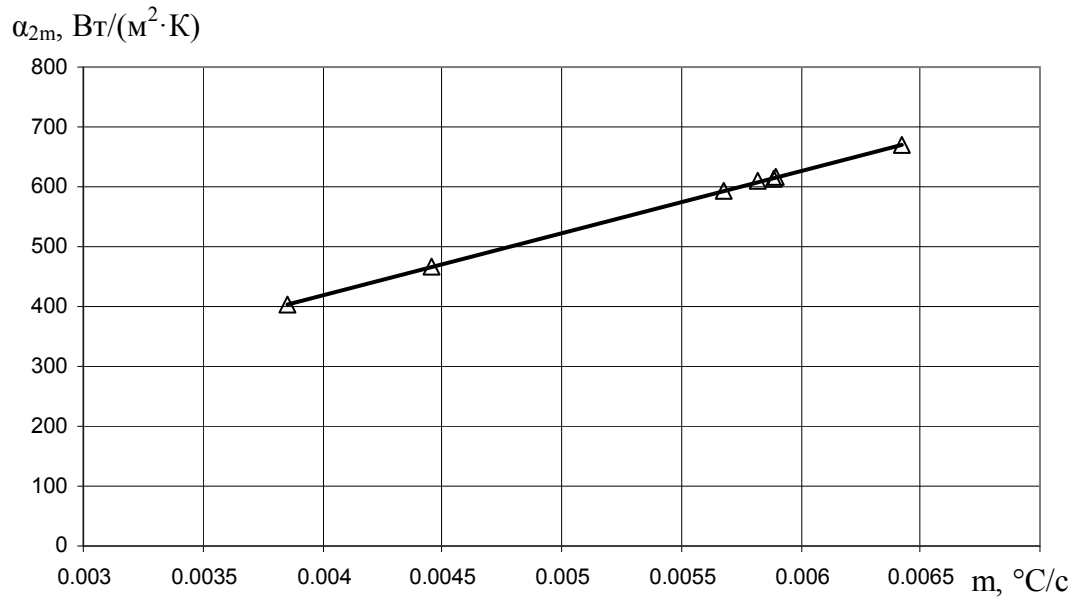


Рис. 6.3 Залежність коефіцієнта тепловіддачі до суміші від темпу охолодження

Отримані результати (рис. 6.3) дають можливість побачити, що розташування експериментальних точок, відповідає якісній кривій, яка описана в [2, 3] для твердих тіл.

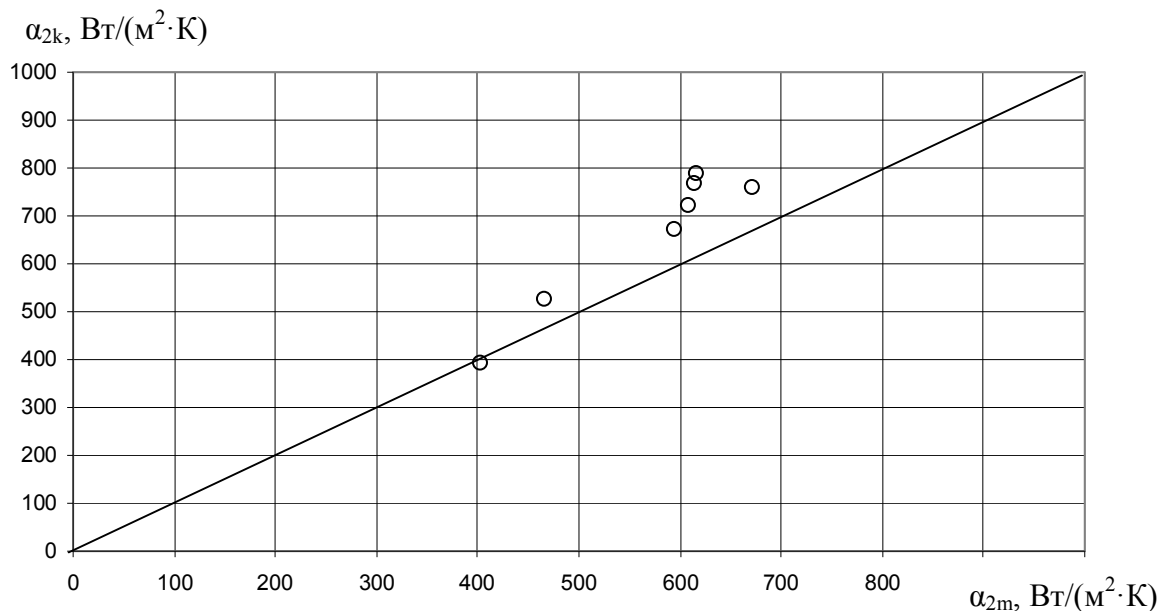


Рис. 6.4 Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі до суміші визначених методами стаціонарного режиму та регулярного теплового режиму

Порівняння експериментальних результатів (рис. 6.4) дозволяє оцінити, що розбіжність коефіцієнтів тепловіддачі становить $\pm 20\%$. Це пояснюється тим що коефіцієнти тепловіддачі α_{2k} визначені за методикою, коли експеримент відбувається в умовах нестационарного режиму, але обробка результатів виконана методами усталеного режиму, а α_{2m} – за методикою, яка застосовується для нестационарних режимів.

6.4 Експериментально-розрахунковий метод у розрахунках теплообмінника-утилізатора БГУ

За результатами попереднього тарування отримані критеріальні рівняння, що описують інтенсивність теплообміну в кожній з робочих порожнин. Для внутрішньої порожнини в реструктуризованому критеріальному рівнянні, яке названо базовим, враховується вільна і вимушена конвекція [7].

$$\alpha_2 = 0,0549 \cdot \text{КФВ}_6 \cdot \underbrace{\left[\frac{w^{-0,59} \cdot (g \cdot \bar{\Delta}t_6)^{0,1} \cdot H^{0,3}}{(2\delta)^{0,41}} \right]}_{\text{П}_{62}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_{ст}} \right)_6^{0,25}, \quad (6.1)$$

$$\text{КФВ}_6 = \underbrace{C_p^{0,43} \cdot \rho^{0,43} \cdot \beta^{0,1} \cdot \lambda^{0,57}}_{\text{P}_1} \cdot \nu^{-0,359} \quad (6.9)$$

$$\text{P}_1 = C_p^{0,43} \cdot \rho^{0,43} \cdot \beta^{0,1} \cdot \lambda^{0,57}, \quad (6.10)$$

де $\bar{\Delta}t_6 = (\bar{t}_1 - \bar{t}_2)$; \bar{t}_1 і \bar{t}_2 – усереднена температура гарячого теплоносія і досліджуваного рідкого середовища, °C [18];

$2\delta = D_{\text{вн}} - d_{\text{м}}$ – визначальний лінійний розмір для вимушеної конвекції, м;

H – визначальний лінійний розмір в умовах природної конвекції, м;

$\bar{w} = \pi \cdot n \cdot d_M / 60$ – умовна характерна швидкість руху рідини, м / с;

N – частота обертання мішалки, об / хв;

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від теплообмінної поверхні до досліджуваного рідкого середовища, Вт/(м²К); $Pr_{ж}$ – критерій Прандтля для рідини, визначений за температурою рідини, $Pr_{ж} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$;

Pr_c – критерій Прандтля для рідини, визначений за температурою стінки;

\bar{t}_1 і \bar{t}_2 - усереднена температура гарячого теплоносія і досліджуваного рідкого середовища;

β – коефіцієнт температурного розширення рідкого середовища, °С⁻¹;

λ – теплопровідність рідкого середовища, Вт / (м · К);

ν – кінематична в'язкість рідкого середовища, м²/с; ρ – густина рідкого середовища, кг/м³;

C_p – питома теплоємність рідкого середовища, кДж/(кг·К);

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

$KФВ_6$ – базовий комплекс фізичних властивостей. Поправка на напрямок теплообміну $(Pr_{ж} / Pr_{ст})_6^{0,25}$ визначалася за спеціально розробленим методом з використанням рідин і сумішей, теплофізичні властивості яких невідомі [5-7].

Якщо експериментально визначити коефіцієнт тепловіддачі від стінки до досліджуваного рідкого середовища $\alpha_2^{експ}$, то експериментальне значення комплексу фізичних властивостей

$$\text{ЕКФВ}_6 = \frac{\alpha_2^{\text{експ}}}{0,0549 \cdot \underbrace{\left[\bar{w}^{-0,59} \cdot (g \cdot \bar{\Delta t}_6)^{0,1} \cdot \frac{H^{0,3}}{2\delta^{0,41}} \right]}_{\Pi_{62}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_{ст}} \right)_6^{0,25}}$$

6.5 Висновки до розділу

За результатами досліджень встановлено, що на дослідному проміжку параметрів витримується співвідношення для надлишкової температури $\ln(\vartheta) = f(\tau)$ для охолодження системи «циліндричний об'єм заповнений сумішшю – металева стінка – вода», яке характерне для регулярного теплового режиму у твердих тілах різної форми. Залежності темпу охолодження $m = f(\alpha_2)$, які отримані експериментально, описуються кривою яка схожа за структурою до описаної в літературі для твердого тіла. Отримані експериментальні дані підтверджують можливість використання методу регулярного теплового режиму для дослідження інтенсивності тепловіддачі до органічних сумішей, які зброджуються в реакторі біогазової установки. Використання методів регулярного теплового режиму є перспективним напрямком дослідження процесів теплообміну у в'язких рідинах із відомими теплофізичними властивостями та органічними сумішами з обмеженою інформацією про теплофізичні властивості. Розбіжність коефіцієнтів тепловіддачі не перевищує 20%.

7 КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА СИСТЕМИ БІОКОНВЕРСІЇ

7.1 Методика теплового розрахунку пластинчастого теплообмінника

Технічні показники теплообмінного апарата залежать від його конструкції. Інтенсивність тепловіддачі, його надійність, технологічність виготовлення, трудомісткість і експлуатаційні характеристики залежать від, габаритних розмірів, форми та конструктивних особливостей пластин.

Під час роботи теплообмінника пластина піддається різному тиску робочих середовищ з обох боків. Це може викликати її прогин, тому на кожній пластині є ряди опорних (дистанційних) виступів. Рідина, після виходу з кутового опору, рухається поздовж пластини по хвилястій щілині, піддаючись штучній турбулізації, яка викликається періодичними поворотами потоку.

Пластинчасто-хвилясті поверхні класифікуються за формою профіля робочої поверхні так: з наявністю турбулізуючих вставок; вузькоканальні; сітчасто – потокові; стрічко – потокові. Останні дві групи отримали найбільший розвиток. Наявність штучної турбулізації потоку, яка характерна для сітчасто – потокових пластин, всередині потоку в шарі товщиною 5 мм швидкості струменів змінюються одразу в двох площинах. Це призводить до високого ступеня турбулізації потоку та руйнування приграничного шару. Тому найбільший коефіцієнт теплопередачі при швидкостях потоку 0,2 – 0,5 м/с одержують на поверхнях сітчасто – потокових пластин. Дослідження гідромеханічних і теплових характеристик у пластинчастих теплообмінних апаратах покладається на експеримент,

завдяки якому можливо отримати розрахункові рівняння теплообміну та опору [24]. Виконаємо тепловий розрахунок описаної вище конструкції за методикою [28].

Масова витрата “холодного” теплоносія

$$G_2 = \frac{Q}{C_p \cdot (t_2'' - t_2')} \quad (7.1)$$

Об’ємна витрата “гарячого” теплоносія

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} \quad (7.2)$$

Середній температурний напір:

– менша різниця температур

$$\Delta t_M = t_1' - t_2'' \quad (7.3)$$

– більша різниця температур

$$\Delta t_G = t_1'' - t_2' \quad (7.4)$$

–середньологарифмічна різниця температур

$$\Delta t_{\text{лог}}^{\rightleftharpoons} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)}, \quad (7.5)$$

Швидкість руху “гарячого” теплоносія в каналах теплообмінника приймаємо $w_1 = 1$ м/с.

Критерій Рейнольдса для грійної води

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_e}{\nu_1}, \quad (7.6)$$

Критерій Нуссельта для “гарячого” теплоносія для пластини типу «ялинка»

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \cdot \text{Re}_1^{0,73} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0,25}, \quad (7.7)$$

Коефіцієнти тепловіддачі від “гарячого” теплоносія до стінки

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_e}, \quad (7.8)$$

Об'ємна витрата “холодного” теплоносія

$$V_2 = G_2 / \rho_2. \quad (7.9)$$

Швидкість руху “холодного” теплоносія в каналах теплообмінника приймаємо $w_2 = 0,5$ м/с.

Критерій Рейнольдса для “холодного” теплоносія

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_e}{\nu_2}, \quad (7.10)$$

Критерій Нуссельта

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (7.11)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до “холодного” теплоносія

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e}, \quad (7.12)$$

Термічний опір стінки

$$R_{ст} = \delta_{ст} / \lambda_{ст}, \quad (7.13)$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + R_{ст} + 1/\alpha_2}, \quad (7.14)$$

Коефіцієнт теплопередачі враховуючи забруднення

$$K_3 = K \cdot \psi, \quad (7.15)$$

де ψ – коефіцієнт забруднення, що становить $\psi=0,85$;

Площа поверхні теплообміну апарата

$$F_a = Q / \left(K \cdot \Delta t_{\text{лог}}^{\overline{\overline{}}} \right), \quad (7.16)$$

Конструктивний розрахунок теплообмінника

Об'ємна витрата води, яка нагрівається

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \quad (7.18)$$

Масова витрата сироватки, що нагрівається

$$G_B = \frac{Q}{C_p \cdot (t_{22} - t_{21})}, \quad (7.19)$$

Площа поперечного перерізу пакета

$$f_n = \frac{V_B}{w_B}, \quad (7.20)$$

Число каналів в одному пакеті

$$n = \frac{f_n}{f_1}, \quad (7.21)$$

Число пластин в одному пакеті

$$m = 2 \cdot n, \quad (7.22)$$

Площа теплообміну одного пакету

$$F_n = F_1 \cdot m, \quad (7.23)$$

Кількість пакетів в апараті

$$z = \frac{F_a}{F_n}, \quad (7.24)$$

Результати теплового та конструктивного розрахунку теплообмінника показані в табл. 7.1.

7.2 Результати розрахунків

Технічні вимоги: температура відпрацьованої сироватки на вході в теплообмінник – $t'_1=50^{\circ}\text{C}$, температура свіжої сироватки на вході в теплообмінник $t'_2=40^{\circ}\text{C}$; кінцева температура нагріву свіжої сироватки $t''_2=52^{\circ}\text{C}$. Витрати теплоносіїв однакові і дорівнюють $G=3,47$ кг/с. Температура відпрацьованої сироватки на виході з теплообмінника $t''_1=38^{\circ}\text{C}$. Геометричні розміри пластин і типи каналів: площа теплообміну одної пластини $F_1 = F_2 = 0,5$ (м²); еквівалентний діаметр міжпластинного каналу $d_e = 0,008$ м; площа поперечного перерізу одного каналу $f_1 = f_2 = 0,0018$ (м²); діаметр умовного проходу кутового отвору $D_y = 150$ мм; довжина каналу (приведена) $L_n = 0,518$ м [28].

Таблиця 7.1 – Результати теплового та конструктивного розрахунку пластинчастого теплообмінника

Параметри теплообмінника	Варіант передачі теплоти
	Вода – вода
Загальна площа теплообміну, м ²	1,5
Швидкість руху теплоносіїв, м/с	0,3
Тип пластин	Гофри “ялинка”

Продовження таблиці 7.1

Кількість пластин	9
Еквівалентний діаметр, м	0,01
Середній крок між пластинами, мм	5
Коефіцієнти тепловіддачі, Вт/(м ² К)	
свіжа сироватка α_1	2800...3500
зброджена сироватка α_2	1700...2500
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² К)	1060...1460
Температурний напір, °С	12
Критерій Рейнольдса	3750
Режим течії	турбулентний

7.3 Висновки до розділу

Виконано конструктивний розрахунок теплообмінника. Загальна площа теплообміну – 1,5 м², швидкість руху теплоносіїв 0,3 м/с, кількість пластин – 9. Коефіцієнти тепловіддачі від свіжої сироватки – 2800...3500 Вт/(м²К), від збродженої сироватки 1700...2500 Вт/(м²К). Температурний напір – 12 °С.

