

Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра механізації виробничих процесів у тваринництві

Пояснювальна записка

до дипломної роботи
освітньо-кваліфікаційного рівня «Магістр»
на тему:

Обґрунтування технологічних параметрів процесу теплообміну в потоково-технологічних лініях теплового обробітку молока

Виконав: студент 2 курсу, групи МГМ-3-20
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Похиленко Ростислав Володимирович

Керівник: _____ Гаврильченко Олександр Степанович

Рецензент: _____ Луц Павло Михайлович

Дніпро, 2021

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра механізації виробничих процесів у тваринництві
Освітній ступінь: «Магістр»
Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

МВІТ

(назва кафедри)

доцент

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« ____ » _____ 20__ р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Похиленко Ростислав Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування технологічних параметрів процесу теплообміну в потоково-технологічних лініях теплового обробітку молока

керівник роботи Гаврильченко Олександр Степанович, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

« ____ » _____ 20__ року № _____

2. Строк подання студентом роботи _____.

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі тваринництва та існуючих засобів виробництва молока. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Сучасний стан технологічних процесів теплообмінних апаратів. 2. Теоретичні Дослідження технологічного процесу тепловіддачі в теплообмінних апаратах.

3. Програма та методика експериментальних досліджень режимів теплообміну.

4. Результати експериментальних досліджень режимів теплообміну. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Техніко-економічна оцінка режимів теплообмінних апаратів. Висновки. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Тема. Мета і задачі досліджень. Аналіз (4 аркуша, А4). 2. Теоретичні дослідження (2 аркуша, А4). 3. Експериментальні дослідження (3 аркуша, А4)
4. Економічні показники (1 аркуш, А4). 6. Висновки (1 аркуш, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Гаврильченко О.С., доцент		
2	Гаврильченко О.С., доцент		
3	Гаврильченко О.С., доцент		
4	Гаврильченко О.С., доцент		
5	Кравець В. В., доцент		
6	Вінніченко І. І., професор		
Нормоконтроль	Гаврильченко О. С., доцент		

7. Дата видачі завдання: _____.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний		
2	Теоретичний		
3	Експериментальний		
4	Охорона праці		
5	Економічний		
6	Демонстраційна частина		

Студент

_____ (підпис)

Похиленко Р.В.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Гаврильченко О.С.

_____ (прізвище та ініціали)

Похиленко Р.В. Обґрунтування технологічних параметрів процесу теплообміну в потоково-технологічних лініях теплового обробітку молока. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» (спеціалізація «Механізація тваринництва»). ДДАЕУ, Дніпро, 2021.

Вступна частина дипломної роботи містить обґрунтування актуальності теми, сформульовані мета та задачі, приведено методи досліджень. У першому розділі приведений огляд існуючих теплообмінних апаратів для харчових продуктів. Розглянуто теплообмінні апарати проточної дії і періодичної, а також аналіз математичних моделей нагрівання і охолодження продуктів. Сформовані задачі дослідження. У другому розділі приведено аналіз робочого процесу тепловіддачі в апаратах. Наведено основні типи теплопередачі. У третьому і четвертому розділі приведено експериментальні дослідження роботи теплообмінних апаратів, показані лабораторні установки та розраховано основні параметри даних досліджень. У п'ятому розділі розроблені питання охорони праці до даних теплообмінних апаратів. У шостому розділі приведений розрахунок економічної ефективності. Зроблені висновки та складено список використаної літератури.

Ключові слова: молоко, обладнання, теплообмінник, показники, дослідження, ефективність

ЗМІСТ

Вступ	8
1 СУЧАСНИЙ СТАН ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ	9
1.1 Аналіз теплообмінних апаратів проточної дії	9
1.2 Аналіз теплообмінних апаратів непроточної дії	13
1.3 Аналіз математичних моделей нагрівання і охолодження матеріалів	16
1.4 Задачі дослідження	20
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ТЕПЛОВІДДАЧІ В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ	21
2.1 Теплообмін при рухові в трубах і каналах	21
2.2 Розрахунок теплообміну при поперечному обтіканні труб і пучків труб	27
2.3 Розробка методики теплового розрахунку теплообмінників	33
3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ ТЕПЛООБМІНУ	39
3.1 Програма експериментальних досліджень.....	39
3.2 Розробка лабораторної установки для експериментальних досліджень теплообмінників	39
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ ТЕПЛООБМІНУ	44
4.1 Обґрунтування залежностей властивостей рідин від їх температури	44
4.2 Методика експериментальних досліджень процесів теплообміну ..	46
4.3 Дослідження процесу пастеризації молока	47
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	52
5.1 Поняття охорони праці і аналіз можливих чинників аварійних ситуацій	52
5.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів	52

5.3	Вимоги безпеки праці при машинному доїнні	55
5.4	Заходи щодо покращення охорони праці на молочних підприємствах	59
6	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЖИМІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ	61
6.1	Порівняльна характеристика теплообмінних апаратів	61
6.2	Розрахунок показників економічної ефективності	61
	ВИСНОВКИ	64
	Список використаних джерел	65
	Додатки	72

ВСТУП

Молоко – це продукт, який швидко псується при зберіганні в невідповідних умовах. Молоко псується через розвиток в ньому мікроорганізмів. Для призупинення їх розвитку молоко повинно зберігатися не більше 18 год. при температурі не вище 10 °С в спеціалізованих ємностях (танках). Молоко повинно підлягати тепловій обробці – пастеризації, що відповідає вимогам державного стандарту на пастеризоване молоко.

За правилами, молоко повинно бути охолоджене до температури 4 °С або нижче протягом 3,5 годин після початку доїння. Однак для отримання високоякісного продукту його слід охолодити до температури нижче 4°С якнайшвидше. Крім того, дуже важливо зберігати молоко при температурі нижче 4°С між операціями доїння.

Пастеризація необхідна для обеззараження молока від хвороботворних збудників на фермах, несприятливих по інфекційних захворюваннях (ящуру, бруцельозу і т.д.). Ефект пастеризації залежить від степені нагрівання і від часу, протягом якого витримується молоко, нагріте до температури пастеризації.

Температура і час пастеризації визначають режим процесу, в залежності від якого розрізняють наступні види пастеризації:

- моментальну, або високу, нагрівання до 85-90°С без витримки;
- короткочасну - нагрівання до 72-6°С з витримкою при цій температурі 15-20с. в спеціальному потоковому витримувачі;
- тривалу пастеризацію - нагрів до 63°С з наступною витримкою до 30 хв. в танках або ваннах.

Тому розробка використання енергоефективних систем в потоково-технологічних лініях теплового обробітку молока є актуальним завданням.

1 СУЧАСНИЙ СТАН ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

1.1 Аналіз теплообмінних апаратів проточної дії

Пластинчаті теплообмінні апарати – один з найбільш прогресивних типів теплообмінників безперервної дії. Вони дозволяють розмістити в невеликому просторі значну поверхню теплообміну по відношенню до продуктивності та інтенсивності теплопередачі пластинчаті охолодники і комбіновані пастеризаційно-охолодні теплообмінні апарати не мають собі рівних.