8 АВТОМАТИЗАЦІЯ ПАРОВОЇ КОТЕЛЬНІ

8.1 Опис технологічного процесу

В приміщенні котельні встановлене наступне обладнання: парові котли типу LOOS паровидатністю 16 т/год і тиском насиченої водяної пари 1,2 Мпа (тиск спрацювання запобіжних клапанів 1,6 МПа), паливо – природний газ, деаератор атмосферного типу.

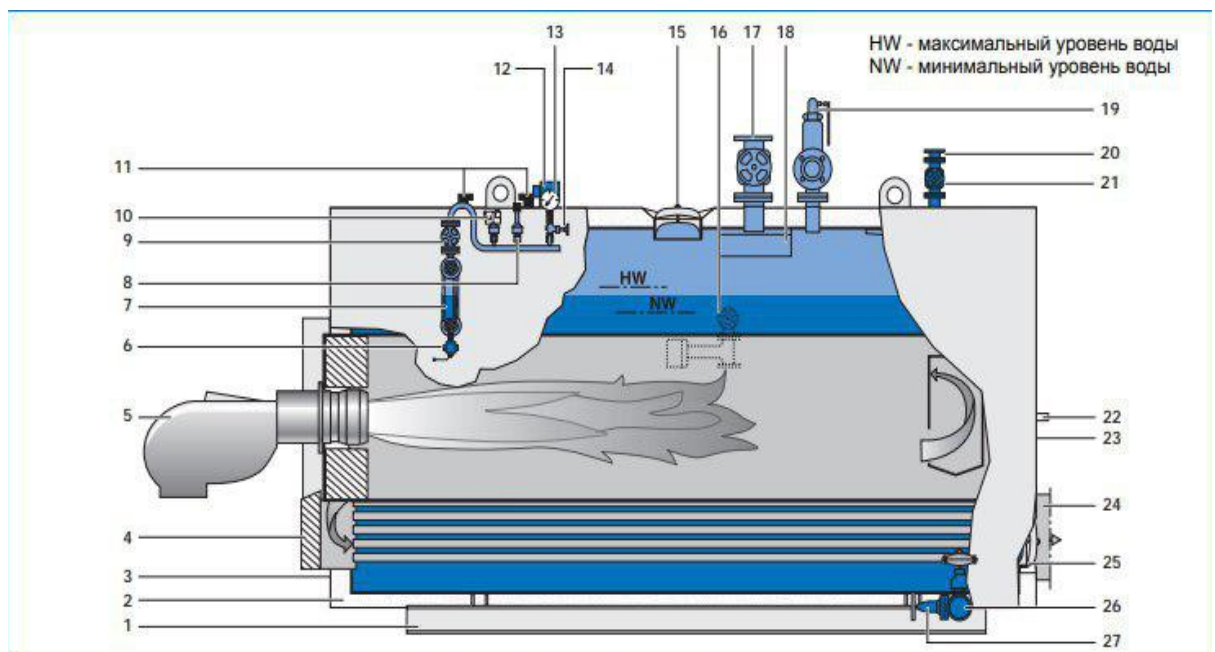


Рисунок 8.1 – Котел Logano SHD815 WT: 1 - опорна рама; 2 - ізоляційна обмурівка; 3 - захисний кожух; 4 - двері камери повороту газів; 5 - пальник, на вибір: 2-ступінчате, 3 –ступінчате, безступінчате модульоване регулювання потужності; 6 - продувний кран, кран для відбору проб води; 7 - індикатор відображення рівня води; 8 - датчик тиску (4мА – 20мА); 9 - запірний вентиль, не потребує обслуговування; 10 - обмежувач тиску; 11 - електрод мінімального рівня; 12 - датчик рівня (4мА – 20мА); 13 – манометр; 14 - манометр, запірний вентиль з контрольним фланцем; 15 - оглядовий люк, паровий контур; 16 – опціонально: регулюючий вентиль обезсолення; запірний

вентиль обезсолення, не потребує обслуговування; датчик вимірювання електропровідності; 17 - пароподібний вентиль, не потребує обслуговування; 18 – сухопарник; 19 - пружинний запобіжний клапан; 20 - запірний вентиль живильної води (не потребує обслуговування), зворотній клапан живильної води; 21 - оглядовий люк; 22 - оглядовий люк полум'я; 23 - оглядовий люк топкової камери; 24 – патрубок підключення димової труби з фланцем та контрфланцем;

25 - оглядовий люк, водяний контур; 26 - автоматика видалення шламу;

27 - зливний запірний вентиль, не потребує обслуговування.

Для середніх та великих значень паропродуктивності, а також для тиску більше 16 бар розроблений жаротрубний димогарний котел з потрібним проходом димових газів. Триходовий котел Logano SHD815 (WT) розроблений для виробництва насиченої пари. Цей конструктивний ряд підходить для всіх систем горіння, в т.ч. для роботи на мазуті.

1-й прохід. Над жаровою трубою немає гріючих поверхонь димогарних труб, і тому пузирі пари безперешкодно поступають в парову камеру. Жарова труба розташована збоку та поряд знаходяться пучки димогарних труб, утворюючи 2-й і 3-й проходи. Це сприяє інтенсивній циркуляції котлової води, посиленій теплопередачі та хорошому охолодженню матеріалу. Форма та виконання задньої камери повороту димових газів, а також розташування їх ходів дозволило організувати великий топковий простір, збільшити площу поверхні нагріву та виконати корпус з невеликим діаметром. Конструкції інших виробників в більшості випадків для аналогічних за потужністю котлів передбачають великий об'єм води і більшу до 30% площу поверхні самих котлів.

В цій конструкції жарова труба також входить в передню стінку і далі без звуження в задню стінку. Кінець жарової труби закритий закритий жароміцним бетоном, в якому розташований задній оглядовий люк з отвором

для спостереження за горінням. Димові труби 2-го ходу приварені до пластини задньої поворотної камери зі спеціальною обробкою зварного шва без виступу та без охолоджуючих водяним контуром жолобів. Термічне навантаження трубної панелі невелике. В котлах цієї конструкції спеціалісти фірми Будерус також передбачили пристрій великих компенсуючих поверхонь для рівномірного розподілення напруги на зварні шви на задній стінці.

Під'єднувальна передня камери повороту димових газів оснащена герметичною поворотними фронтальними дверима на декількох болтах. Це спрощує проведення огляду та чисток димових труб 2-го та 3-го ходів.

Водоохолоджувальна задня камера повороту димових газів і жарова труба, яка повністю проходить через задню стіну, являються специфічними конструктивними елементами, розробленими на фірмі Будерус. Вони надають котловому корпусу зносостійкість та стабільність.

Завдяки високоякісній теплоізоляції втрати теплоти з променистим теплом мінімальні. Ці втрати для середніх розмірів котлів, при допустимому тиску 10 бар і товщині ізоляції 100 мм складають приблизно 0,3 % від максимальної потужності котла. Порівняно невелика загальна площа поверхні обумовлена конструкцією та відсутність розпірок в циліндричному просторі ізоляції. Крім того, всі оглядові люки ізольовані.

Logano SHD815 WT оснащений економайзером з високим коефективними поверхнями нагріву, що являється його додатковою перевагою.

Високотемпературні димові гази від парового котла представляють собою потік з більшим тепловим потенціалом.

Економайзер, використовуючи цю теплову енергію для підігріву живильної води, підвищує коефіцієнт корисної дії котла майже на 5 – 7%.

Втрати з димовими газами складають менше 5%.

Насичена пара із заданими автоматикою котла параметрами через розподільний колектор (парову гребінку) подається до існуючих

паропроводів – на технологічні установки фабрики. Зворотній конденсат від виробничих паровикористовуючих технологічних установок (по існуючій схемі) в кількості – 90% повертається назад в котельню на станцію збору конденсату і подається насосною групою у два баки і далі, в деаераторний бак. З деаераторного баку живильна вода подається на живлення парового котла Logano SHD815 WT 12000x16 за допомогою двох котлових живильних насосів CR15-14XK-f-a-A(Grundfos). Живильна вода з деаератору використовується також для живлення існуючих котлів та підживлення контуру води.

Продування парового котла приводиться автоматично, за встановленими автоматикою котла параметрами (в процесі режимної накладки), виконавчий орган клапану продування котла обладнаний пневмоприводом, для роботи пневмопривода продувального клапана котла, встановлений поршневий повітряний компресор «Aircast» з робочим тиском 6 бар.

Обезсолення парового котла проводиться в автоматичному режимі, автоматикою котла, виконавчий орган – клапан з електроприводом.

Газопостачання котельні здійснюється від газопроводу середнього тиску. Котел Logano SHD815 WT 12000x16 укомплектований пальником фірми Weishaupt G70/3-A ZM-NR з газовим мультиблоком MBC 500 Ду80 з двома електромагнітними клапанами, фільтром, датчиком реле тиску, серворегулятором, регулятором співвідношення газ-повітря.

На котлі передбачений технологічний (агрегатний) облік газу, який здійснюється газовим лічильником «Курс-01) з ультразвуковим витратоміром. Робочий тиск газу перед газовим обладнанням котла – 20 кПа.

Основне устаткування водопідготовки має блоки управління і розраховано на роботу в автоматичному режимі. Підготовлена вода подається в термічний атмосферний деаератор. Регулювання рівня тиску пари в деаераторному баці здійснюється блоком загально котельної автоматики.

Живлення парового котла здійснюється двома автономними насосами, роботою яких управляє котловий контролер. Продувка котла забезпечується автоматикою котла. Клапан продувки обладнаний електроприводом, для роботи якого передбачений повітряний компресор. Паровий котел, газовий пальник, установка очищення води поступають в комплекті з шафами і блоками управління, що забезпечують безпечну злагоджену роботу технологічного устаткування в автоматичному режимі.

Котел обладнаний повністю автоматизованим газопальниковим пристроєм SAACKE Teminox GX 155-45 потужністю 3500 – 15200 кВт., для топкової камери з надлишковим тиском. Вентилятор подачі повітря для горіння, змонтований на пальнику з електродвигуном, який керується частотним перетворювачем, а також пристрій розпалу, пристрій регулювання співвідношення газ-повітря та запобіжниково-вимикаюча паливна арматура, пристрій контролю полум'я управляються менеджером горіння W-FM200. Блок управління та ідентифікації, який входить склад менеджера, показує на дисплеї різні стани роботи пальника та забезпечує їх програмування за допомогою ручки яка обертається та функціональних клавіш.

Переваги зв'язного регулювання W-FM200 складає в простоті налаштування за допомогою меню дисплея. Положення сервоприводів для регулювання співвідношення палива та повітря, а також частоти обертів двигуна вентилятора можна встановлювати в цифровому вигляді. Необхідно внести лише мімум робочих точок, проміжні точки інтерполюються.

Завдання навантаження на пальник поступає з LBC (X21/1;2) на роз'єм X62/3;4 менеджера горіння W-FM200 в вигляді аналогового струмового сигналу 4-20 мА. Частотне управління електродвигуна вентилятора пальника, робиться за допомогою виходу для заданого значення (4-20 мА) з роз'єму X73/4;5 W-FM200, з налаштуванням частоти обертів в залежності від необхідної потужності. В зв'язаному управлінні з сервоприводом подається необхідна кількість повітря для спалювання і споживання електроенергії знижується до мінімуму.

У випадку зупинення подачі повітря або недостатній його кількості, реле тиску повітря виконує аварійне відключення пальника (запобіжний ланцюг безпеки).

Якщо фактичний тиск газу при запалюванні опускається нижче встановленого на реле тиску газу, запускається програма нестачі газу. Якщо тиск газу вже на старті, нижче встановленого значення, запуск пальника не виконується (ланцюг безпеки пальника).

Після кожного регульованого відключення пальника менеджер горіння проводить контроль герметичності подвійних магнітних клапанів. Перша фаза перевірки – при регульованому відключенні клапан 1 закривається, клапан 2 короткочасно залишається відкритим.

Таким чином, робиться скидання тиску між клапанами 1 та 2 через газовий дросель. Після закриття клапана 2 в середовищі між клапанами 1 і 2 не повинно бути тиску.

Друга фаза перевірки – клапан 1 короткочасно відкривається, тиску між клапанами під час перевірки не повинен знижуватись нижче встановленого на реле тиску газу контролю герметичності (ланцюг безпеки пальника).

Під час запуску пальника після аварійного відключення або при відключенні напруги контроль герметичності проводиться перед запуском пальника.

Датчик полум'я – іонізаційний електрод, контролює сигнал інтенсивності полум'я в кожній робочій фазі пальника. Якщо сигнал полум'я не відповідає програмі, відбувається аварійне відключення пальника (ланцюг безпеки пальника).

При відхиленні і виході за межу установок налаштування датчиків відповідних параметрів, цифровий менеджер горіння блокує роботу пальника і виводить сигнал «Аварія пальника».

Несправності виводяться на дисплей БУІ позмінно у вигляді кодової або текстової інформації і розподілені по коду помилки (несправності) та діагностичному коду. Подача напруги на сервоприводи повітряної заслонки

та газового дроселя та зв'язок з W-FM200 виконується за допомогою кабелю шини CAN на сервопривод, сигнал розпізнається сервоприводом в електронному вигляді та повертається назад для контролю на менеджер горіння. За останнім споживанням на кабелі шини встановлюється кінцева перемичка. В БУІ кінцева перемичка шини встановлена фіксовано.

Для введення пального в експлуатацію необхідно перевірити і у випадку необхідності встановити частоту обертання вентилятора і положення повітряної заслонки в кожній робочій точці, а також точки ввімкнення/вимкнення.

8.2 Система автоматичного регулювання потужності котла

Регулювання потужністю пального виконується наступним чином:

Тиск в котлі вимірюється і перетворюється вихідний струмовий аналоговий сигнал 4-20мА і подається через пристрій термостабілізації та струмообмеження на аналоговий вхід PAW274 пристрою автоматизації LBC, де порівнюється з встановленими параметрами кількості пари. CAP потужності парового котла зображена на рис. 8.2.

Датчик тиску являється контрольно – аварійною функцією. Величина неузгодження являє завдання яке надходить з аналогового виходу PAW272 на вимірювальний перетворювач IgT-MU, де гальванічно розв'язується з сигналом пристрою автоматизації та подається на вхід аналогового завдання регулятора потужності 4-20мА (роз'єм X62/3;4) цифрового менеджера WFM200 пального, який модулює потужність.