Пластинчаті охолодники поділяються на односекційні та двосекційні. Секції замикаються кінцевими пластинами. В односекційних охолодниках молоко охолоджується проточною водопровідною водою.

Односекційний пластинчатий охолодник має чотири шпильки, які стягують пакет теплообмінних пластин, розташованих між опорною і нажимною плитами.

Односекційний пластинчатий охолодник (рис. 1.1) має відкидну штангу 4, яка після ослаблення гайки 5 може бути виведена через прорізи нажимної плити 6. При цьому теплообмінна пластина 1 виводиться з пакета, очищається, промивається і встановлюється на місце без розбирання апарата.

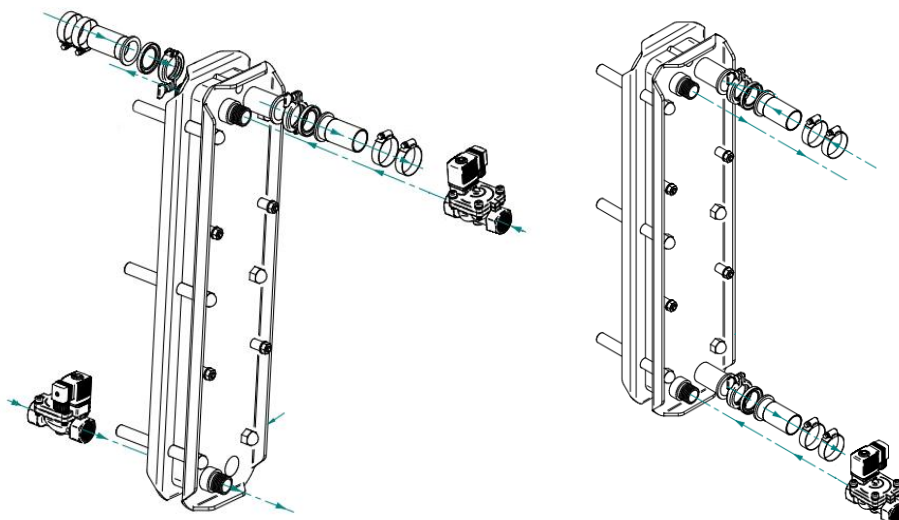


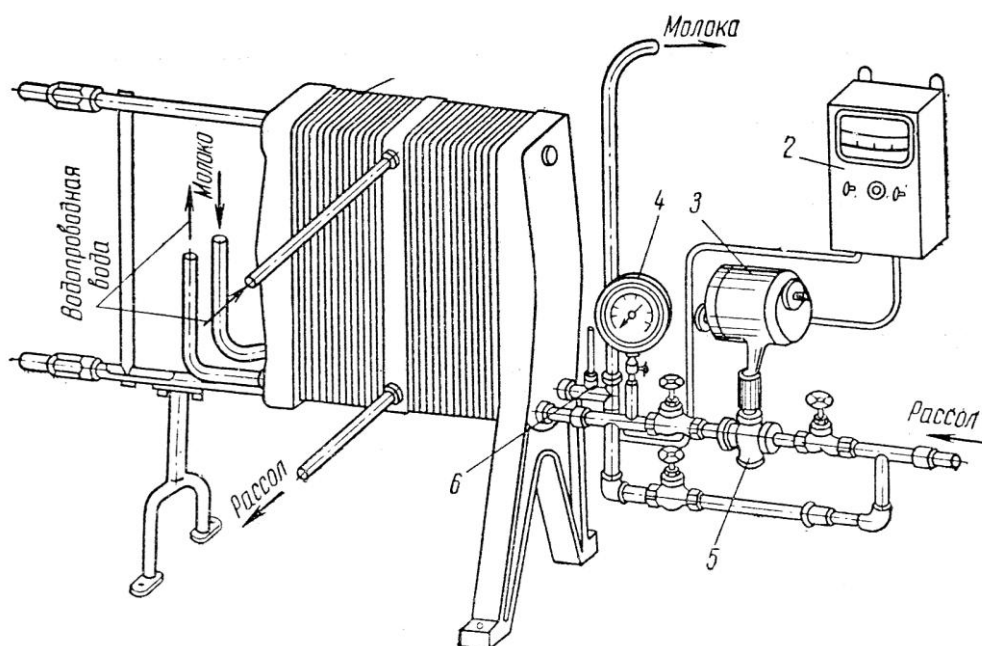
Рисунок 1.1 – Односекційний пластинчатий охолодник

Односекційні пластинчаті охолодники придатні для охолодження молока при кожному способі доїння корів.

Технологічні лінії з використанням пластинчатих охолодників забезпечують охолодження молока в замкнутому потоці без дотикання з навколишнім повітрям.

В двосекційних охолодниках одна секція працює на холодній водопровідній воді, а друга - на охолодженій циркулюючій льодяній воді, або розсолі.

Пластинчатий охолодник молока ОСУ-М (рис. 1.2) – це високопродуктивна автоматизована установка, призначена для глибокого охолодження молока на молочних комплексах. Крім двосекційного охолодника, до складу установки входять: термометр опору, виконавчий механізм подачі розсолу, шафа керування.



1 – пластинчатий охолодник; 2 – пристрій з термометром опору; 3 – обв’язка з клапаном; 4 – ртутний термометр; 5 – термометр опору; 6 – виконавчий механізм; 7 – шафа керування; 8 – секція водяного охолодження; 9 – секція розсільного охолодження

Рисунок 1.2 – Пластинчатий охолодник молока ОСУ-М

Двосекційний охолодник складається із секції водяного розсільного охолодження. Початкове охолодження молока до температури 13 °С здійснюється

в першій секції, а глибоке до 4 °С – у секції розсільного охолодження. На виході з неї встановлений термометр опору. Якщо температура охолоджуваною установкою молока не відповідає заданій, термометр подає команду на виконавчий механізм, що змінює витрату розсолу. Установка обладнана звуковою та світловою сигналізаціями, може працювати в автоматичному та ручному режимах.

Аналогічне призначення, принцип дії і будову має пластинчатий охолодник ООТ-М.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики двосекційних пластинчатих охолодників молока

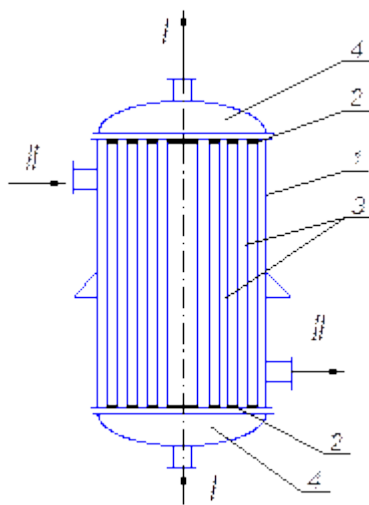
Параметри	ООТ-М	ОСУ-М
Продуктивність, л/год.	3000	5000
Режим роботи, °С		
Початкова температури молока	35	35
Температура охолодженого молока	4,2	4,2
Температура води	8-10	8-10
Температура розсолу	-5	-5
Витрата, м ³ /год.		
Охолодженої води	9	15
Льодової води	9	15
Розсолу	9	15
Кількість теплообмінних пластин у секціях, шт.		
Водяного охолодження	24	41
Розсільного охолодження	25	41
Загальна поверхня теплообміну, м ²	6,5	11,2
Споживана потужність, кВт	1,5	1,5

Можна також розглянути підігрівачі суспензій в сучасних брагоректифікаційних і сирцевих установках – це горизонтальні кожухотрубні багатоходові теплообмінники.

Наприклад бражні підігрівачі робляться багатоходовими, що дає можливість збільшити швидкість руху бражки в трубах (рис. 1.3). Діаметр труб приймається рівним 45-80 мм. Довжина труб 1,5-4 м. Труби в трубній решітці ввальцовуються або приварюються до неї. При довжині труб більше 2 м кожух виконується з лінзовим компенсатором. Діаметр кожуха 400-1000 мм, товщина

стілки кожуха – 2-4 мм. Відношення довжини до діаметру труб приймається рівним 3:5. Швидкість руху бражки в трубах підігрівача слід приймати в межах 0,3-1,2 м/с. Нижня границя береться при руху бражки самопливом з напорної ємності, верхня – при подачі насосом.

В одній секції підігрівача бражки вміщується до 75 м² площі поверхні теплопередачі, при чому, чим менший діаметр труб, тим більшу поверхню теплопередачі вдається розмістити в одній секції.



1 – корпус; 2 – трубні решітки; 3 – труби; 4 – кришки

Рисунок 1.3 – Секція підігрівача бражки

Дефлегматори ректифікаційних установок (рис. 1.4) невеликої продуктивності, як правило, виконуються комбінованими. Дефлегматори горизонтальні багатоходові кожухотрубно теплообмінники одно- або двосекційні.

Оскільки, в охолоджених водою дефлегматорах встановлюються труби меншого діаметру, ніж в бражних підігрівачах, тому при тих же габаритах в них вдається розмістити велику поверхню теплопередачі при тих же розмірах елемента.

В світовій практиці відомі випадки використання в якості дефлегматорів пластинчатих напіврозбірних теплообмінників. Пластинчаті дефлегматори

відрізняються компактністю і високим коефіцієнтом теплопередачі.



Рисунок 1.4 – Двосекційний дефлегматор

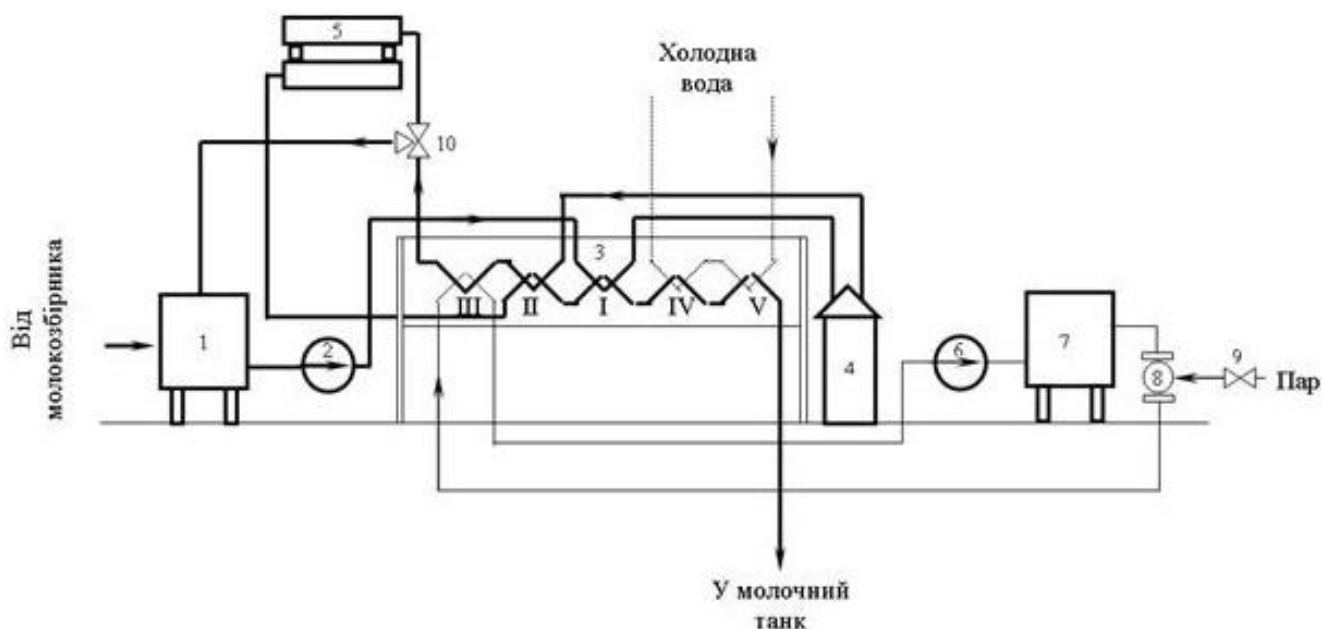
Дефлегматори експлуатованих ректифікаційних установок спроектовані виходячи з швидкості води в трубах 0,2-0,3 м/с; при цих умовах коефіцієнт теплопередачі для них приймається $K_p = 580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$. Це дає підстави встановити необхідну площу поверхні дефлегматорів для ректифікаційних установок, які працюють при атмосферному тиску.

З метою зменшення площі поверхні доречно збільшити швидкість руху води в трубах дефлегматорів, особливо для установок більшої продуктивності. З підвищенням швидкості до 0,5-0,8 м/с потрібна площа поверхні дефлегматорів може бути зменшена в 1,5 рази.

1.2 Аналіз теплообмінних апаратів непроточної дії

Для того, щоб молоко відповідало вимогам ГОСТ 13264-70 важливо не тільки охолоджувати його в потокових технологічних лініях машинного доїння, але й під час зберігання. З цією метою застосовуються місткості для зберігання та охолодження молока, які називають танками-охолодниками.

Танк-охолодник ТО-2 (рис. 1.5) – це ванна з подвійними стінками, між якими рухається вода, охолоджувана холодильною установкою. До його складу входять: ванна, мішалка з редуктором, мірна лінійка, молочний та водяний фільтри, мийний насос.