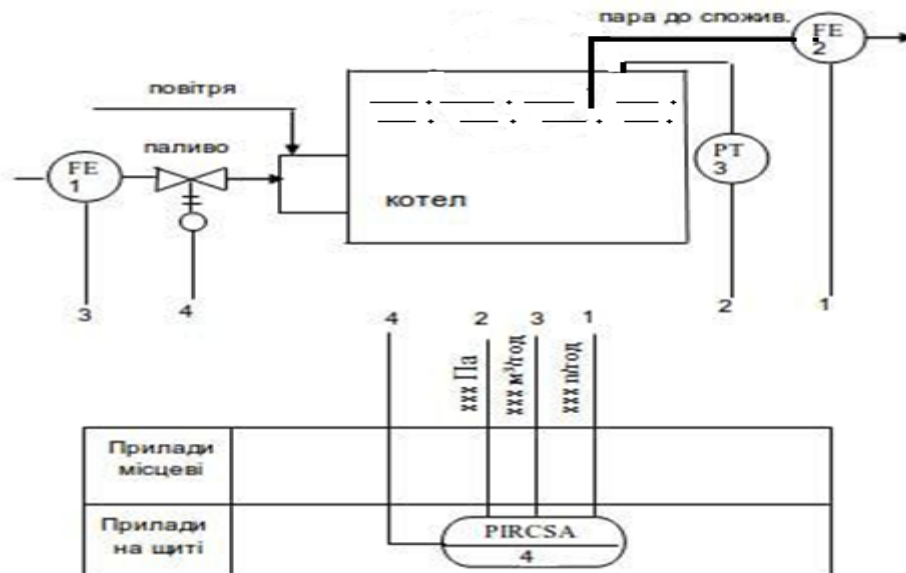


Рисунок 8.2 – САР потужності парового котла

8.3 Система автоматичного регулювання рівня води в котлі

Регулювання продуктивністю живильними насосами з вбудованими перетворювачами частоти відбувається так:

Рівень в котлі вимірюється за допомогою перетворювача рівня та перетворюється в вихідний аналоговий сигнал 4-20мА та подається через пристрій термостабілізації та струмообмеження вхід РЕW272 пристрою автоматизації LBC, де порівнюється з встановленим параметром завдання рівня. Величина неузгодження являється завданням яке надходить з аналогового виходу РАW276 для живильного насоса №1 та з РАМ278 для живильного насоса №2. Ці аналогові струмові сигнали 4-20мА являються завданням яке надходить на вбудовані в живильні насоси перетворювачі частоти, які керують частотою обертів живильних насосів, а також їх потужністю та рівнем живильної води в котлі, таким чином, що він залишається приблизно постійним. При підвищенні максимального рівня в котлі – живильний насос автоматично відключається, при зниженні рівня нижче мінімального значення – паливник відключається та блокується.

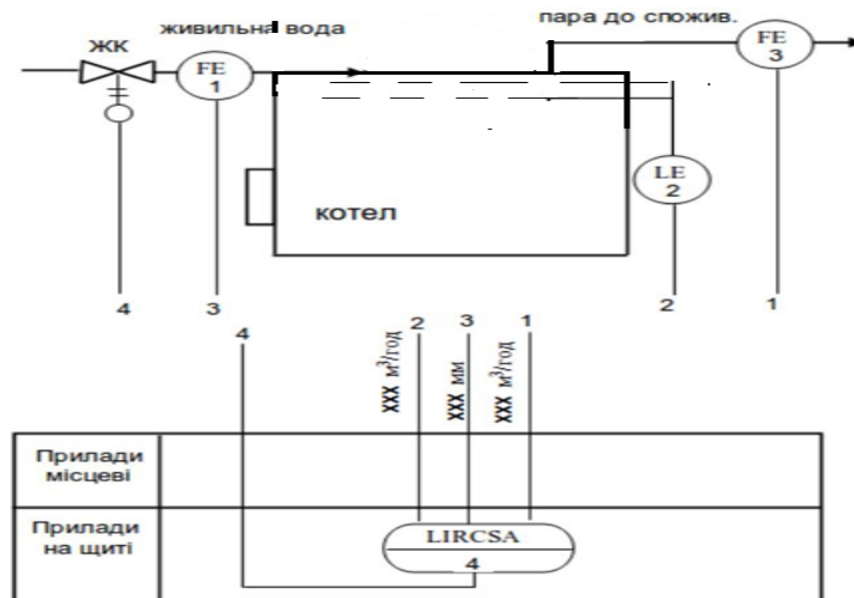


Рисунок 8.3 – Система автоматичного регулювання рівня води в котлі

8.4 Система автоматичного регулювання солемісту котлової води

Датчик – перетворювач провідності котлової води вимірює солеміст, приблизно в середній частині котла нижче електрода – перетворювача рівня і являється елементом системи безперервної продувки. Перетворений аналоговий струмовий сигнал 4-20мА через пристрій термостабілізації та струмообмеження надходить на аналоговий вхід PEW276 пристрою автоматизації LBC, де порівнюється з встановленим параметром завдання провідності.

Величина неузгодження перетворюється пристроєм автоматизації LBC в дискретні сигнали виходів (DO 0.3) – вентиль знесолення «відкрити» та (DO 0.2) – вентиль обезсолення «закрити» які через проміжні реле, гальванічно розв'язуються та подаються у вигляді сигналів «більше» - «менше» на встановлюючий привід знесолення. Проводиться безперервна продувка котла до встановлених норм солемісту котлової води. При перевищенні встановлених норм солемісту, пристрої автоматизації LBC формують вихідний дискретний сигнал на виході (DO 0.4) «провідність завищена», а при перевищенні критичного граничного значення та аварійного,

протоколюється в архіві збіїв в роботі з одночасною сигналізацією. Зниження солевмісту нижче встановленого мінімального значення – закриває арматуру продувки.

Пристрій автоматизації LBC формує та контролює вихідні та вхідні дискретні сигнали:

- Включення живильних насосів, при їх програмному виборі, в залежності від режиму роботи вихідних сигналів (DO 0.0 – насос №1; та DO 0.1 – насос №2).
- Вимикання живильних насосів при їх аварії і «холостого ходу» (вхідні сигнали Di 1.0 – аварія живильного насоса №1; Di 1.1 – аварія живильного насоса №2; Di 0.7 – насос на холостому ході). Управління насосом запобігає його роботі при недостатній витраті води, необхідної для охолодження двигуна насоса та змазки рухомих частин.

При спрацьовуванні захисного вимикача електродвигуна одного робочого насоса, виконується автоматичне переключення на резервний насос. Відкладення шлама, які збираються під час експлуатації парових котлів, внаслідок осадження з котлової води на днище, видаляються з парового котла за допомогою керованої вручну або автоматично швидкодіючою арматурою видалення шлама під час коротких періодів відкривання. При відкриванні швидкодіючої запірної арматури, шлам видаляється з підшови котла внаслідок виникнення підсоса.

Ручну швидкодіючу арматуру видалення шлама можна переробити в автоматичну, за допомогою комплекта для переобладнання, шляхом дооснащення мембранним приводом.

Автоматична швидкодіюча арматура видалення шлама приводиться в відкрите положення мембранним приводом. За допомогою направляючого пальця мембранного привода та нажимного бота зажатий пружиною шток клапану видавлюється із сідла клапану.

Відкривається великий поперечний переріз, через який впавший в осад шлам, видаляється з котла, в якості керуючого середовища для мембранного приводу використовується вода під тиском в допустимих межах.

Програмована система управління періодичною продувкою котла ТА6 на монтажній панелі складається з електронного циклічного таймера, трьохходового соленоїдного клапану та сітчатого фільтру для води під тиском. Циклічний таймер PRS-7b генерує керуючий імпульс, через який заданий часовий інтервал продувки, приводить в дію трьохходовий клапан, подаючи воду під тиском, в свою чергу відкриває швидкодіючий клапан шлаковидалення МРА 46 та закриває його, як тільки закінчується управляючий імпульс. Часовий інтервал продувки може бути заданий вручну. Циклічний таймер PRS-7b може керуватись вручну за допомогою розташованої на його лицьовій панелі кнопки.

8.5 САР співвідношення «паливо-повітря»

Завдання САР економічності полягає в підтриманні максимального ККД котла. Одним із надійних методів оцінювання економічності процесу згоряння палива є аналіз складу газів на виході з топки котла. Відомо, що для повного згоряння палива потрібно підтримувати оптимальні коефіцієнти зайвини повітря: для газомазутних котлів $\alpha \approx 1,02 \dots 1,05$. САР співвідношення «паливо – повітря» має забезпечити підтримання при постійному навантаженні котла вміст надлишкового кисню з максимальним відхиленням $\pm 0,2\%$ для газомазутних котлів з малим надлишком повітря і $\pm 0,5\%$ для інших котлів.

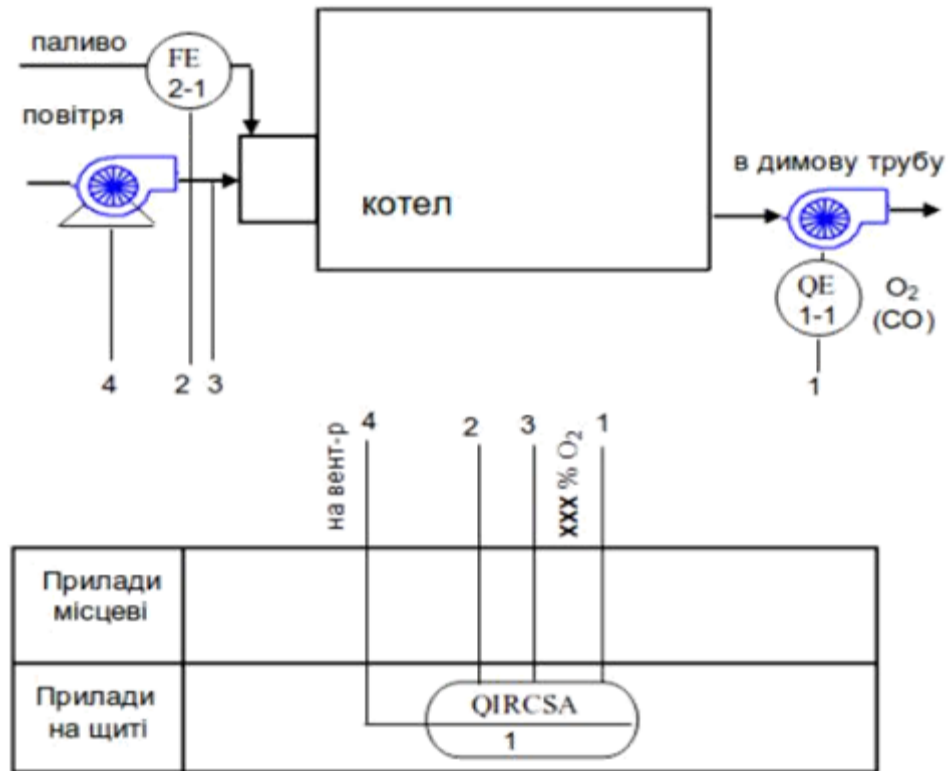


Рисунок 10

8.4 – САР співвідношення «паливо-повітря»

Регулятор призначений для роботи в системах автоматичного контролю, регулювання та керування процесами спалювання газоподібного палива.



Рисунок 8.5 – Графік співвідношення «газ-повітря»

8.6 Система автоматичного керування LBC

Котли Logano SHD 815 (WT) мають свою систему автоматики LBC KR, яка забезпечує функції:

- керує роботою пальника котла та регулює його потужність.
- регулює заданий тиск пари.
- контролює наявність аварійних ситуацій і зупиняє роботу пальника у наступних випадках:
 - тиск пари високий;
 - рівень води низький;
 - рівень води високий;
 - вміст солей високий.

Loos Boiler Control (LBC) поєднує в собі виконання чотирьох основних функцій всіх розрізнених приладів і компонентів традиційної системи управління котла. На дисплеї відображаються всі найважливіші робочі параметри на німецькій і майже на всіх поширених мовах. До робочих параметрів відносяться, тиск пари, потужність пальника, параметри рівня води, положення регулятора знесолення і провідність котлової води. Реєстрації підлягають години роботи котла, час роботи і старту пальника. Дякуючи такі великій інформації про робочий режим, можна оптимізувати регульовальні характеристики з урахуванням особливостей споживання і без тривалих вимірів і розрахунків. Комплектацію LBC можна розширити. Регулювання потужності пов'язано з механічними і електронними вузлами газового, дизельного або комбінованого пальника, як ступеневого, так і модульованого. Регулювання рівня може бути виконано двохпозиційним або безперервним. Іншими функціями LBC є регулювання процесу знесолення і автоматика видалення шлама.

Газові пальники обладнані автоматикою управління і регулювання фірми Weishaupt на базі блока LFL-1-333, яка виконує функції:

- автоматичне розпалювання котла.
- контролює такі аварійні ситуації:
- тиск повітря низький;
- тиск газу низький;
- тиск газу високий;
- контроль щільності клапанів;
- відсутність полум'я пальника.

Пристрій автоматизації LBC формує та контролює вихідні та вхідні дискретні сигнали:

- включення живильних насосів, при їх програмному виборі, в залежності від режиму роботи вихідних сигналів (DO 0.0 – насос №1; та DO 0.1 – насос №2).
- вимикання живильних насосів при їх аварії і «холостого ходу» (вхідні сигнали Di 1.0 – аварія живильного насоса №1; Di 1.1 – аварія живильного насоса №2; Di 0.7 – насос на холостому ході).

Управління насосом запобігає його роботі при недостатній витраті води, необхідної для охолодження двигуна насоса та змазки рухомих частин.

При спрацьовуванні захисного вимикача електродвигуна одного робочого насоса, виконується автоматичне переключення на резервний насос.

При відсутності аварії по запобіжному ланцюгу, живильних насосів, пальника – пристрої автоматизації LBC формує по технологічній необхідності в парі вихідний дискретний сигнал (DO 1.3) – запит увімкнення пальника та після його запуску, контролює роботу – вхідний дискретний сигнал (1.5). Таким чином виконується автоматичний контроль та регулювання заданих параметрів роботи котла, включаючи наступні функції: управління малим навантаженням; відображення лічильників годин роботи котла, пальника та кількості його стартів; текстові повідомлення на мультипанелі про режими роботи та збурень, включаючи архів для 500 повідомлень з фіксацією часу виникнення та усунення неполадок з

збереженням існуючих експлуатаційних станів; управління функціональними клавішами в режимі меню; відображення всіх існуючих експлуатаційних значень та станів; управління функціональними клавішами в режимі меню; відображення всіх існуючих експлуатаційних значень та станів. У випадку створення аварійної ситуації на дискретному виході пристрою автоматизації LBC (0.7) з'являється сигнал загальної аварії, який через гальванічний розв'язаний контакт проміжного реле подається на сирену в приміщенні операторів.

Шафа управління котла LBC – клас захисту IP54, металевий корпус, підключення кабелю знизу, монтаж приладів управління виконується за допомогою гнучких кабелів в кабельних каналах.

На дверях шафи встановлені:

- головний вимикач з блокувальним пристроєм;
- система управління та спостереження Touch-8 з сенсорною мультипанеллю MP277. Робота з системою управління і спостереження виконується через сенсорний екран, на якому після пуску з'являються всі необхідні об'єкти управління.

Всередині шафи LBC встановлені:

- трансформатор напруги для вироблення напруги управління;
- стабілізатор напруги
- обмежувач напруги з реєстрацією кидків напруги в мережі (Di 2,0);
- центральний процесор CPU (Simatic S7-300) з блоком живлення і блоками введення-виведення і зв'язку з сенсорною мультипанеллю, зв'язок через інтерфейс Tthernet – формують прибор автоматизації LBC

При відсутності аварії по запобіжному ланцюгу, живильних насосів, пальнику – пристроїв автоматизації, LBC формує по технологічній потребі в парі вихідний дискретний сигнал (DO1.3) – запит включення пальника і після його запуску, контролює роботу – вхідний дискретний сигнал(1.5). Таким чином здійснюється автоматичний контроль та регулювання заданих

параметрів роботи котла, вмикаючи наступні функції: управління малим навантаженням; відображення лічильника годин роботи котла, пальника та кількості його стартів; текстові повідомлення на мультіпанелі про режими роботи, включаючи архів для 500 повідомлень з фіксацією часу виникнення та усунення неполадок з збереженням істотних експлуатаційних станів; відображення всіх існуючих експлуатаційних значень та станів. В (DO0.7) з'являється сигнал загальної тривоги, який через гальванічний контакт проміжного реле подається на сирену в приміщення оператора.

8.7 Система автоматичного керування LSC

Шафа управління Loos System Control LSC, клас захисту IP54, металевий корпус, структуроване покриття сірого кольору, монтажна пластина з оцинкованої сталі, підведення кабелів знизу. Монтаж пристроїв увімкнення та управління виконаний на монтажній пластині та в двері шафи. Кабельні з'єднання виконані гнучкими в каналах достатніх розмірів. Виконання управління відповідає нормам DIN-/EN. Шафа управління функціонально протестована, містить 1 комплект електросхем.

Компоненти:

- 1 головний вимикач з блокувальним пристроєм;
- 1 пристрій автоматизації LSC з підсвіченим дисплеєм та наступними входами та виходами:
- 4 аналогових входи для підключення датчиків в електричному шлейфі 4-20мА;
- 4 аналогових виходи для управління приводами в електричному шлейфі 4-20мА;
- 16 цифрових входів з модульними інтерфейсами для підключення сигналів 230В;
- 16 цифрових виходів з модульними інтерфейсами для підключення виконуючих пристроїв 230 В;

- 1 електронний лічильник повідомлення про несправності.

Можливість підключення (безпотенціального) для:

- 1 зовнішнього звукового сигналу (максимальне навантаження 230 VAC, 5A)

Наступні функції управління включені в LSC:

- вентилятор шафи управління, який складається з:
- фільтрувального вентилятора та вихідного фільтру для зменшення внутрішньої температури в шафі управління за допомогою більш прохолодного повітря навколишнього середовища.

Компоненти:

- головний вимикач з блокувальним пристроєм
- трансформатор управління по EN 60204-1 для вироблення напруги управління 230 VAC. Змонтований в шафі управління, з заземленням по стороні напруги управління.
- головний вимикач з блокувальним пристроєм

Встановлене обладнання:

- 1 головний контрольний вимикач з блокувальним пристроєм
- 1 пристрій автоматизації LSC з сенсорним кольоровим дисплеєм та ч-скрін. Апробовані в промисловості апаратні засоби з діапазону засобів управління по записаній програмі застосовуються в системі управління котлом LOOS. Всі програми по забезпеченню управління збережені на карті пам'яті, яка додається до пристрою. Графічний TFT – дисплей з сенсорним інтерфейсом служить і дисплеєм та операційною одиницею. Операційні сигнали та архів параметрів процесу зберігаються на мультимедійній карті, яка входить в комплект поставки.

Додаткові з'єднання (потенціально здвоєнні) для:

- зовнішній звуковий сигнал
- З'єднувальний кабель шини з 9-полюсним SUB-D-штекером (штекер постачається окремо) для з'єднання шафи управління котла LBC та шафи управління LSC.

- електронний зумер для сигналу про несправність
- контакт з 2 положеннями (напр. насос конденсату Вкл./Викл.).

8.8 Система автоматичного керування LWC

Шафа управління деаератора LWC клас захисту IP54, металевий корпус, введення кабелів знизу. Монтаж пристроїв управління та включення виконаний на монтажній панелі та в двері шафи. Електричні з'єднання в шафі управління виконані за допомогою гнучких кабельних каналів.

На дверях шафи встановлені: текстовий індикатор TD200 та сигнальна лампа «відведення напруги».

Всередині шафи розташовані:

- обмежувач напруги з реєстрацією кидків наруги в мережі;
- трансформатор для вироблення напруги управління 230V AC з заземленням по стороні напруги управління;
- вентилятора витяжки;
- автоматичних вимикачів: подачі напруги управління, живлення установок зв'язування кисню та пом'якшення води, живлення сервопривода вентиля подачі пари на барботаж, заживлення блоку живлення 220V AC/24 V DC центрального блока S7-200;
- роз'ємів та клемників шафи;
- центрального блоку мікропроцесора з блоками введення – виведення S7-200;
- текстовий індикатор T200 складають пристрій автоматизації LMC з підсвіченим екраном.

Встановлення повної деаерації живильної води забезпечує парогенератор термічно обробленою живильною водою та приймає зворотній потік конденсату. Регулювання рівня та температури живильної води в баку відбувається за допомогою електронного оброблення даних вимірювань та

електричних виконуючих пристроїв, які приводяться в дію пристроєм автоматизації LMC.

Пристрій LWC складається з узгоджених між собою компонентів програмного та апаратного забезпечення. Управління встановленням виконується х тестового індикатора, шляхом натискання на відповідну сенсорну клавішу.

Рівень в баці живильної води, вимірюється перетворювачем тиску та перетворюється в нормований електричний сигнал (4-20мА). Цей сигнал оброблюється системою LWC та використовується в залежності від вибраного методу регулювання. За допомогою налаштованих установок та завдань регулятора рівня, система LWC відкриває та закриває арматуру управління на підживлювальній воді.

Є можливість за допомогою двох додаткових установок, відключати конденсатні насоси. При перевищенні максимального рівня води на дисплей LWC виводиться повідомлення про аварію та з витримкою часу 10 секунд відкривається зливна запірні арматура. При пониженні рівня на 5% - запірні арматура знову закривається.

При зниженні мінімального рівня води – перекривається робота живильного насоса котла для запобігання холостого ходу. При підвищенні рівня вище налаштованої точки робота живильного насоса відновлюється. Є можливість ручного управління арматурою на підживлювальній воді.

Тиск в баці живильної води деаератора, вимірюється перетворювачем тиску та перетворюється в нормований електричний сигнал (4-20мА). Цей сигнал оброблюється системою LWC та використовується в залежності від вибраного методу регулювання. За допомогою налаштованої установки регулятора тиску система LWC керує приводною арматурою на середовищі. Для запобігання експлуатаційних відмов та пошкодження деаераційної установки живильної води та включення за нею систем в регулятор тиску введено заводські обмеження установок нижньої та верхньої межі робочого надлишкового тиску.

Ці значення можуть налаштовуватися тільки в межах дозволеного діапазону. При пониженні тиску нижче установки мінімального робочого надлишкового тиску більше, чим на 10 секунд, викликанні недостатньою подачею пари, на дисплей LWC виводиться повідомлення про аварію.

Повідомлення про аварію повинні обов'язково квітуватись. Якщо всі повідомлення квітовані, но причини відмов не встановлені, повідомлення про аварію виводиться знову.

До шафи LWC підключається живлення автоматичної установки для зв'язування кисню та двох ступенів установки пом'якшення води Delta-P-I-2 (2 шт) – перша ступінь; GTNO-mat duj WF 2400 – друга ступінь). Насос – дозатор заживлюється при умові роботи одного з живильних насосів котла та включення LWC. Встановлення пом'якшувача води: перша і друга ступені заживлюються, при включеній установці LWC і наявності хоча б одного з сигналів з дискретних виходів пристрою автоматизації LWC (QO.2 – підживлювальна вода 1; QO.3 – підживлювальна вода 2) регулятора рівня. Насос – дозатор та установка хімводопідготовки можуть бути блоковані виносною фіксованою кнопкою шафи LBC, встановленій на вході в котельню, рядом з стоповою фіксованою кнопкою екстреної відсічки газу.

8.9 Технологічний контроль

Передбачено місцевий контроль параметрів температури, тиску, розрідження і рівні різних середовищ які показують і сигналізують контрольно-вимірювальними приладами, які встановленні на технологічних трубопроводах, обладнанні і на місці;

- запис температури і тиску пари на виробництво і конденсату з виробництва самозаписуючими термометрами та манометрами;
- місцевий контроль наявності в повітрі приміщення котельні вибухонебезпечних концентрацій метану та мікроконцентрацій вуглекислий сигналізатором типу «ДОЗОР»;

- автоматичне закриття електромагнітного клапану на газопроводі при загазованості

Встановлені в котельні деаераційна установка і тепlopункти мережевої води і гарячого водопостачання повністю автоматизовані. Сигнали про порушення нормального режиму роботи котельні виносяться на блок контролю і сигналізації типу БКС-04 та передбачають:

- обрив фази в трьохфазній мережі;
- загазованість в котельній;
- концентрація вуглекислого газу вище норми;
- тиск мережевої води, яка подається на котли нижче і вище норми;
- аварія котлів;
- відхилення тиску газу від норми;
- рівні води в баках

Розпалювання котлів необхідно виконувати тільки після включення аварійного освітлення, вентиляції в приміщенні та контролю загазованості. Котельну установку можуть обслуговувати тільки робітники, навчені поводженню з нею та які пройшли відповідний інструктаж по техніці безпеки.

8.10 Технологічний захист

Основними завданнями технологічного захисту є автоматичне відключення тягодуттєвого обладнання і припинення подачі палива до пальників у випадку:

- підвищення або зниження тиску газу перед пальником;
- зменшення розрідження в топці;
- згасання факелу пальника;
- підвищення тиску пари на виході з котла;
- зниження тиску повітря перед пальником;
- зниження напруги в ланцюгах захисту;

зниження або підвищення рівня в котлі

Система загазованості котельного залу передбачає автоматичний контроль наявності метану в приміщенні з застосуванням газоаналітичної системи СГАЕС-ІІ, яка складається з контрольного пристрою УПЕС-30 та комплекту оптичних газових сигналізаторів СГОЕС. Сигналізатори СГОЕС встановлюються рівномірно, по всій площі котельного залу, на рівні нижчого поясу ферм. Пороговий пристрій УПЕС-30 встановлюється в стойці з U19, яка встановлюється в апаратній КС.

Відсікти клапан-відсікач газу можна також за допомогою стопової фіксованої кнопки типу «грибок» в приміщенні котельні. Контроль та регулювання рівня баків запасу конденсату здійснюється за допомогою реле рівня в комплекті з мірними електродами рівня, встановленими на баках запасу конденсату. При надто малому рівні в баці запасу (нижче нижнього, а також рівня в баку деаератора вище 75%) – робота циркуляційного насоса повернення конденсату блокується, в ШСУ загоряється сигнальна лампа червоного кольору «низький рівень в баках». При надто високому рівні в баці запасу (верхній рівень) – загоряються сигнальні лампи червоного кольору «високий рівень в баках» та «Злив». В цей момент соленоїдний клапан (N0 подачі води на баки – закривається, а такий самий клапан зливу – відкривається, скидаючи лишню воду в каналізацію по переливу, поки вода в бачку не впаде нижче електрода середнього рівня. Тому розбіг між електродами середнього та високого рівнів повинен бути невеликий. При досягненні середнього рівня води в баках – відкривається соленоїдний клапан подачі конденсату на баки, а злив – закривається до наступного досягнення високого рівня в баках запасу конденсату. Якщо сигнальна лампа «Злив» - горить, а «Високий рівень в баках» - ні, то подача води в баки блокується, а злив – відкривається, но вже по причині перевищення порогу електропровідності зворотнього конденсату, контролюючого реле провідності, в комплекті з термометром опору вимірювальної камери.

При досягненні електропровідності конденсатором норми – подача води на баки відновлюється, а злив – відсікається. Таким чином відбувається автоматичний контроль та регулювання по рівню та електропровідності зворотнього конденсату та захист від холостого ходу насосів циркуляції повернення конденсату. Продуктивність підживлювальних насосів, а також і тиск води яка подається на котельню, визначається сумісною роботою електроприводів цих насосів з перетворювачем частоти (ПЧ), які керують ними. Вироблення ГВС та теплоносія на технологічні потреби виконується за допомогою парових підігрівачів, температура ГВ на виході яких регулюється за допомогою регуляторів температури для пари та складається з регулюючого клапана та контролера SX75 Spirax Sarco, які забезпечуються необхідні температурні параметри подачі теплоносія. Циркуляційні насоси ГВС та опалення можуть працювати як в автоматичному, так і ручному режимах. «Пуск» та «Зупин» їх виконується з ШСУ. Для візуального контролю за параметрами установок котельні на трубопроводах встановлені манометри та термометри. Захист від перевищення тиску виконаний за допомогою запобіжних клапанів.

8.11 Висновки до розділу

Визначені характеристики об'єкту автоматизації, технологічного обладнання, що застосовуються в процесі, обґрунтовано вибір: величин, які регулюються і каналів внесення регулюючих впливів, контроль та сигналізація, засоби автоматизації.

9 ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ КОТЕЛЬНОЇ ПІСЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ

Для розрахунку кошторсної вартості влаштування обладнання дотримувалися вимог ДСТУ Б Д 1.1.1 – 2013 „Правила визначення вартості будівництва” і використовували кошторисну програму “АВК”. Техніко – економічні показники проекту наведені в таблиці 9.1.

Локальний кошторис на влаштування біогазової установки наведений в таблиці 9.2. В локальному кошторисі визначається кошторисна вартість робіт, яка містить в собі прямі витрати та загально виробничі витрати.

Прямі витрати враховують в своєму складі заробітну плату робочих, вартість експлуатації будівельних машин та механізмів, вартість матеріалів, виробів та конструкцій. Вони визначаються шляхом множення визначеного за ресурсними елементними кошторисними нормами (РЕКН) кількості трудових та матеріально-технічних ресурсів на відповідні поточні ціни цих ресурсів. В дипломній роботі визначаються за готовими одиничними розцінками на кожний вид робіт.

Загально виробничі витрати (ЗВВ) – це витрати будівельно-монтажної організації, які входять у виробничу собівартість будівельно-монтажних робіт.

Локальний кошторис на влаштування обладнання розрахований в цінах 2019 року на основі підібраних матеріалів та ресурсних елементних кошторисних норм, на основі поточних цін на матеріали та ресурси (таблиця 3.1).

Кошторисна вартість дорівнює $K = 20921,549$ тис. грн.

Кошторисна заробітна плата ЗП = 1,596 тис. грн.

Кошторисна трудомісткість $T = 0,075$ тис. люд -год

Таблиця 9.1 – Техніко-економічні показники проекту

Назва величини	Розмірність	Значення
1	2	3
Річна витрата робочого палива	млн.кг/рік; млн.м ³ /рік	19,3
Витрати на паливо	млн.грн./рік	203,07
Витрати електроенергії	кВтгод.рік	1152
Витрати електроенергії (Насоси + допоміжне обладнання)	грн/рік	2177405
Витрати на заробітну плату	(млн.грн./рік).	26,92
Річна витрата води	м ³ /рік	24037
Витрати на воду	млн.грн./рік	0,23
Витрата на амортизацію	млн.грн	3,5
Витрати на поточний ремонт	млн.грн./рік	0,7
Інші витрати	млн.грн./рік	14,18
Загальні річні експлуатаційні витрати	млн.грн./рік	250,78
Річний відпуск теплоти	ГДж/рік	658021,7
Собівартість теплової енергії	грн./ГДж	381,11
Річний економічний ефект від виробництва теплової енергії	млн.грн./рік	24,41
Термін окупності капіталовкладень	років	2,23

Форма № 1

Таблиця 9.2 - Локальний кошторис на будівельні роботи № 2-1-11

Основа:
креслення (специфікації) №

Кошторисна вартість
Кошторисна трудомісткість
Кошторисна заробітна плата
Середній розряд робіт

20921,549 тис. грн.
0,075 тис.люд.-год.
1,596 тис. грн.
3,8 розряд

Складений в поточних цінах станом на "12.10" 2019 р.

№ п/п	Обґрунтування (шифр норми)	Найменування робіт і витрат	Одиниця виміру	Кількість	Вартість одиниці, грн.		Загальна вартість, грн.			Витрати труда робітників, люд.-год.	
					Всього	експлуатації машин	Всього	заробітної плати	експлуатації машин	не зайнятих обслуговуванням машин	
										в тому числі заробітної плати	в тому числі заробітної плати
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	M6-252-1	Монтаж біогазової установка	комплект	1	9966,65	273,84	9967	1398	274	68,6	68,6
					1398,07	19,79			20	0,9983	1
2	C130-6 варіант 1	Біогазова установка	шт	1	20910622,94	-	20910623	-	-	-	-
					-	-			-	-	-
		Разом прями витрати по кошторису					20920590	1398	274		68,6
		Разом будівельні роботи, грн.					20920590		20		1
		в тому числі:									
		вартість матеріалів, виробів та конструкцій, грн.					20918918				
		всього заробітна плата, грн.					1418				
		Загальновиробничі витрати, грн.					959				
		трудомісткість в загальновиробничих витратах, люд.год.					5,5				
		заробітна плата в загальновиробничих витратах, грн.					178				
		Всього будівельні роботи, грн.					20921549				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		----- -									
		Всього по кошторису					20921549				
		Кошторисна трудомісткість, люд.год.					75				
		Кошторисна заробітна плата, грн.					1596				

Склав

[посада, підпис (ініціали, прізвище)]

Перевірив

[посада, підпис (ініціали, прізвище)]

10 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В магістерській роботі досліджується застосування системи біоконверсії в тепловій схемі кондитерської фабрики. На будівельно-монтажний персонал, який буде здійснювати реконструкцію фабрики, за ГОСТ 12.0.003-74 впливають такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

а) фізичні:

- підвищена та знижена температура повітря робочої зони;
- підвищена вологість повітря у робочій зоні;
- підвищена запиленість повітря робочої зони;
- недостатність природного освітлення;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- небезпечний рівень напруги в електричному колі, замикання якого може відбутись через тіло людини;
- підвищений рівень вібрації,

в) психофізіологічні:

- фізичні перевантаження (статичні)
- нервово-психічні перевантаження (монотонність праці).