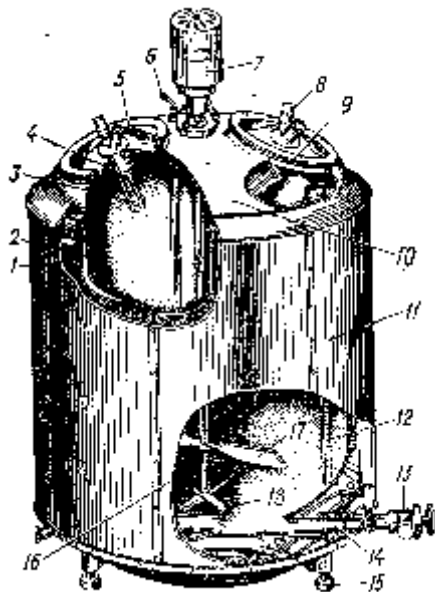
1 – урівнювальний бак; 2 – молочний насос; 3 – пластинчатий апарат;
 4 – молокоочисник; 5 – витримувач; 6 – водяний насос; 7 – бойлер; 8 – інжектор;
 9 – електрогідравлічний клапан; 10 – перепускний клапан; I – перша секція рекуперації;
 II – друга секція рекуперації; III – секція пастеризації; IV, V – секції охолодження

Рисунок 1.5 – Схема танка-охолодника ТО-2

Ванна виготовлена у вигляді прямокутної місткості і виготовлена з нержавіючої сталі. Водяна сорочка між подвійними стінками поділена перегородками, що утворюють систему послідовно з'єднаних каналів, якими охолодна вода спрямовується знизу вгору по всій поверхні ванни. Це забезпечує збільшення площі тепловіддачі, підвищує ефективність охолодження молока. Зменшенню втрат тепла сприяє зовнішня теплоізоляція ванни. Зверху ванна закривається двома кришками з люками.

Вакуумний танк-охолодник ТОВ-1 (рис. 1.6) використовується у вакуумних

технологічних лініях машинного доїння корів і первинної обробки молока.



- 1 – теплоізоляція; 2 – водяна сорочка; 3 – кульовий клапан; 4 – корпус клапана;
5 – кришка люка; 6 – термоконтактний датчик; 7 – електродвигун мішалки;
8 – патрубок для з'єднання з молокопроводом; 9 – прокладка; 10 – кришка; 11 – корпус
танка; 12 – мірна лінійка; 13 – молочний кран; 14 – молочний зливний патрубок;
16 – регульована опора; 17 – вал мішалки

Рисунок 1.6 – Вакуумний молочний танк ТОВ-1

До його складу входять: мішалка, мірна лінійка, молочний та водяний фільтри, запобіжні молочний та водяний клапани.

Резервуар має подвійні стінки, що утворюють водяну сорочку 2. Кільцевими перемичками вона поділена на канали для руху охолодної води по гвинтовій лінії знизу вгору. Простір між водяною сорочкою і корпусом танка заповнений теплоізоляцією 1. Кришка резервуара 10 обладнана двома горловинами. В одній з них встановлений запобіжний молочний клапан 4. В кришці змонтований електроконтактний термометр та кронштейн мірної лінійки 12. У нижній частині резервуару встановлено зливний патрубок 14 з молочним краном 13.

На лінії подачі молока встановлено молочний лавсановий фільтр, на лінії подачі холодної води є водяний фільтр із сітчастим фільтрувальним елементом.

Заповнення танка молоком і його охолодження відбувається безпосередньо в процесі доїння. Молоко проходить через молочний фільтр, порожнистий вал мішалки і скидачем спрямовується на стінки резервуара. Роботою електродвигунів мішалки та водяного насоса керує система автоматики.

Промивання танка здійснюється за допомогою вихрового мийного насоса.

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики танків-охолодників

Показники	ТО-2	ТОВ-1
Робоча місткість, л	2000	1000
Тривалість охолодження молока від 36 до 4 °С (при попередньому замороженні 400 кг льоду в установці МХУ-8С), год.	3,5	4
Мийний насос	ВКС-2/26	ВКС-2/26
Мінімальна температура охолодженого молока, °С, при використанні холодильної установки МХУ-8С	-4	-4
Габаритні розміри, мм		
Довжина	2820	1725
Ширина (зовнішній діаметр)	1350	1435
Висота	1550	2350

1.3 Аналіз математичних моделей нагрівання і охолодження матеріалів

Метою розрахунку теплообмінних апаратів є визначення поверхні їх нагріву. Якщо ж остання відома, то розрахунком встановлюють режим роботи апарата і визначають кінцеву або початкову температуру робочих рідин.

В обох випадках основними розрахунковими рівняннями являються наступні:

рівняння теплового балансу

$$Q = m_1 \cdot c_1 \cdot (t'_1 - t''_1) = m_2 \cdot c_2 \cdot (t'_2 - t''_2), \quad (1.1)$$

і рівняння теплопередачі

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (1.2)$$

де Q – кількість підведеної, або відведеної теплоти - теплове навантаження

теплообмінного апарату, Вт;

m_1 – масовий розхід назріваючої рідини, кг/с;

c_1 – середня теплоємність назріваючої рідини, Дж/(кг·°C);

t_1' і t_1'' – початкова і кінцева температура назріваючої рідини, °C;

m_2 – масовий розхід охолоджуваної рідини, кг/с;

c_2 – середня теплоємність охолоджуваної рідини, Дж/(кг·°C);

t_2' і t_2'' – початкова і кінцева температура охолоджуваної рідини, °C;

k – коефіцієнт теплопередачі теплообмінної поверхні, Вт/(м²·°C);

F – площа поверхні теплообміну теплообмінного апарату, м²;

Δt_{cp} – середня логарифмічна різниця температур між назріваючою і охолоджуваною рідиною, °C.

Коефіцієнт теплопередачі k залежить від умов руху рідин по обох сторонах стінки, через яку здійснюється теплообмін, а також від фізичних властивостей цих рідин, від матеріалу і товщини стінки. Коефіцієнт теплопередачі k визначають по формулі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.3)$$

де δ_{cm} – товщина тепло передаючої стінки, м;

λ_{cm} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·°C);

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до холодної рідини, Вт/(м²·°C);

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гарячої рідини до стінки, Вт/(м²·°C).

Коефіцієнт тепловіддачі α входить тільки в критеріальну формулу Нусельта (Nu), тому рівняння теплообміну вирішується відносно цього критерію, значення якого визначається критеріями Рейнольдса (Re) і Прандтля (Pr). Критерій Нусельта в цих рівняннях являється функцією, а інші параметри - незалежними змінними. Зв'язок між ними встановлюється узагальненим рівнянням конвективного теплообміну:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr_{ж}^n \cdot (Pr_{ж} / Pr_{cm})^{0,25}, \quad (1.4)$$

Після того, як розрахунковим шляхом буде встановлено значення числа Nu, можна знайти і коефіцієнт тепловіддачі α , який визначається:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_{жс}}{d_{ек}}, \quad (1.5)$$

де $d_{ек}$ – еквівалентний діаметр каналу, мм.

Для деяких форм теплообмінних поверхонь (рис. 1.7) отримані рівняння для розрахунку тепловіддачі при різних умовах омивання поверхонь і різних режимах. Але кожне відоме критеріальне рівняння використовується для розрахунку тепловіддачі і гідроопору тільки при умовах геометричної подібності між моделлю, на якій проводились досліді, і тільки для діапазону чисел Re, в межах якого проводились випробування.

Барановський Н.В. рекомендує виконувати розрахунок тепловіддачі і гідроопору для найбільш відомих і ефективних типів теплообмінних пластин за наступними формулами:

– для пластин стрічково-потокowego типу з горизонтальними гофрами (а)

$$Nu = 0,1 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (1.6)$$

– для пластин стрічково-потокowego типу з горизонтальними гофрами (б)

$$Nu = 0,165 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (1.7)$$

– для пластин стрічково-потокowego типу з рифленими гофрами

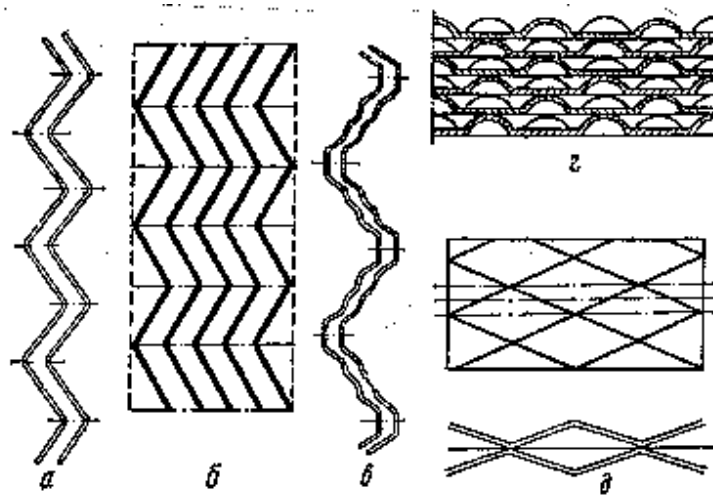
$$Nu = 0,07 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (1.8)$$

– для пластин сітчасто-потокowego типу з напівсферичними виступами

$$Nu = 0,076 \cdot Re^{0,75} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (1.9)$$

– для пластин сітчасто-потокowego типу з нахиленими гофрами

$$Nu = 0,135 \cdot Re^{0,73} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (1.10)$$



а, б – пластини стрічково-потокowego типу з горизонтальними гофрами;
 в – пластини стрічково-потокowego типу з рифленими гофрами; г – пластини
 сітчасто-потокowego типу з напівсферичними виступами; д – пластини сітчасто-
 потокowego типу з нахиленими гофрами

Рисунок 1.7 – Види теплообмінних пластин

Теплові і гідравлічні розрахунки пластинчатих теплообмінних апаратів можуть бути проектними і перевірочними.

Головна задача проектного розрахунку – визначення тепло передаючої поверхні у відповідності з формою і параметрами її основних конструктивних елементів. Такий розрахунок виконують при проектуванні нового теплообмінника на основі заданих умов роботи: продуктивності, початкової і кінцевої температури продукту, початкових температур теплоносіїв і холодоносіїв, їх допустимих витрат і кратностей, коефіцієнта рекуперації (визначається для секції рекуперації в багатосекційних апаратах). Крім того, на початку проектування потрібно вибрати тип і параметри теплообмінної пластини, на базі якої пропонується проектувати теплообмінний апарат.

Якщо відомий тип теплообмінної пластини апарату і її теплотехнічна і гідравлічна характеристика, то можна розрахунковим шляхом визначити середнє значення коефіцієнта теплопередачі (1.3) [4]. Але для цього необхідно провести попередньо розрахунки і знайти коефіцієнти теплопередачі α_1 і α_2 , задаючись

конкретними значеннями швидкостей і кратностями подачі нагрівальної і охолоджуючої рідини.

1.4 Задачі дослідження

Мета роботи полягає в дослідженні технологічного процесу роботи теплообмінних апаратівв потоково-технологічних лініях теплового обробітку молока.

Виходячи з огляду існуючих способів та технічних засобів теплової обробки молока та інших рідин і для досягнення процесі дослідження необхідно вирішити наступні задачі:

1. Провести огляд і аналіз існуючих теплообмінних апаратів.
2. Провести аналіз існуючих математичних моделей нагрівання і охолодження рідких продуктів.
3. Провести теоретичні дослідження режимів теплообміну рідин в різних конструкціях теплообмінних апаратів.
4. Розробити методику та лабораторну установку і алгоритм експериментальних досліджень.
5. Провести експериментальні дослідження залежності коефіцієнта теплопередачі від режимів подачі молока і нагрівального середовища.
6. Розробити методику теплового розрахунку теплообмінників.
7. Розробити методику гідромеханічного розрахунку теплообмінників.
8. Розробити питання охорони праці при роботі з теплообмінниками.
9. Надати техніко-економічне обґрунтування режимів роботи теплообмінників.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ТЕПЛОВІДДАЧІ В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ

2.1 Теплообмін при русі в трубах і каналах

Відомо, що рух у трубах (каналах) може бути ламінарним і турбулентним. Режим руху визначають за значенням числа Рейнольдса

$$Re = v \cdot d / \mu, \quad (2.1)$$

де v – середня по перетині труби швидкість рідини;
 d – внутрішній діаметр труби.

При $Re < Re_{кр1} = 2000$ рух є ламінарним ($Re_{кр1}$ - нижнє критичне число Рейнольдса). При $Re > Re_{кр2} = 10000$ спостерігається розвинутий турбулентний рух ($Re_{кр2}$ - верхнє критичне число Рейнольдса). Числа Рейнольдса, що лежать в інтервалі $Re_{кр1} \leq Re \leq Re_{кр2}$, відповідають перехідному режиму руху рідини, а також перехідному режиму тепловіддачі.

Розглянемо ділянку гідродинамічної стабілізації. Будемо вважати, що як при ламінарному, так і при турбулентному русі у входному перетині труби швидкість рідини постійна. Технічно це можна реалізувати в такий спосіб: рідина надходить у трубу з більшого діаметру, при цьому кромка труби на вході закруглена. При русі в стінках труби утвориться прикордонний шар, товщина якого поступово наростає по довжині. Якщо труба досить довга, то при деякій відстані від входу в трубу динамічні прикордонні шари стуляються, тобто заповнюють весь поперечний переріз. При постійних фізичних властивостях рідини після цього перетину в трубі (каналі) встановлюється постійний (по довжині) розподіл швидкостей, характерний для даного режиму руху рідини. Так, при ламінарному режимі руху профіль швидкості буде параболічним (рис. 2.1, а), при турбулентному має форму усіченої параболи (рис. 2.1, б). Такий рух називають стабілізованим.