10.1 Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта

10.1.1 Технічні рішення з безпечної організації робочих місць

Для дотримання в процесі будівництва вимог законодавства про охорону навколишнього природного середовища та населення в проектно-технологічній та проектно-кошторисній документації необхідно передбачити виконання таких заходів:

- будівельно-монтажні роботи на територіях з обмеженим режимом господарської діяльності (заповідні зони, береги річок, охоронні об'єкти

тощо) дозволяється виконувати лише з дотриманням вимог державних екологічної та санітарно-гігієнічної експертиз;

- прокладання тимчасових автомобільних та інших під'їзних шляхів необхідно здійснювати так, щоб запобігти та унеможливити ушкодження сільськогосподарських угідь, дерев та кущів;
- виймання та складування родючого шару ґрунту та подальше його використання здійснювати згідно з будівельними нормами;
- запобігання пилоутворенню та забрудненню атмосферного повітря;
- запобігання забрудненню підземних вод нижчих горизонтів під час будівельних робіт, штучного закріплення ґрунтів;
- виконання комплексу заходів з утилізації та знешкодження твердих і рідких відходів;
- проведення робіт з меліорації та зміни існуючого рельєфу (створення ставків і водосховищ, знищення ярів, балок, боліт, відпрацьованих кар'єрів) лише за наявності проектної документації, погодженої у визначеному порядку;
- виконувати знезараження промислових та побутових стоків згідно з Правилами приймання стічних вод підприємств у комунальні та відомчі системи каналізації населених пунктів України.

Під час виконання будівельно-монтажних робіт забороняється:

- випускання стічних вод, а також неочищених господарсько-побутових або виробничих стоків, що утворюються на будівельному майданчику або поряд з ним;
- знищення на будівельному майданчику деревинно-кущової рослинності, якщо це не передбачено проектною документацією (знищені дерева та кущі необхідно компенсувати висадженням подібної рослинності після закінчення будівництва);
- складання відходів та сміття у зонах житлової забудови без застосування спеціальних пристроїв.

Керівник робіт несе безпосередню відповідальність за порушення зазначених вимог.

У разі виявлення під час виконання робіт об'єктів, що мають історичну, культурну або іншу цінність, керівнику робіт необхідно тимчасово зупинити будівельні роботи та повідомити про виявлені об'єкти установі та органам влади, передбаченим законодавством.

Будівельні майданчики (площадки будівельних і промислових підприємств з об'єктами будівництва, що знаходяться на них, виробничими і санітарно-побутовими приміщеннями і спорудами), ділянки робіт і робочі місця мають бути підготовлені для безпечного виконання робіт. Під час виконання робіт на будівельному майданчику роботодавець повинен забезпечити працівників санітарно-побутовими приміщеннями (гардеробними, душовими, умивальними, сушильними для одягу і взуття, приміщеннями для обігрівання, для вживання їжі та відпочинку, для особистої гігієни жінок, туалетами тощо), питною водою і медичним обслуговуванням згідно з чинними нормативами і колективним договором (угодою).

Санітарно-побутові приміщення і обладнання мають бути введені в експлуатацію до початку виконання робіт. Під час реконструкції діючих підприємств санітарно-побутові приміщення необхідно улаштовувати з урахуванням вимог, додержання яких обов'язкове під час виробничих процесів на об'єктах, які реконструюються. У санітарно-побутових приміщеннях необхідно мати достатню кількість шаф, столів та стільців.

Площа санітарно-побутових приміщень визначається відповідно до кількісного складу робітників у найбільш багаточисельну зміну на об'єкті за укрупненими нормативними показниками згідно з нормами, у $\text{м}^2/10$ осіб: гардеробна – 7,0; душова з переддушовою – 5,4; умивальня – 2,0; сушильня для одягу та взуття – 2,0; приміщення для обігрівання працюючих (захисту від сонячного випромінювання) – 1,0; їдальня (на напівфабрикатах) – 8,1 або буфет – 7,0; приміщення для відпочинку та вживання їжі – 10; туалет (питома

площа на одну особу) – 1; а також приміщення для особистої гігієни жінок, м²/100 жінок – 3,5; медпункт, м²/300 осіб і більше – 70 і більше.

На будівельних об'єктах необхідно мати аптечки з медикаментами, ноші, фіксуєчі шини та інші засоби надання першої долікарської допомоги. За чисельності працюючих на об'єкті більше ніж 300 осіб генпідрядник повинен організувати роботу медпункту (з постійним медперсоналом).

Приміщення (установки) для вживання питної води мають бути облаштовані на відстані не більше ніж 75 м по горизонталі і не більше ніж 10 м по вертикалі від робочих місць.

Виробничі та санітарно-побутові приміщення, місця відпочинку, проходи для людей, робочі місця на будівельних майданчиках слід розташовувати за межами небезпечних зон. Якщо виробничі та санітарно-побутові приміщення розміщено в небезпечних зонах, необхідно розробити графіки безпечного перебування людей у цих приміщеннях.

На будівництві об'єктів із застосуванням вантажопідіймальних кранів, якщо до небезпечних зон переміщення вантажів кранами потрапляють транспортні або пішохідні шляхи, санітарно-побутові чи виробничі будівлі та споруди, інші місця постійного чи тимчасового перебування людей під час виконання будівельно-монтажних робіт, необхідно виконувати вимоги цих норм, ПОБ і ПВР щодо забезпечення безпеки працюючих, зокрема:

- застосовувати засоби штучного обмеження зони роботи баштових кранів; - застосовувати захисні пристрої, захисні екрани тощо.

Проїзди, проходи на будівельних майданчиках, а також проходи до робочих місць і на робочих місцях не повинні мати вибоїн і утримуватись у чистоті та порядку, очищуватися від сміття, снігу, не захаращуватися матеріалами та виробами, а також бути не ковзкими.

Вимоги безпеки до облаштування і утримання будівельних майданчиків, виробничих ділянок і робочих місць.

Будівельні майданчики та виробничі ділянки повинні бути огорожені. Конструкція захисних огорож повинна задовольняти таким вимогам:

- огорожі, що прилягають до місць проходу людей за межами будівельного майданчика, повинні мати висоту не менше ніж 2,0 м і бути обладнані суцільним захисним козирком із несучою здатністю витримувати снігове навантаження, а також навантаження від падіння дрібних предметів; ці огорожі повинні бути без прорізів, крім воріт і хвірток, які охороняються протягом робочого часу і замикаються після закінчення робіт.

Робочі місця і проходи до них, розташовані на висоті більше ніж 1,3 м і на відстані менше ніж 2,0 м від межі перепаду по висоті, повинні бути огорожені захисними огорожами, конструкції яких визначаються в ПВР.

Огорожі слід доставити на об'єкт будівництва до початку виконання робіт та негайно установити після утворення зазначеного перепаду по висоті, а демонтувати безпосередньо перед улаштуванням проектних огорожувальних конструкцій.

Якщо неможливо установити огорожу, у випадках, визначених у ПВР, для виконання певних видів робіт (наприклад, верхолазні, монтаж конструкцій, обладнання, опалубки; мурування стін тощо) відповідно до ПВР їх необхідно виконувати із застосуванням запобіжних поясів, страхувальних канатів.

Проходи на робочих місцях і до робочих місць повинні відповідати таким вимогам:

- ширина одиночних проходів до робочих місць і на робочих місцях повинна бути не менше ніж 0,6 м, а висота таких проходів у просвіті – не менше ніж 1,8 м;

- драбини або скоби, що передбачені для піднімання чи спускання працівників на робочі місця, які розташовані на висоті (глибині) більше ніж 5 м, необхідно обладнувати пристроями для закріплення фала запобіжного пояса (канатами з уловлювачами тощо), а також обладнані дуговою огорожею.

Прорізи у стінах за однобічного прилягання до них настилу (перекриття) повинні бути огорожені, якщо відстань від рівня настилу до низу прорізу менше ніж 0,7 м.

Входи до будівель (споруд), що споруджуються, на період будівництва слід захистити зверху суцільним козирком шириною не менше ширини входу до будинку (споруди) і довжиною – відповідно до розміру небезпечної зони.

Козирки необхідно зберігати до вводу будинку в експлуатацію. Кут, що виникає між козирком та розташованою вище стіною, повинен бути 70° – 75° . За довжини козирка понад 2 м допускається встановлювати під зазначеним кутом тільки частину козирка безпосередньо над входом під козирок.

У разі, коли розрахункова довжина козирка перевищує межі будмайданчика, необхідно використовувати суцільні або сітчасті захисні системи огороження робочих горизонтів, які запобігають падінню елементів конструкцій та інших предметів з висоти в небезпечну зону. Конструкції цих систем необхідно визначати в ПВР.

Біля в'їзду на будівельний майданчик необхідно встановити схему руху автотранспорту. Транспортні засоби та пішоходи повинні потрапляти на об'єкт будівництва і покидати його через різні проходи і проїзди, що призначені для транспортних засобів і пішоходів. Для доступу в основні робочі зони тимчасові автомобільні шляхи повинні бути обладнані пішохідними переходами з відповідними знаками.

Швидкість руху автотранспорту поблизу місць виконання робіт не може перевищувати 10 км/год на прямих ділянках і 5 км/год – на поворотах.

Будівельне сміття зі споруди, що будується, або риштувань необхідно опускати по закритих жолобах, у закритих ящиках або контейнерах. Нижній кінець жолоба повинен знаходитись не вище ніж 1,0 м над землею або входити в бункер. Скидати сміття без жолобів або інших пристосувань дозволяється з висоти не більше ніж 3,0 м. Місця, на які скидається сміття,

необхідно огородити або забезпечити нагляд за ними для запобігання нещасним випадкам.

10.1.2 Електробезпека

Живлення здійснюється від п/ст 10/0,4 кВ кабельними лініями, що прокладені в траншеях. У приміщеннях готелю використовується трифазна чотирьохпровідна мережа із заземленою нейтраллю напругою 380/220 В. Відповідно з ГОСТ 12.1.013-78 умови праці за ступенем небезпеки ураження працівників електричним струмом є умовами з підвищеною небезпекою, тому що підлога у робочому приміщенні є струмопровідною.

Згідно із ГОСТ 12.1.030-81, в якості захисту від ураження людей електричним струмом застосовується заземлення. Крім того безпека експлуатації при нормальному режимі роботи забезпечується застосуванням ізолювальних пристроїв, огороженням струмоведучих частин, використанням малих напруг. Особи, що обслуговують електроустановки повинні користуватися ЗІЗ - спецвзуття, рукавиці. Засоби захисту необхідно періодично випробувати, їх слід захищати від механічних пошкоджень, впливу факторів, що погіршують їх діелектричні властивості.

Загальні вимога безпеки до виробничого обладнання встановлені згідно з ГОСТ 12.2.003-74, в якому визначені вимоги до основних елементів конструкції, органів управління і засобів захисту, які входять в конструкцію виробничого обладнання любого виду і призначення.

Електропривід насосів, вентиляторів, іншого обладнання повинний бути виконаний відповідно до Правил устрою електричних установок.

В установках напругою до 1 кВ огороження роблять суцільними. Безпечні відстані між огороженнями і не ізольованими струмоведучими частинами регламентується ПУЕ і в установках до 1 кВ із суцільними огороженнями - 5см. Висота розміщення не огорожених струмоведучих частин залежить від значення напруги і рівня підготовки людей, що

працюють з електроустаткуванням. Струмоведучі частини напругою до 1 кВ у місцях, де працюють люди, висота розміщення повинна бути не менше 3,5 м. Постійний контроль за ізоляцією, тому що протягом часу відбувається старіння ізоляції, що може привести до пробую і створити небезпеку при дотику людини до ізольованих проводів. Використовують наступні кольори для маркування ізоляції: чорна - для силових ланцюгів; червона - для ланцюгів керування.

Обов'язкова установка захисного заземлення і занулення та захисного відключення. При роботі з електроустаткуванням використовуються основні і додаткові електрозахистні засоби. До основних відносяться: ізолюючі штанги; ізолюючі і струмовимірювальні кліщі; слюсарно-монтажні інструменти з ізолюючим руків'ям. До додаткових відносяться: діелектричні рукавички; переносне заземлення; огорожуючі пристосування; плакати та знаки безпеки.

10.2 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії

10.2.1 Мікроклімат

Основними нормативними документами, що регламентують параметри мікроклімату виробничих приміщень, є ДСН 3.3.6.042-99 [16].

Мікроклімат приміщень будівництва характеризується наступними чинниками: температурою повітря, відносною вологістю повітря, швидкістю руху повітря, інтенсивністю теплового випромінювання.

Робота технологічного персоналу при дослідженнях відноситься до категорії Іб по важкості праці.

Енерговитрати за цією категорією становлять - до 140-174Вт.

Допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень приведені в таблиці 6.1.

Таблиця 10.1- Допустимі норми параметрів повітря

Період року	Категорія робіт	Температура, °С Допустима		Відносна вологість Допустима	Швидкість руху, X Допустима
		Верхня межа	Нижня межа		
Холодний	Іб	20-24	17-25	75	не більше 0,2
Теплий		21-28	19-30	55 при 27 °С	0,1-0,3

10.2.2 Склад повітря робочої зони

Забруднення повітря робочої зони регламентується гранично-допустимими концентраціями (ГДК) в мг/м^3 .

На будівництві виділяється пил нетоксичний. При роботі системи вентиляції, провітрюванні у приміщенні може попадати пил та інші шкідливі речовини, які виділяються при технологічних процесах і знаходяться повітрі навколишнього середовища. Їх ГДК відповідно до [18] наведено в таблиці 10.2.

Таблиця 10.2 - Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин для повітря атмосфери, в робочій зоні верстатника

Назва речовини	ГДК, мг/м^3		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Пил нетоксичний	0,5	0,15	4

Для забезпечення складу повітря робочої зони відповідно до ГОСТу 12.1.004. ССБТ проектом передбачені наступні рішення [15]:

- застосування пиловідсмоктуючих агрегатів з рукавними фільтрами, які встановлені безпосередньо на дільницях біля обладнання із яких очищене повітря поступає у виробниче приміщення;
- необхідно проводити контроль за ГДК шкідливих речовин у приміщенні;
- застосовувати природну вентиляцію: організовану і неорганізовану.

10.2.3 Виробниче освітлення

Природне освітлення

Система природного освітлення об'єкту будівництва відноситься до бокової. Характеристика робіт – середньої точності.

Відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 розряд зорової роботи IV, підрозряд «в». При боковому освітленні КПО(e, m) = 0,9%.

Нормоване значення КПО для даного виробничого приміщення розраховуємо за формулою:

$$e_N = e_H \cdot m_N,$$

m_N - коефіцієнт світлового клімату, $m_N = 0,9$.

$$e_N = 0,9 \cdot 0,9 = 0,8\%.$$

Природне освітлення одностороннє і здійснюється через вікна, які орієнтовані на схід.

Штучне освітлення

Правильна експлуатація установок природного і штучного освітлення відіграє важливу роль для створення високого рівня освітленості в приміщеннях і економії електроенергії, що витрачається на штучне електричне освітлення. Норми освітленості при штучному освітленні занесені до таблиці 10.3

Таблиця 10.3 - Норми освітленості при штучному освітленні

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнення	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення з фоном	Характеристика фона	Освітленість, лк	
						Штучне освітлення	
						Комбіноване	Загальне
Середньої точності	Вище 0,5 до 1	IV	в	Середній, малий	Середній, темний	450	200

Для освітлення миючого відділу вибираємо світильники прямого світла ЛПО-02 з двома світлодіодними лампами. Висота підвісу світильників над робочою поверхнею 4,5 метра.