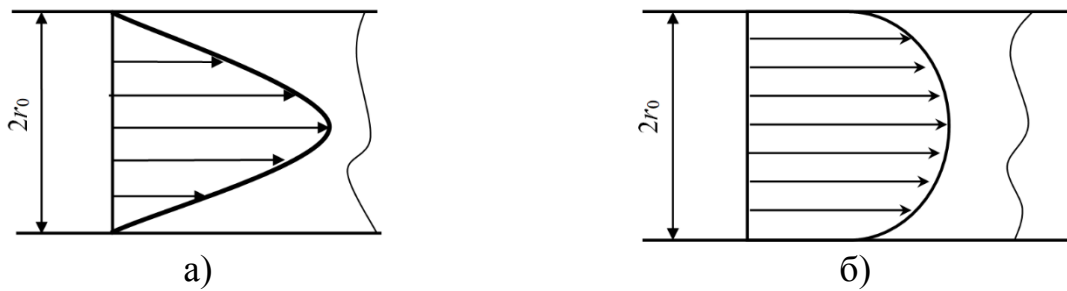


Рисунок 2.1 – Розподіл швидкості по сiченню труби при стабiлiзованому ламiнарному (а) i турбулентному (б) рухах рiдини.

Вiдстань вiд входу в трубу (канал) до перетину, у якому динамiчнi прикордоннi шари стуляються, називають гiдродинамiчною початковою дiлянкою або дiлянкою гiдродинамiчної стабiлiзацiї (рис. 2.2). Картина руху в гiдродинамiчнiй початковiй дiлянцi визначається режимом руху рiдини. Якщо $Re < Re_{кр}$, то протягом гiдродинамiчної початкової дiлянки рух рiдини в прикордонному шарi має ламiнарний характер (рис. 2.2, а). При $Re > Re_{кр}$ у переднiй частинi труби формується ламiнарний прикордонний шар, що потiм переходить у турбулентний.

Надалi вiдбувається змикання турбулентних прикордонних шарiв i рух здобуває турбулентний стабiлiзований характер (рис. 2.2, б) [2].

При ламiнарному режимi руху довжина гiдродинамiчної початкової дiлянки визначається по формулi

$$L_{\Gamma} = \kappa_2 \cdot d_{екв} \cdot Re_{жс}, \quad (2.1)$$

Значення L_{Γ} тим бiльше, чим вище число Re , так при $Re = 2000$ довжина $L_{\Gamma} = 100d$.

При турбулентному режимi руху довжина гiдродинамiчної початкової дiлянки L_{Γ} слабо залежить вiд Re i складає приблизно:

$$L_{\Gamma} = (10...15)d.$$

Дiлянка теплової стабiлiзацiї.

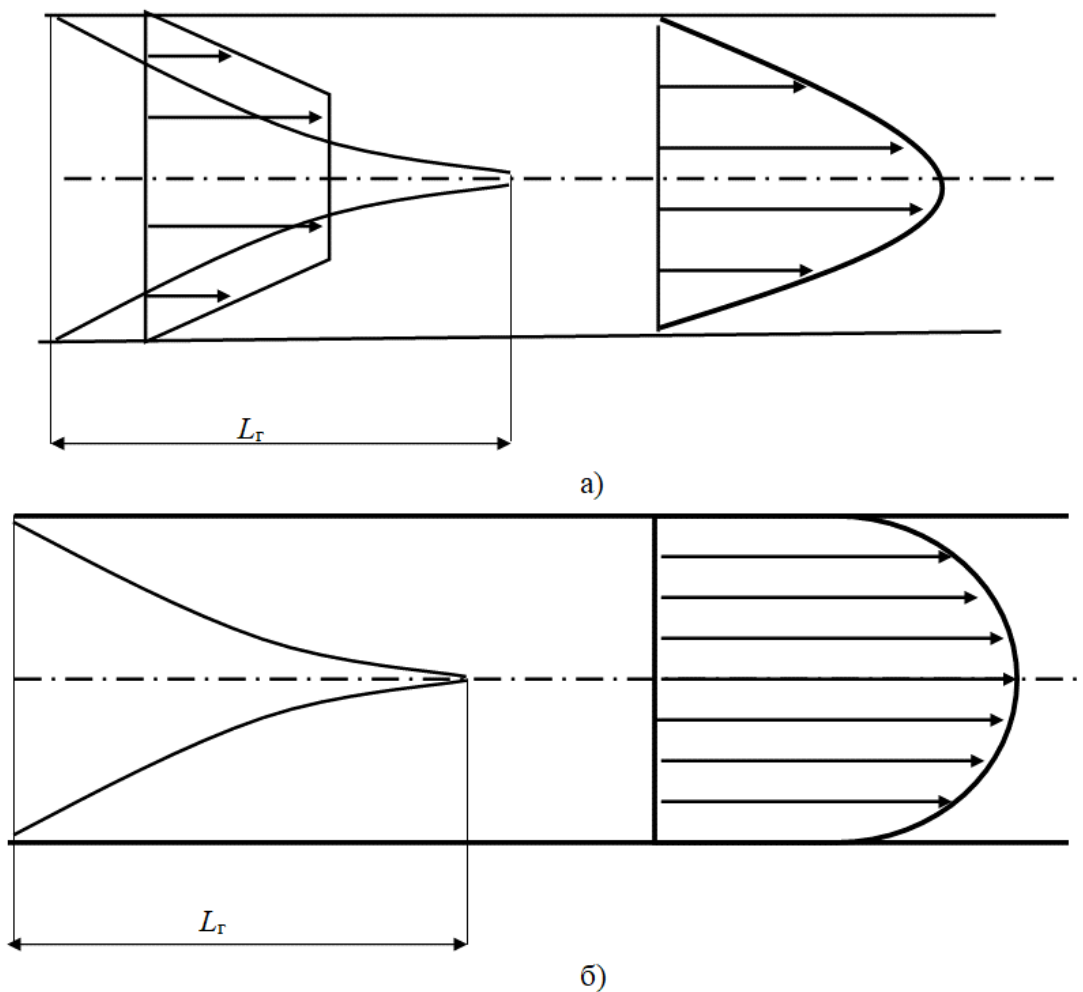
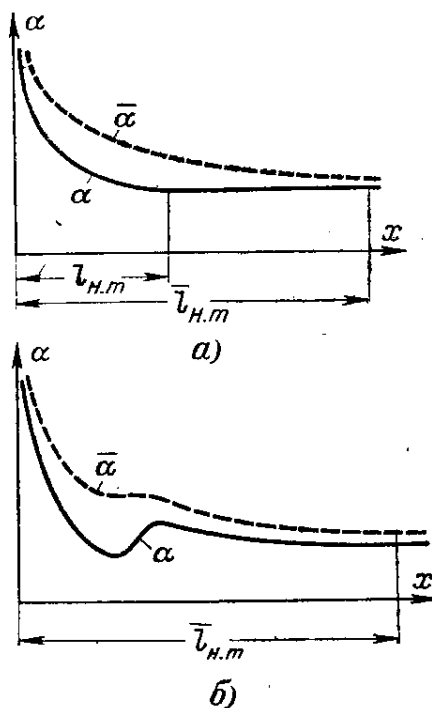


Рисунок 2.2 – Стабілізація потоку рідини в середині труби: ламінарний (а) і турбулентний (б) рух рідини.

Розглянемо процес теплообміну при рухові рідини в трубі, температура стінок якої відрізняється від температури рідини на вході в трубу. В міру руху рідини вздовж труби спочатку в процес теплообміну вступають пристінні шари рідини, а центральна частина потоку ще має температуру, рівну температурі на вході в трубу. Поступово в процес теплообміну втягуються усі нові, більш віддалені від стінок шари рідини, тобто товщина теплового пограничного шару росте. Ділянку від початку труби до місця зникання теплових по-граничних шарів називають початковою тепловою ділянкою або ділянкою теплової стабілізації. Таким чином, починаючи з перетину $x = l_m$, де l_m – довжина початкової теплової ділянки, у теплообміні бере участь уся рідина. Якщо при $x > l_m$ граничні умови на стінці не міняються, теплообмін

називають стабілізованим. На відміну від епюр швидкості профілі температури навіть при постійних властивостях теплоносія міняються по довжині труби при $x > l_m$ (рис. 2.3).



а – незмінний режим течії; б – змішана течія

Рисунок 2.3 – Зміна місцевого і середнього коефіцієнтів тепловіддачі по довжині труби

На рис. 2.3, а показана зміна місцевого і середнього коефіцієнтів тепловіддачі по довжині труби при ламінарному режимі руху. При однаковій структурі прикордонного шару місцевий коефіцієнт тепловіддачі αx зменшується по довжині l_m , а середній коефіцієнт α - по довжині l_{m1} , причому завжди $l_{m1} > l_m$.

На рис. 2.3, б показана зміна середнього і місцевого коефіцієнтів тепловіддачі по довжині труби, на початку якої спостерігається ламінарний прикордонний шар, що переходить потім у турбулентний. Коефіцієнт тепловіддачі зменшується на ділянці ламінарного руху і росте при його руйнуванні. Потім відбувається стабілізація теплообміну при турбулентному рухові. Довжина теплової ділянки залежить від фізичних властивостей теплоносія, режиму руху, наявності гідродинамічної стабілізації, розподілу

температури на вході і багатьох інших факторів. В однакових умовах тепловіддача для коротких труб більша в порівнянні з довгими.

Довжина ділянки теплової стабілізації при ламінарному рухові рідини з постійними фізичними властивостями й однорідною температурою на вході визначається за формулою:

$$L_m = \kappa_m \cdot d_{екв} \cdot Re_{жс} \cdot Pr_{жс}. \quad (2.2)$$

При ламінарному рухові число Re може досягати значення $Re \approx 2000$, тоді, для газів з $Pr \approx 1$ розрахункова довжина початкової теплової ділянки дорівнює приблизно $100d$.

У дуже в'язких рідин із $Pr > 1$ довжина початкової теплової ділянки може змінюватися від сотень до декількох десятків тисяч діаметрів. В останньому випадку теплообмін відбувається в межах початкової теплової ділянки. Для турбулентного руху довжина початкової теплової ділянки, на якій змінюється місцевий коефіцієнт тепловіддачі, визначається залежністю $L_{mm} = (10 \dots 15)d$, а середній коефіцієнт тепловіддачі змінюється по довжині $L_{mml} = 50d$.

Необхідно відзначити, що тепловіддача на початковій тепловій ділянці труби L_m дуже важко піддається теоретичному дослідженню, тому нижче розглядається теплообмін на ділянці $L > L_m$, де рух стає стабілізованим [19].

При ламінарному ізотермічному рухові рідини швидкість по перетині потоку на відстані r від осі труби розподіляється по параболі (див. рис. 2.1, а):

$$v = v_{\max} \cdot (1 - (r^2 / R^2)), \quad (2.3)$$

де v_{\max} – швидкість рідини по осі труби (при $r = 0$);

R – радіус труби.

На осі труби швидкість максимальна, а біля стінки - дорівнює нулю.

Середня швидкість при ламінарному рухові $v = 0,5v_{\max}$. При ламінарному рухові зустрічаються два режими неізотермічного руху: в'язкістний і в'язкістно-гравітаційний. Закони для цих режимів різні.

В'язкістно-гравітаційний режим – змушений рух рідини, що супроводжується природною конвекцією. При такому режимі теплота передається

не тільки теплопровідністю, але і конвекцією.

Максимальна швидкість потоку спостерігається на осі труби. В інженерних розрахунках користуються середніми значеннями швидкості $u = V/F$, де V – секундний об'єм рідини, F – площа поперечного перерізу труби.

Експериментальні дані по середніх коефіцієнтах тепловіддачі в трубах і каналах добре описуються формулою Михеєва

$$Nu_{жcd} = 0,021 \cdot Re_{ж,d}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{cm})^{0,25} \cdot \epsilon_l, \quad (2.4)$$

яка справедлива для всіх пружних і крапельних рідин при $Re = 1 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ і $Pr_{ж} = 0,6 \dots 2500$. За визначальну температуру прийнята середня температура рідини. За визначальний розмір - внутрішній діаметр труби чи еквівалентний діаметр каналу.

Перехідний режим у каналах спостерігається при $Re = 2 \cdot 10^3 \dots 10^4$. Тепловіддача на перехідному режимі залежить від багатьох факторів, які важко піддаються обліку, і не може бути описана одним рівнянням. Рівняння для ламінарного і турбулентного режимів не можна поширювати на область перехідного режиму. Приблизно коефіцієнт тепловіддачі в перехідній області можна оцінити в такий спосіб.

Коефіцієнт тепловіддачі при русі газів і крапельних рідинах у каналах кільцевого поперечного перерізу можна визначити по формулі

$$Nu_{ж, d_{екв}} = 0,017 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{cm})^{0,25} \cdot (d_2/d_1)^{0,18}. \quad (2.5)$$

Відношення $(d_2/d_1)^{0,18}$ (d_1 – внутрішній діаметр кільцевого каналу, d_2 – зовнішній діаметр) враховує особливості теплообміну в кільцевих каналах.

За визначальний лінійний розмір прийнятий $d_{екв} = d_2 - d_1$ визначальну температуру- середня температура рідини.

Формула справедлива при $Re_{ж} = 10^4 \dots 10^6$, $d_2/d_1 = 1 \dots 14$, $l/d = 50 \dots 460$, $Pr_{ж} = 0,7 \dots 100$, $d_2/d_1 = 1 \dots 33,3$ [38].