При експлуатації здійснюється контроль за рівнем напруги освітлювальної мережі, своєчасна заміна перегорілих ламп, забезпечується чистота повітря у приміщенні.

10.2.4 Виробничий шум

На будівництві джерелом шуму є обладнання, машини, механізми та верстати - механічний шум.

Шум - це хаотична сукупність різних за силою і частотою звуків, що заважають сприйняттю корисних сигналів і негативно впливають на людину.

Постійна дія сильного шуму може не лише негативно вплинути на слух, але й викликати інші шкідливі наслідки - дзвін у вухах, запаморочення, головний біль, підвищення втоми, зниження працездатності.

Шум має кумулятивний ефект, тобто акустичні подразнення, накопичуючись в організмі людини, все сильніше пригнічують нервову систему. Тому перед втратою слуху від впливу шумів виникає функціональний розлад центральної нервової системи. Особливо шкідливий

На постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях та на території підприємства	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80
---	-----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Для зменшення рівня шуму до допустимого в цеху двигуни виконуються в металевому кожусі, а також виконують змащення, застосовують пластмасові деталі, використовують протишумні навушники, які закривають вушну раковину.

10.2.5 Виробничі вібрації

Вібрацією називають механічні коливання пружних тіл або систем, коли відбувається переміщення центра їх ваги в просторі відносно статичного стану. Загальна вібрація передається на тіло через опорні поверхні людини, що стоїть чи сидить (підшви ніг або сідниці).

Таблиця 10.5 - Допустимі рівні вібрації на постійних місцях

Вид вібрації	Октавні смуги з середньгеометричними частотами, Гц									
	2	4	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
Загальна вібрація:	$\frac{1,3}{108}$	$\frac{0,45}{99}$	$\frac{0,22}{93}$	$\frac{0,2}{92}$	$\frac{0,2}{92}$	$\frac{0,2}{92}$	-	-	-	-
На постійних робочих місцях в виробничих приміщеннях										

В чисельнику середньоквадратичне значення вібрації, м/с 10^{-2} , знаменнику - логарифмічні рівні вібрації, дБ.

Основними методами колективного віброзахисту є зниження вібрації шляхом дії на джерело виникнення: відстрочка від режиму резонанс; динамічне гасіння коливань, заміна конструктивних елементів уставок і будівельних конструкцій. Засоби індивідуального захисту діляться на засоби для ніг, рук та тіла працюючого.

10.2.6 Психофізіологічні фактори

Психофізіологічні фактори вибираються відповідно з Гігієнічною класифікацією праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу, затвердженої Наказом Міністерства охорони здоров'я № 528 від 27 грудня 2001 року.

Фізичні навантаження.

Робоча поза: Періодичне перебування в незручній позі (робота з поворотом тулуба, незручним розташуванням кінцівок) та/або фіксованій позі (неможливість зміни взаємного розташування різних частин тіла відносно одна одної) до 25% часу зміни. Знаходження в позі стоячи до 60% часу зміни.

Сумарна маса вантажів, що переміщуються протягом кожної години зміни: з робочої поверхні (чоловіки): до 870

Нахили корпусу (вимушені, більше 30), кількість за зміну: 51 – 100

Переміщення у просторі (переходи, обумовлені технологічним процесом протягом зміни), км

По горизонталі: до 8

По вертикалі: до 4

Інтелектуальні навантаження: Рішення простих альтернативних завдань згідно з інструкцією

Зміст роботи: Сприймання сигналів з наступною корекцією дій та операцій, Обробка, виконання завдання та його перевірка, Робота за встановленим графіком з можливим його коректуванням у ході діяльності

Сенсорні навантаження:

Тривалість зосередженого спостереження (в % від часу зміни) 25-50

Щільність сигналів (світлових, звукових) та повідомлень в середньому за годину роботи 75-175

Кількість виробничих об'єктів одночасного спостереження 5- 10

Навантаження на зоровий аналізатор (Спостереження за екранами відеотерміналів (годин на зміну) 2-3

Навантаження на слуховий аналізатор (при виробничій необхідності сприйняття мови чи диференційованих сигналів) Розбірливість слів та сигналів від 90% до 70%

Навантаження на голосовий апарат (сумарна кількість годин, що наговорюються протягом тижня) 16-20

Емоційне навантаження:

Ступінь відповідальності за результат своєї діяльності. Значущість помилки – Несе відповідальність за функціональну якість допоміжних робіт (завдань). Вимагає додаткових зусиль з боку керівництва (бригадира, майстра та ін.)

Ступінь ризику для власного життя

Ступінь відповідальності за безпеку інших осіб

Монотонність навантажень:

Кількість елементів (прийомів), необхідних для реалізації простого завдання або в операціях, які повторюються багаторазово 10-6

Тривалість виконання простих виробничих завдань чи операцій, що повторюються (сек.) 100-25

Монотонність виробничої обстановки (час пасивного спостереження за технологічним процесом в % від часу зміни) 76-90

Режим праці

Фактична тривалість робочого дня (год.) 8 – 9

Змінність роботи Двозмінна робота (без нічної зміни)

Наявність регламентованих перерв та їх тривалість Перерви регламентовані, недостатньої тривалості: від 3% до 7% часу зміни

10.3 Безпека в НС

10.3.1 Оцінка можливих наслідків вибуху газу в разі виходу з ладу обладнання котельні

Розрахунок надмірного тиску вибуху газоповітряної суміші

Густина газу при розрахунковій температурі $t_p = 22$ °С (за завданням) визначається за формулою:

$$\rho_{z,n} = \frac{M}{V_0 \cdot (1 + 0,00367t_p)} = \frac{16}{22,413(1 + 0,0036 \cdot 22)} = 0,66 \text{ (кг} \times \text{м}^3\text{)},$$

де M – молярна маса речовини ($M(C_xO_yH_z) = x \cdot M_C + y \cdot M_O + z \cdot M_H$), $\text{кг} \cdot \text{кмоль}^{-1}$ (для природного газу CH_4 – $M(\text{CH}_4) = 12 + 4 \cdot 1 = 16$); V_0 – мольний об'єм, що дорівнює $22,413 \text{ м}^3 \cdot \text{кмоль}^{-1}$.

Стехіометрична концентрація ГГ або парів ЛЗР та ГР, % (об.), що визначається за формулою:

$$C_{ст} = \frac{100}{1 + 4,84 \cdot \beta} = \frac{100}{1 + 4,84 \cdot 2} = 9,36,$$

де $\beta = n_c + \frac{n_n - n_x}{4} - \frac{n_o}{2} = 1 + \frac{4}{4} = 2$ – стехіометричний коефіцієнт кисню в реакції згоряння (при розрахунку β атоми азоту не враховуються); $n_c = 1$, $n_n = 4$, $n_o = 0$, $n_x = 0$ – число атомів С, Н, О та галогенів у молекулі ГГ або парів ГР (робоче паливо – газ метан).

Об'єм газу, що вийшов з котла

$$V_a = \frac{P_1}{P_0} \cdot V = 0,01 \cdot P_1 \cdot V = 0,01 \cdot 300 \cdot 0,3 = 0,9 \text{ (м}^3\text{)},$$

де $P_1 = 300$ – тиск в апараті, кПа(за завданням); $V = 0,3$ – об'єм апарата, м³ (за завданням); P_0 - атмосферний тиск, що дорівнює 101,3 кПа.

Об'єм газу, що вийшов з трубопроводів

$$V_T = V_{1T} + V_{2T} = 0,6 + 2,49 = 3,09 \text{ (м}^3\text{)},$$

де V_{1T} – об'єм газу, що вийшов з трубопроводу до його перекривання, м³; V_{2T} – об'єм газу, що вийшов з трубопроводу після його перекривання, м³.

$$V_{1T} = q \cdot \tau = 0,005 \cdot 120 = 0,6 \text{ (м}^3\text{)},$$

де $q = 0,005 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$ – витрата газу, яку визначають згідно з технологічним регламентом залежно від тиску у трубопроводі, його діаметру, температури газового середовища тощо(за завданням); $\tau = 120 \text{ с}$ – час перекривання у режимі автоматики (за завданням)

$$V_{2T} = 0,01 \pi \cdot P_2 (r_1^2 L_1 + r_2^2 L_2 + \dots + r_n^2 L_n) = \\ 0,01 \cdot 3,14 \cdot 1000 \cdot (0,025 \cdot 0,6 + 0,02 \cdot 0,6 + 0,015 \cdot 3,5) = 2,49 \text{ (м}^3\text{)},$$

де $P_2 = 1000$ – максимальний тиск у трубопроводі за технологічним регламентом, кПа (за завданням); $r_1 = 0,025$, $r_2 = 0,02$, $r_3 = 0,015$ – внутрішній радіус трубопроводів, м (за завданням); $L_1 = 0,6$, $L_1 = 0,6$, $L_1 = 3,5$ – загальна довжина трубопроводів від аварійного апарата до засувки, м(за завданням); $P_0 = 101,3$ – атмосферний тиск, кПа.

Масу газу, що потрапив до приміщення під час розрахункової аварії, визначаємо за формулою:

$$m = (V_a + V_T) \cdot \rho_G = (0,9 + 3,09) \cdot 0,66 = 2,63 \text{ (кг)},$$

Надлишковий тиск вибуху ΔP для індивідуальних горючих речовин, які складаються з атомів С, Н, О, N, Cl, Br, I, F визначається за формулою:

$$\begin{aligned} \Delta P &= (P_{max} - P_o) \cdot \frac{m \cdot Z}{V_{вільн} \cdot \rho_{г,н}} \cdot \frac{100}{C_{ст}} \cdot \frac{1}{K_H} = \\ &= (900 - 101) \cdot \frac{2,63 \cdot 0,5 \cdot 100}{220 \cdot 0,66 \cdot 9,36 \cdot 3} = 25,8 \text{ (кПа)}, \end{aligned}$$

де P_{max} – максимальний тиск вибуху стехіометричної газоповітряної або пароповітряної суміші у замкнутому об'ємі (приймається 900 кПа); P_o – початковий тиск, кПа (приймається 101 кПа); m – маса ГГ або парів ЛЗР та ГР, що потрапили в результаті розрахункової аварії до приміщення, яку визначають для ГГ; $Z = 0,5$ – коефіцієнт участі ГГ або парів у вибуху, який може бути розрахований на підставі характеру розподілення газів і парів в об'ємі приміщення; $V_{вільн} = 220$ – вільний об'єм приміщення, м³ (за завданням); K_H – коефіцієнт, що враховує негерметичність приміщення й неадіабатичність процесу горіння (приймається $K_H = 3$).

10.3.2 Визначення розмірів зони поширення полум'я

Горизонтальні розміри зони, м, які обмежують область концентрацій, що перевищують нижню концентраційну межу поширення полум'я ($C_{нкмп}$)

$$R_{HKMP} = 14,5632 \cdot \left(\frac{m}{\rho_{\Gamma} \cdot C_{HKMP}} \right)^{0,333} = 14,5632 \cdot \left(\frac{2,63}{0,66 \cdot 14} \right)^{0,333} = 9,58 \text{ (м)},$$

де m - маса ГГ, що надійшли до відкритого простору під час аварійної ситуації, кг; ρ_{Γ} - густина ГГ при розрахунковій температурі й атмосферному тиску, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$; C_{HKMP} - нижня концентраційна межа поширення полум'я ГГ 14 % (об.).

За початок відліку горизонтального розміру зони приймають зовнішні габаритні розміри апаратів, установок, трубопроводів тощо. У всіх випадках значення R_{HKMP} повинно бути не менше 0,3 м для ГГ і ЛЗР.

10.3.3 Розрахунок інтенсивності теплового випромінювання внаслідок вибуху

Інтенсивність теплового випромінювання розраховуємо для пожежі «вогненна куля».

Ефективний діаметр «вогняної кулі» D_s , м, визначаємо за формулою:

$$D_s = 5,33 m^{0,327} = 5,33 \cdot 2,63^{0,327} = 7,31 \text{ (м)}.$$

Висоту центра «вогняної кулі» визначаємо

$$H = D_s / 2 = 7,31 / 2 = 3,655 \text{ (м)}.$$

Час існування «вогняної кулі» t_s , с, визначаємо за формулою

$$t_s = 0,92 m^{0,303} = 0,92 \cdot 2,63^{0,303} = 1,23 \text{ (с)}.$$

Відстань від зовнішніх меж кулі до точки на поверхні землі безпосередньо під центром «вогняної кулі»

$$r = \sqrt{D_s^2 + H^2} = \sqrt{7,31^2 + 3,655^2} = 8,17 \text{ (м)}$$

Коефіцієнт пропускання теплового випромінювання крізь атмосферу ψ розраховуємо за формулою:

$$\begin{aligned} \psi &= \exp \left[-7 \cdot 10^{-4} \cdot (\sqrt{r^2 + H^2} - D_s / 2) \right] = \\ &= \exp \left[-7 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\sqrt{(8,17^2 + 3,655^2)} - 7,31 / 2 \right) \right] = 0,94 \end{aligned}$$

Кутовий коефіцієнт опромінення

$$\begin{aligned} F_q &= \frac{H / D_s + 0,5}{4 \cdot \left[(H / D_s + 0,5)^2 + (r / D_s)^2 \right]^{1,5}} = \\ &= \frac{3,655 / 7,31 + 0,5}{4 \cdot \left[(3,655 / 7,31 + 0,5)^2 + (8,17 / 7,31)^2 \right]^{1,5}} = 0,1, \end{aligned}$$

Інтенсивність теплового випромінювання обчислюємо за формулою:

$$q = E_f \cdot F_q \cdot \psi = 450 \cdot 0,1 \cdot 0,94 = 42,3 \text{ (кВт} \cdot \text{м}^{-2}\text{)},$$

де E_f – середньоповерхнева густина теплового потоку випромінювання полум'я, кВт·м⁻², величину E_f приймаємо рівною 450 кВт·м⁻².

10.4 Висновки до розділу

Внаслідок прогнозованого вибуху газоповітряної суміші у випадку аварії надмірний тиск ударної хвилі буде достатнім для повного руйнування внутрішніх стін приміщення, тому необхідно забезпечити дотримання норм експлуатації обладнання, забезпечити дотримання всіх норм пожежної

безпеки, встановити додаткові системи обмеження витоку газу з трубопроводів, спроектувати конструкцію будівлі так щоб надмірний тиск ударної хвилі компенсувався за рахунок руйнування легких конструкцій зі збереженням основних та вжити інших заходів безпеки.

ВИСНОВКИ

В роботі було виконано аналітичний огляд джерел інформації.

Проаналізовано роботу котельні за існуючою тепловою схемою, визначено загальні витрати палива, які складають $0,7 \text{ м}^3/\text{с}$ в опалювальний та $0,687 \text{ м}^3/\text{с}$ в міжопалювальний періоди, розраховані техніко-економічні показники котельні, при цьому встановлено, що собівартість теплової енергії становить $325 \text{ грн}/\text{ГДж}$.

Проведений багатоваріантний аналіз показав, що найефективнішим способом модернізації, з точки зору окупності капітальних вкладень, є встановлення біогазової установки.

Розроблено схему біогазової установки, розраховано: загальний вихід біогазу – $6300 \text{ м}^3/\text{добу}$, прийнято об'єм метантенка 1700 м^3 . Також, підібрано пальник МДП-Г-1200 потужністю $12,5 \text{ МВт}$ для можливості застосування біогазу в котлах Logano SHD 815 WT.

За результатами досліджень побудовано графіки співвідношення для надлишкової температури $\ln(\vartheta) = f(\tau)$, залежності темпу охолодження $m = f(\alpha_2)$, які отримані експериментально. Використання методів регулярного теплового режиму є перспективним напрямком дослідження процесів теплообміну у в'язких рідинах із відомими теплофізичними властивостями та органічними сумішами з обмеженою інформацією про теплофізичні властивості. Розбіжність коефіцієнтів тепловіддачі не перевищує 20%.

Виконано конструктивний розрахунок теплообмінника. Загальна площа теплообміну – $1,5 \text{ м}^2$, швидкість руху теплоносіїв $0,3 \text{ м}/\text{с}$, кількість пластин – 9. Коефіцієнти тепловіддачі від свіжої сироватки – $2800 \dots 3500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, від збродженої сироватки $1700 \dots 2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Температурний напір – $12 \text{ }^\circ\text{C}$.

Розроблено функціональну схему автоматизації, визначені характеристики об'єкту автоматизації, технологічного обладнання, що застосовуються в процесі, обґрунтовано вибір: величин, які регулюються і каналів внесення регулюючих впливів, контроль та сигналізація, засоби автоматизації.

Розроблено локальний кошторис, в якому визначена кошторисна вартість робіт, яка містить в собі прямі витрати та загально виробничі витрати.

Розроблено засоби охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Панцхава Е. С. Биогаз – возобновляемый вид топлива и энергии / Е. С. Панцхава // Теплоэнергетика. – 1982. – № 9. – С. 35–37.
2. Панцхава Е. С. Техническая биоэнергетика / Е. С. Панцхава. – М. : Знание, 1990. – 64 с.
3. Панцхава Е. С. Метангенерация твердых органических отходов городов / Е. С. Панцхава, Е. В. Давиденко // Биотехнология. – 1990. – № 4. – С. 49–53.
4. Панцхава Е. С. Биоэнергетические установки по конверсии органических отходов в топливо и органические удобрения / Е. С. Панцхава, Н. Л. Кошкин // Теплоэнергетика. – 1993. – № 4. – С. 20–23.
5. Ткаченко С. Й. Відходи тваринницьких підприємств / Екологічні проблеми, їх вирішення методами анаеробної біоконверсії С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, А. А. Моргунов // Бізнес і екологія : Матеріали I Всеукр. наук.-практ. конф. – Донецьк, 2001. – С. 34.
6. Современное состояние и перспективы развития биоэнергетики в Украине / [Г. Г. Гелетуца, Т. А. Железная, Н. М. Жовмир, Ю. Б. Матвеев] // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27. – № 1. – С. 78–85.
7. Маслич Б. В. Возможности биогазовых технологий переработки органических отходов / Б. В. Маслич // Ринок інсталяційний. – 1997. – № 2. – С. 24–25.
8. Сигал И. Я. Использование биогаза в промышленности / И. Я. Сигал // Відновлювальна енергетика. – 2006. – № 2. – С. 84–90.
9. Сжигание биогаза в промышленных котлах / Сигал И. Я., Щокин А. Р., Домбровская Э. П. и др. // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002. – № 2. – С. 15–20.
10. Маслич Б. В. Биогаз енергія майбутнього / Б. В. Маслич, В. К. Маслич // Ринок інсталяційний. – 2001. – № 1–9. – С. 39–43.
11. Калюжный С. В. Биогаз: проблемы и решения / С. В. Калюжный, А. Г. Пузанков, С. Д. Варфоломеев // Итоги науки и техн. – ВИНТИ. Серия «Биотехнологии». 1988. – № 21. – С. 5–6.
12. Кива А. А. Биоэнергетическая оценка и снижение энергоемкости технологических процессов в животноводстве / А. А. Кива, В. М. Рабштына, В. И. Сотников. – М. : Агропромиздат, 1990. – 176 с.
13. Тарасов С. И. Эффективность применения сброженного навоза крупного рогатого скота в качестве органического удобрения / С. И. Тарасов // Агрохимия. – 1991. – № 5. – С. 96–102.
14. Грицаенко В. І. Енергозберігаючі технології у молочному скотарстві / В. І. Грицаенко, М. І. Машкин. – К. : Урожай, 1992. – 182 с.
15. Кацинський Б. Б. Біоенергетичний комплекс для виробництва високоякісних добрив, електроенергії і тепла / Б. Б. Кацинський, Т. К.

- Крушневич / Ринок інсталяційний. – 1997. – № 9. – С. 10–11.
16. Оцінка енергетичної ефективності біогазової установки / [С. Й. Ткаченко, Є. П. Ларюшкін, Г. О. Нудель, В. С. Таргоня] // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1998. – № 2. – С. 48–55.
 17. Гелетуха Г. Г. Современные технологии анаэробного сбраживания биомассы / Г. Г. Гелетуха, С. Г. Кобзар // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002. – № 4. – С. 3 – 11.
 18. Гелетуха Г. Г. Обзор технологии газификации биомассы / Г. Г. Гелетуха, Т. А. Железная // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. – № 2. – С.21–29.
 19. Губинский М. Энергетическое использование биомассы. Перспективы и реальность / М. Губинский, Т. Введенская // Промышленная теплотехника. – 2002. – Т. 24. – № 2–3. – С. 138–142.
 20. Биогаз: использование в качестве моторного топлива для автомобилей / [В. Г. Ковальчук, А. И. Пятничко, Т. К. Крушневич и др.] // Экотехнологии и ресурсозбережение. – 1999. – № 5. – С. 12–15.
 21. Баадер Б. Биогаз: Теория и практика / Б. Баадер, Е. Доне, М. Брендерфер. – М. : Колос, 1982. – 148 с.
 22. Семененко И. В. Проектирование биогазовых установок / И. В. Семененко. – К. : Техніка, 1992. – 346 с.
 23. Цветков Б. П. Оборудование для производства биогаза из животноводческих отходов / Б. П. Цветков, В. А. Ясенецкий // Промышленная энергетика. – 1988. – № 11. – С. 9–13.
 24. Ясенецкий В. А. Оборудование для получения биогаза из навоза / В. А. Ясенецкий, В. С. Таргоня // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. – № 44. – С. 23–24.
 25. Савицкас Ю. Ю. Опыт эксплуатации биогазовых установок при анаэробной обработке органических отходов / Ю. Ю. Савицкас // Промышленная теплотехника. – 2001. – Т. 23. – № 4–5. – С. 128–131.
 26. Коновалов С. В. Відновлювана енергетика та енергозберігаючі технології / С. В. Коновалов, С. Й. Ткаченко. – Немирів, Екоенергетик, 2003. – 125 с.
 27. Жирков В. Основы строительства биогазовой установки для анаэробной переработки сельскохозяйственных отходов [Электронный ресурс] / В. Жирков, А. Герман, Ю. Матвеев. – Режим доступа : <http://www.biomass.kiev.ua>, <http://www.ukrntec.com>.
 28. Анцюнас А. Биогаз на ферме [Электронный ресурс] / А. Анцюнас, Р. Янушаускас. – Режим доступа : <http://www.ecomuseum.freenet.kz>.
 29. Толстых С. В. Применение биогазовых технологий при утилизации органических отходов [Электронный ресурс] / С. В. Толстых, А. А. Васливанов. // Научно-технический сборник – № 74 – Режим доступа : <http://www.eprints.ksame.kharkov.ua>.

30. Борисов И. И. Теплогенераторы, работающие на биомассе: анализ рынка Украины / И. И. Борисов, А. А. Халатов // Промышленная теплотехника – 2002. – Т. 24. – № 1. – С. 102–105.
31. Гелетуха Г. Г. Энергетический потенциал биомассы в Украине / Г. Г. Гелетуха, З. А. Марценюк // Промышленная теплотехника. – 1998. – № 4. – С. 52–55.
32. Гелетуха Г. Г. Государственное регулирование развития биоэнергетики в странах Европы и США / Г. Г. Гелетуха, Т. А. Железная // Промышленная теплотехника. – 2002. – Т. 24. – Ч. 1. – № 4. – С. 81–88.
33. Гелетуха Г. Г. Государственное регулирование развития биоэнергетики в странах Европы и США / Г. Г. Гелетуха, Т. А. Железная // Промышленная теплотехника. – 2002. – Т. 24. – Ч. 2. – № 5. – С. 78–86.
34. Гелетуха Г. Г. Перспективы энергетического использования промышленных и бытовых отходов органического происхождения / Г. Г. Гелетуха, Ю. Б. Матвеев // Энергетика и электрификация. – 2002. – № 7. – С. 11–14.
35. Дубровін В. О. Перспективи створення біогазових установок в Україні / В. О. Дубровін, М. О. Корчемний, М. Д. Мельничук // Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні: Матеріали третьої міжнар. наук.-практ. конф. – Львів : ЛьвЦНТЕІ, 2005. – С.167–171.
36. Дубровский В. С. Метановое сбраживание сельскохозяйственных отходов / В. С. Дубровский, У. Э. Виестур. – Рига : Зинатне, 1988. – 204 с.
37. Интенсификация анаэробного сбраживания путем предварительного уплотнения осадков / [А. И. Мацнев, О. П. Синев, Т. С. Мацнева, И. М. Козьмина] // Опыт внедрения безотходной технологии обработки сточных вод, утилизация осадков: материалы науч.-практ. конф. – Л. : ЛьвЦНТЕІ, 1989. – С. 41–45.
38. Янко В. Г. Обработка сточных вод и осадка в метантенках / В. Г. Янко, Ю. Г. Янко. – К. : Будівельник, 1978. – 120 с.
39. Майстренко А. Ю. Социальные и экономические аспекты в области альтернативной энергетики / А. Ю. Майстренко, Д. В. Степанов, Ю. В. Курис // Промэлектро. – 2007. – № 4. – С. 45–48.
40. Аналіз процесів біоконверсії та експериментальне визначення технологічних можливостей спалювання біогазу / [Е. М. Крючков, Ю. В. Куріс, С. Й. Ткаченко і ін.] // Энергетика та електрифікація. – 2007. – № 1. – С. 57–62.
41. Емісія парникових газів у процесі спалювання біогазу та його сумішей / [С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Е. Н. Крючков і ін.] // Энергетика та електрифікація. – 2007. – № 5. – С. 63–66.
42. Екологічні проблеми утилізації біогазу в системах біоконверсії та деякі методи їх вирішення / [С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Е. М. Крючков і ін.] // Новини енергетики. – 2006. – № 8. – С. 41–43.

43. Особливості роботи водогрійного котла на біогазі / [С. Й. Ткаченко, Ю. В. Куріс, Д. В. Степанов і ін.] // Наукові вісті КПІ. – 2006. – № 1. – С. 25–29.
44. Показатели работы бытового котла при сжигании смесей природного газа и биогаза / [Д. В. Степанов, Ю. В. Курис, С. И. Ткаченко, Е. Н. Крючков] // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2007. – № 1. – С. 17–19.
45. Енерго-екологічна ефективність роботи побутового котла на біогазі / [С. Й. Ткаченко, Ю. В. Куріс, Д. В. Степанов і ін.] // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2006. – № 2. – С. 165–168.
46. Систематизация особенностей конструирования водогрейных котлов для сжигания биогаза / [Ю. В. Курис, А. Ю. Майстренко, С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов] / Промэлектро. – 2006. – № 6. – С. 66–48.
47. Увеличение эффективности дальнейшего использования и сжигания биогаза: достижения и перспективы / [Ю. В. Курис, Д. В. Степанов, С. Й. Ткаченко и др.] // Энергетика та електрифікація. – 2006. – № 12. – С. 67–76.
48. Розробка методики визначення емісії парникових газів при заміні натурального палива біоенергетичним паливом / [Д. В. Степанов, Ю. В. Куріс, С. Й. Ткаченко, Р. Г. Хейфец] // Энергетика та електрифікація – 2007. – № 4. – С. 71–62.
49. Ефективність спалювання сумішей природного газу та біогазу на побутовому котлі / [С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Е. М. Крючков, Ю. В. Куріс] // Новини енергетики. – 2006. – № 12. – С. 41–43.
50. Ткаченко С. Й. Маловитратні режими біоконверсії / С. Й. Ткаченко, С. В. Коновалов, Є. П. Ларюшкін // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2000. – № 2. – С. 36–40.
51. Ткаченко С. Й. Потенційні можливості виробки енергії методами біоконверсії / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2001. – № 1. – С. 20–24.
52. Ткаченко С. Й. Методи та засоби термостабілізації біогазової установки / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент, Д. В. Степанов // Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні : Матеріали третьої міжнар. наук.-практ. конф. – Львів : ЛВЦНТЕІ, 2005. – С. 167–171.
53. Ткаченко С. Й. Енергоефективні схеми біогазових установок з утилізацією теплоти / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент, І. В. Буженко // Энергосбережение. – 2009. – № 2. – С. 11–13.
54. Каневец Г. Е. Обобщенные методы расчета теплообменников / Г. Е. Каневец. – К. : Техніка, 1979. – 352 с.
55. Каневец Г. Е. Оптимизация теплообменного оборудования пищевых производств / Г. Е. Каневец, И. И. Сагань, Н. И. Иванова. – К. : Техніка, 1981. – 192 с.

56. Комбінована вітробіогазова установка для потреб підприємств / [А. К. Ільницький, М. П. Кузик, І. І. Марчак, О. В. Муха] // Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні: Матеріали третьої міжнар. наук.-практ. конф. – Львів: ЛьВЦНТЕІ, 2005. – С. 108–112.
57. А. с. № 37959А. Україна, МКИ С02F 11/04. Біогазова установка / О. В. Гвоздевич, Д. М. Брик, О. В. Муха, О. З. Бутін, І. М. Лоїк (Україна). – № 2000052646; заявл. 15.05.01; опубл. 15.04.02, Бюл. № 4.
58. А.с. № 30928 Україна, МКИ С02F 11/04. Спосіб анаеробного зброджування органічних відходів та установка для його здійснення / І. В. Семененко, М. Г. Зінченко, Д. Н. Дрожина (Україна). – № 98063214; заявл. 15.12.2000; опубл. 15.07.01; Бюл. № 7.
59. Пат. № 51209А Україна, МКИ С02F11/04. Біогазова установка / Г. Є. Мовсесов (Україна). – № 2002010796; заявл. 31.01.02; опубл. 15.11.02, Бюл. № 11.
60. Мельников С. В. Гидравлический транспорт в животноводстве / С. В. Мельников, В. В. Калюга, Ю. К. Сазонов. – М.: Россельхозиздат, 1976. – 190 с.
61. Голченко М. Г. Орошение сточными водами / М. Г. Голченко, В. И. Железяко. – М.: Агропромиздат, 1988. – 104 с.
62. Андреев В. А. Использование навоза свиней на удобрения / В. А. Андреев, М. Н. Новиков, С. М. Лукин. – М.: Росагропромиздат, 1990. – 94 с.
63. Буряк Ю. Н. Системы удаления и хранения бесподстилочного навоза. Обзорная информация / Ю. Н. Буряк, В. Г. Рязанцев. – М.: Росагропромиздат, 1986. – 48 с.
64. Бесподстилочный навоз и его использование для удобрения; [пер. с нем. П. Я. Семенова]. – М.: Колос. 1978. – 271 с.
65. Смирнов О. П. Сооружения по подготовке к использованию отходов животноводства / О. П. Смирнов – К.: Урожай, 1989. – 152 с.
66. Васильев В. А. Применение бесподстилочного навоза для удобрения / В. А. Васильев, Н. М. Швецов. – М.: Колос. – 1983. – 174 с.
67. Пузанков А. Г. Обеззараживание стоков животноводческих комплексов / А. Г. Пузанков, Г. А. Мхитарян, И. Д. Гришаев. – М.: Агропромиздат, 1986. – 175 с.
68. Письменов В. Н. Получение и использование бесподстилочного навоза / В. Н. Письменов. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 206 с.
69. Сурнин В.И. Использование жидкого навоза / В. И. Сурнин. – М.: Россельхозиздат, 1978. – 64 с.
70. Технология орошения животноводческими стоками / [А. М. Буцыкин, В. Г. Луцкий, А. Г. Пономарев, Л. П. Рева]. – М.: Агропромиздат, 1987. – 160 с.
71. Горбис З. Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков / З. Р. Горбис. – М.: Энергия, 1970. – 424 с.

72. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.
73. Погорелый Л. В. Биотехнические системы в животноводстве / Л. В. Погорелый. – К. : Урожай, 1992. – 344 с.
74. Лебедев П. Д. Теплообменные сушильные и холодильные установки / П. Д. Лебедев. – М. : Энергия, 1972. – 317 с.
75. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / [А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, О. Л. Данилов и др.]; под ред. А. М. Бакластова. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.
76. Исаченко В. П. Теплопередача: [учебн. для вузов] / В. П. Исаченко, – [3-е изд. доп.]. – М. : Энергия, 1975. – 488 с.
77. Драганов Б. Х. Анализ параметров тепломассообменных процессов в реакторе биогазовой установки / Б. Х. Драганов // Відновлювана енергетика. – 2007. – № 1. – С. 79–81.
78. Ткаченко С. Й. Залежності для оцінки значень коефіцієнтів тепловіддачі в системах термостабілізації біогазового реактора / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Н. В. Резидент // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2004. – № 2. – С. 65–70.
79. Ткаченко С. Й. Дослідження теплообміну до багатокомпонентних органічних сумішей в умовах вільної конвекції біля вертикальної циліндричної стінки / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2006. – № 4. – С. 37–41.
80. Ткаченко С. Й. Тепловіддача до багатокомпонентного середовища в умовах вимушеної і природної конвекції / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Вісник Хмельницького національного університету. – 2006. – № 1. – С. 111–114.
81. Ткаченко С. Й. Методичні основи моделювання системи термостабілізації реактора біогазової установки / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Н. В. Резидент // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. – Вінниця, 2004. – С. 70–78.
82. Бердыев О. Экспериментальное исследование теплообмена в установках по выработке биогаза : автореф. дис. на соиск уч. степ. канд. техн. наук / О. Бердыев; НПО «Солнце». – Ашхабад, 1989. – 24 с.
83. Ткаченко С. Й. Моделювання інтенсивності теплообміну до багатокомпонентних органічних сумішей / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2005. – № 6. – С. 187–192.
84. Ткаченко С. Й. Стабілізований теплообмін в системі: нагрівальний елемент – обмежений об'єм рідини – навколишнє повітря / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, О. Ю. Співак // Вісник ТУП. – 2001. – № 1. – С. 134 – 139.
85. Степанов Д. В. Методи розрахунку тепловіддачі від стінки до локального нерівномірного газорідного середовища / Д. В. Степанов, С. Й. Ткаченко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2005. – № 5. – С. 50–56.

86. Пат. України 15905, МПК 7 C02F11/04. Установа для отримання біогазу / Ткаченко С. Й., Резидент Н. В., Пішеніна Н. В., Гуменюк М. С.; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № 200601131; заявл. 06.02.2006; опубл. 17.07.2006, Бюл. № 7.
87. Пат. України 41855, МПК 7 C02F11/04. Установа для отримання біогазу / Ткаченко С. Й., Резидент Н. В., Пішеніна; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. – № 200900482; заявл. 23.01.2009; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 11.
88. Ткаченко С. Й. Нові аспекти застосування теорії подібності в теплотехнічних розрахунках систем біоконверсії [Електронний ресурс] / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Наукові праці ВНТУ. – 2009. – № 2. Режим доступу до журналу: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2009-2/2009-2.htm>.
89. Ткаченко С. Й. Ідентифікація закономірностей теплообміну за умов невизначеності вхідних даних / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – № 6. – С. 142–146.
90. Пат. 24616 України, МПК (2006) G01N25/18. Спосіб визначення коефіцієнта тепловіддачі за умов конвективного теплообміну органічної суміші / Ткаченко С. Й., Резидент Н. В.; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № 200701190; заявл. 05.02.07; опубл. 10.07.07, Бюл. № 10.
91. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
92. Стрелкова К. С. Теплообмен при течении водоугольной суспензии в трубах / К. С. Стрелкова, В. М. Марушкин, А. В. Резвов // Теплоэнергетика. – 1991. – № 12. – С. 55–59.
93. Исследование теплообмена при полимеризации стирола в реакторе с мешалкой / [С. А. Городинская, В. И. Гнатовский, Ю. И. Трохин, Ю. А. Остапенко] // Теплофизика и теплотехника. – 1970. – № 16. – С. 69–72.
94. Исследование теплообмена при полимеризации стирола в циркуляционном контуре / [С. А. Городинская, В. И. Гнатовский, Ю. И. Трохин, Ю. А. Остапенко] // Теплофизика и теплотехника – 1969. – № 15. – С. 110–114.
95. Исследование теплообмена в реакторе-форполимеризаторе стирола с трубчатым перемешивающим устройством / [В. Д. Медведев, С. А. Городинская, А. Н. Новичков, Ю. И. Трохин] // Теплофизика и теплотехника. – 1969. – № 15. – С. 110–114.
96. Антипов А. И. Конвективный теплообмен при течении водонефтяных эмульсий в аппаратах объектов промышленной подготовки нефти / А. И. Антипов, Л. Г. Голубев, Я. С. Мухтаров // Проблемы энергетики. – 2003. – № 1–2. – С. 54–59.
97. Мелехин А. Н. Выбор способов контроля физических параметров высококонцентрированной водоугольной суспензии / А. Н. Мелехин,

- М. Н. Новиков, А. М. Хидиятов // Теплоэнергетика. – 1997. – № 6. – С. 58–60.
98. Розенцвайг А. К. Структурный анализ механизмов взвешивания частиц в турбулентном потоке сплошной среды жидкостных дисперсных систем / А. К. Розенцвайг // Проблемы энергетики. – 2003. – № 9–10. – С. 19–34.
99. Фройштетер Г. Б. Конвективный теплообмен ламинарного по-тока неньютоновских жидкостей в трубах с внутренними источниками тепла / Г. Б. Фройштетер, Э. Л. Смородинский // Теплофизика и теплотехника – 1970. – № 17. – С. 119–125.
100. Семена М. Г. Исследование теплообмена при ламинарном течении битума в канале сложной формы / М. Г. Семена, Е. В. Клишкин // Теплофизика и теплотехника – 1975. – № 29. – С. 78–83.
101. Маслов А. М. Аппараты для термообработки высоковязких жидкостей / А. М. Маслов. – Л. : Машиностроение, 1980. – 208 с.
102. Шульман З. П. Реодинамические особенности течения и массообмен водных дисперсных глин в трубе / З. П. Шульман, Н. А. Покрываило, Ю. Г. Грозберг // Транспортные процессы в полимерных и суспензионных жидкостях. – Минск : ИТМО им. А. В. Лыкова АН БССР, 1986. – С. 119–121.
103. Шульман З. П. Конвективный тепломассоперенос реологически сложных жидкостей / З. П. Шульман. – М. : Энергия, 1975. – 352 с.
104. Зозуля Н. В. Влияние спиральных вставок на теплоотдачу при движении вязкой жидкости внутри трубы / Н. В. Зозуля, И. Я. Шкуратов // Теплофизика и теплотехника. – 1964. – № 5. – С. 55–56.
105. Назмеев Ю. Г. Интенсификация теплообмена при течении вязкой жидкости в трубах с винтовой накаткой / Ю. Г. Назмеев, И. А. Конахина // Теплоэнергетика. – 1993. – № 11. – С. 59–62.
106. Теплообмен и гидравлическое сопротивление при ламинарном течении вязкой жидкости в трубах с искусственной шероховатостью / [Ю. Г. Назмеев, А. М. Конахин, Б. А. Кумиров, В. В. Олимпиев] // Теплоэнергетика. – 1993. № 4. – С. 66–69.
107. Ковецкая М. М. Моделирование процессов теплообмена в каналах с регулярной шероховатостью обогреваемой поверхности / М. М. Ковецкая, Е. Д. Домашев // Промышленная теплотехника. – 1996. – Т. 18. – № 3. – С. 12–21.
108. Валуева Е. П., Теплоотдача при ламинарном пульсирующем течении в круглой трубе / Е. П. Валуева, В. Н. Попов, С. Ю. Романова // Теплоэнергетика. – 1993. – № 8. – С. 47–54.
109. Валуева Е. П. Теплоотдача при турбулентном пульсирующем течении в круглой трубе / Е. П. Валуева, В. Н. Попов, С. Ю. Романова // Теплоэнергетика. – 1994. – № 3. – С. 24–35.
110. Романова С. Ю. Теплоотдача при переходном пульсирующем течении в круглой трубе / С. Ю. Романова, В. Н. Попов // Тепло-энергетика. – 1994. – № 4. – С. 54–62.

111. Пошкас П. Теплоотдача и гидродинамика потока в изогнутых каналах / П. Пошкас, Ю. Вилемас // Промышленная теплотехника. – 1997. – Т. 19. – № 4–5. – С. 50–55.
112. Пермяков Б. А. Исследование локальных значений теплообмена в спиральном трубном змеевике / Б. А. Пермяков, Х. Фараг Эл // Промышленная теплоэнергетика. – 2005. – №5–3. – С. 23–26.
113. Бердыев О. Результаты экспериментального исследования конвективной теплоотдачи при вынужденном движении жидких органических отходов в теплообменных аппаратах. / О. Бердыев // Известия АН ТССР. Серия ФТН и ТН – 1988. – С. 103–104.
114. Тепловой баланс теплообменного аппарата для жидкого навоза / [В. М. Шрамков, В. Л. Савин, Б. Д. Таиров, О. Бердыев] // Труды ВНИИКОМЖ. Серия «Исследование и конструирование машин и механизмов для кормопроизводства» – М., 1986. – С. 116–123.
115. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М.: Энергия, 1967. – 412 с.
116. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
117. Беляев Н. М. Основы теплопередачи / Н. М. Беляев. – К.: Выща школа, 1989. – 343 с.
118. Кутателадзе С. С. Справочник по теплопередаче / С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский. – М.: Государственное энергетическое издательство, 1958. – 418 с.
119. Hausen V. Z. VDI Beihefte Verahrenstechnik / V. Z. Hausen. – № 4. – P. 91–98.
120. Тарасов Ф. М. Тонкослойные теплообменные аппараты / Ф. М. Тарасов. – М.: Машиностроение, 1964. – 364 с.
121. Экспериментальное исследование конвективного теплообмена в многоканальных трубах / [Л. И. Тучинский, Е. М. Векслер, О. Б. Стрельчук, Ю. В. Соколов] // Промышленная теплотехника. – 1993. – Т.15. – № 2. – С. 56 – 63.
122. Аснин Я. И. Тепловое подобие, конвективный теплообмен и энтропия / Я. И. Аснин. – М.: Изд. ун-та им. А. М. Горького, 1962. – 112 с.
123. Langmuir L. Convection and conduction of heat in gases / L. Langmuir // Phys. Rev. 1982. – Vol 32. № 6. – P. 401–422.
124. Малинин В. Г. Ламинарная свободная конвекция около горизонтальных цилиндрических поверхностей : автореф. дис. на соиск науч. степ. канд. техн. наук / В. Г. Малинин. – М.: – 1978. – 24 с.
125. Бердлик П. Н. Расчет средних коэффициентов теплоотдачи на поверхности горизонтального цилиндра при различных граничных условиях в случае ламинарной свободной конвекции / П. Н. Бердлик, В. С. Купцова, В. Г. Малинин // Вопросы теплообмена – 1977. – № 102. – С. 58–63.

126. Михеева И. М. Теплоотдача при свободном движении капельных жидкостей: автореф. дис. на стиск. уч. степени канд. техн. наук / И. М. Михеева. – Минск. – 1955. – 24 с.
127. Новиков И. И. Прикладная термодинамика и теплопередача / И. И. Новиков, К. Д. Воскресенский. – [2-е изд.]. – М. : Атомиздат. – 1977. – 352 с.
128. Кулинченко В. Р. Справочник по теплообменным расчетам / В. Р. Кулинченко. – К. : Техніка. – 1988. – 256 с.
129. Бон, Андерсон. Распределения температуры и теплового потока при свободно-конвективном течении в полости / Бон, Андерсон // Труды амер. об-ва инженеров-механиков. Серия С «Теплопередача» – 1986. – № 2. – С. 200–204.
130. Гусев С. Е. Свободно-конвективный теплообмен при внешнем обтекании тел. / С. Е. Гусев, Г. Г. Шкловер. – М. : Энергоатомиздат. – 1992. – 160 с.
131. Степанов Д. В. Моделювання системи термостабілізації реактора біогазової установки / Д. В. Степанов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2000. – № 6. – С. 25–29.
132. Ткаченко С. Й. Теплообмінні та гідродинамічні процеси в елементах енергозабезпечення біогазової установки / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов: Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2004. – 132 с.
133. Taylor G. I. The Instability of Liquid surfaces when accelerated in a direction perpendicular to their planes / G. I. Taylor. – Part I, Proc. Royal Soc, A-201, 1950, P. 192.
134. Taghavi-Tafreshi K. Study of thermal and hydrodynamic processes associated with melting of horizontal substrate / K. Taghavi-Tafreshi. – M. S. thesis, UCLA, 1978.
135. Карслоу Г. Теплопроводность твердых тел. / Г. Карслоу, Д. Егер. – М. : Наука, 1964. – 488 с.
136. Faw R. E. Post Accident heat removal / R. E. Faw, L. Baker. – Part II. Nuc. Sci. Engr., Vol. 61, No.2, Oct. 1976.
137. М. Кейхани. Свободная конвекция в вертикальном кольцевом канале с постоянной плотностью теплового потока на внутренней стенке / М. Кейхани, Ф. Кулаки, Р. Христенсен // Труды амер. об-ва инженеров-механиков. Серия С «Теплопередача» – 1983. – Т. 105. – № 3. – С. 31–37.
138. Churchill S. W. Correlating Equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. International journal of heat and mass transfer / S. W. Churchill, H. S. Chu. – Vol. 18, 1975. P. 1049–1053.
139. Е. Спэрроу. Влияние поперечного смешения на свободную конвекцию от пары параллельных расположенных друг над другом горизонтальных цилиндров / Е. Спэрроу, Д. Босняк // Труды амер. об-ва инженеров-механиков. Серия С «Теплопередача» – 1983. – Т.105. – № 2. – С. 29–36.

140. Лыков А. В. Тепломассообмен. Справочник / А. В. Лыков. – М. : Энергия, 1971. – 560 с.
141. Михеева И. М. Теплоотдача горизонтальной трубы при свободном движении различных жидкостей / И. М. Михеева // Теплоэнергетика. – 1956. – № 4. – С. 19–21.
142. Ткаченко С. Й. Експериментальне визначення інтенсивності тепловіддачі до багатокомпонентних органічних сумішей / С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент, Є. П. Ларюшкін // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – № 1. – С. 35–44.
143. Аналитический контроль в основной химической промышленности / [Н. Ф. Клещев, Т. Л. Костыркина, Г. С. Бескова и др.] – М. : Химия, 1992. – 272 с.
144. Осипова В. А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена / В. А. Осипова. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Энергия, 1969. – 392 с.
145. О гидродинамической обстановке вблизи стенки вертикальной трубы при движении жидкости со взвешенными частицами / Ю. Т. Борщевский, С. Й. Ткаченко, Ю. К. Пинчук, М. Н. Чепурной] // Пищевая технология. – 1971. – № 5. – С. 102–106.
146. Колесников В. А. Теплосиловое хозяйство сахарных заводов / В. А. Колесников, Ю. Г. Нечаев. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 392 с.
147. Демчук Г. С. Упарювання мелясної барди / Г. С. Демчук, С. М. Константінов. Київ : Техніка, 1966. – 108 с.
148. Разработка, внедрение и исследование промышленной выпарной установки для упаривания мыльно-щелочного раствора: Отчет о НИР (заключительный) / Винницкий политехнический институт. – 06.АВГ8І; № ГР 79048086; Инв. № Б971919. – Винница, 1980. – 228 с.
149. Гухман А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепломассообмена / А. А. Гухман. – М. : Высшая школа, 1974. – 328 с.
150. Резидент Н. В. Застосування експериментально-розрахункового методу при розробці теплообмінного обладнання біоконверсії / Н. В. Резидент // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2009. – № 2. – С. 233–237.