При русі рідини у вигнутих трубах (змійовиках) під дією відцентрової сили в поперечному перерізі труб виникають циркуляційні струми - так названа вторинна циркуляція.

В результаті виникає складний рух рідини по гвинтовій лінії. Вторинна

циркуляція може виникати як при турбулентному, так і при ламінарному рухах.

Зі збільшенням радіусу згину R вплив відцентрового ефекту зменшується й у межах, коли $R \rightarrow \infty$, зникне (пряма труба).

Експериментально встановлено, що вторинна циркуляція виникає тільки при числах Рейнольдса, більших деяких критичних чисел $Re_{кр1}$, причому $Re_{кр1} < Re_{кр} \approx 2000$ для прямої труби.

Значення $Re_{кр1}$ при рухові рідини в гвинтових змійовиках обчислюється за формулою

$$Re_{кр1} = \frac{16,4}{\sqrt{d/R}}, \quad (2.6)$$

де d – внутрішній діаметр труби;

R – радіус заокруглення змійовика, формула справедлива при $(d/R) \geq 8 \cdot 10^4$.

Перехід до турбулентного режиму руху настає при числах Рейнольдса

$$Re_{кр2} = 18500 \cdot (d/2R)^{0,28}. \quad (2.7)$$

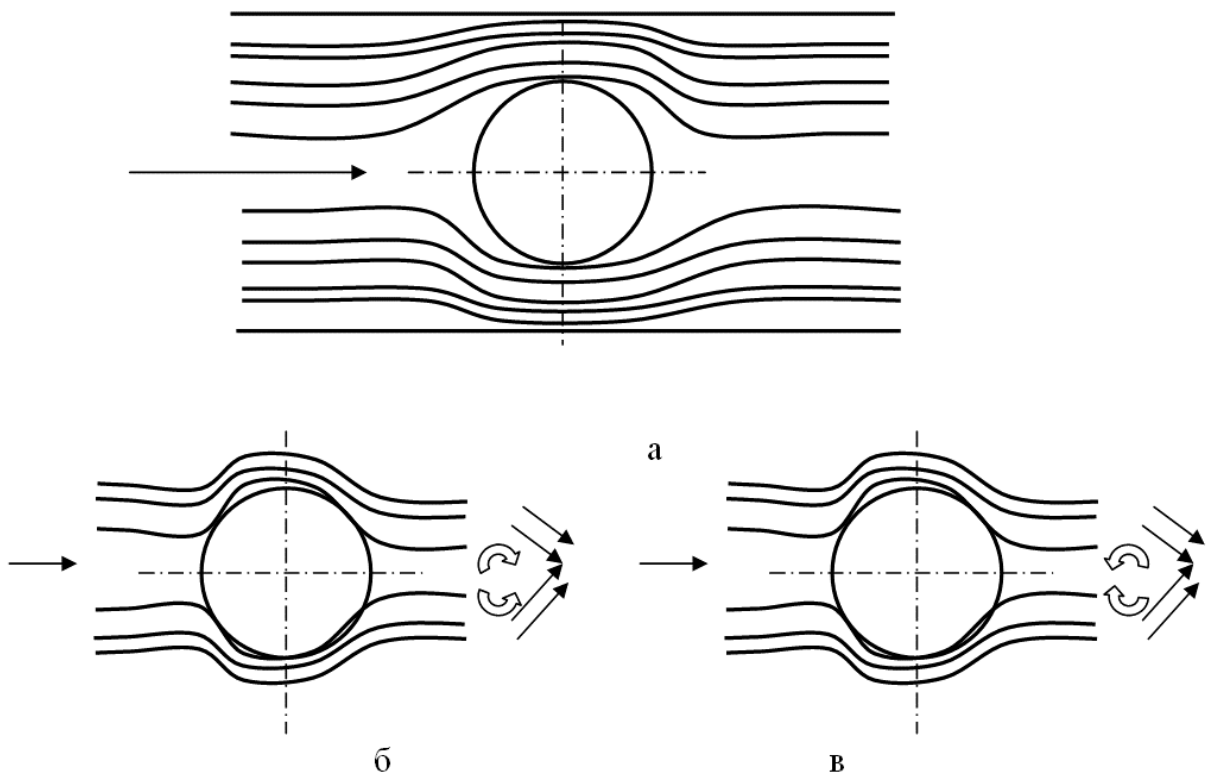
Необхідно відзначити, що при $Re < Re_{кр1}$ має місце ламінарний рух без вторинної циркуляції, при $Re_{кр1} < Re < Re_{кр2}$ – ламінарний рух із вторинною циркуляцією, при $Re > Re_{кр}$ – турбулентний рух при наявності вторинної циркуляції.

Якщо $Re < Re_{кр1}$, то розрахунок тепловіддачі проводять по рівняннях для ламінарного руху в прямих трубах. Якщо $Re_{кр} < Re < Re_{кр2}$, при $\varepsilon_l = 1$ для турбулентного руху в каналах. Якщо $Re > Re_{кр2}$, то вводять поправочний коефіцієнт, $\varepsilon_{зм} = 1 + 3,6 d/D$), що враховує кривизну змійовика. У змійовиках дія вторинної циркуляції поширюється на всю довжину труби.

2.2 Розрахунок теплообміну при поперечному обтіканні труб і пучків труб

Процес теплообміну при поперечному обтіканні труб має особливості, що пояснюються гідродинамічною картиною руху рідини поблизу поверхні труби. При обтіканні циліндра потоком рідини на його поверхні утвориться граничний шар змінної величини. Мінімальна товщина граничного шару - у лобовій крапці.

Далі його товщина поступово наростає. Рух має плавний, безвідривний характер тільки при малих числах $Re < 5$ (рис. 2.3, а). При великих числах Re безвідривно омивається тільки передня частина циліндра (приблизно 45-47%), потім у кормовій частині відбувається відрив граничного шару і за циліндром утворюються два симетричних вихри (рис. 2.3, б, в).



а – безвідривне; б – відрив ламінарного шару; в – відрив турбулентного граничного шару

Рисунок 2.3 – Обтікання циліндра (труби)

Положення крапки відриву граничного шару залежить від числа Re і ступеня турбулентності. При малих значеннях Re і малого ступеня турбулентності рух у граничному шарі аж до крапки відриву має ламінарний характер. При такому рухові відрив граничного шару відбувається при кутах $\varphi = 80 - 85^\circ$. При числах $Re = (1-4) \cdot 10^5$ рух по більшій частині периметра в граничному шарі стає турбулентним. Відрив граничного шару від циліндра

відбувається при кутах $\varphi = 120-140^\circ$.

Відповідно до такої картини обтікання міняється і коефіцієнт тепловіддачі по діаметру труби .

На рис. 2.4 показана зміна по діаметру труби локального коефіцієнта тепловіддачі в залежності від кута φ , що визначає місце розташування крапки на діаметрі. По осі абсцис відкладений центральний кут φ , відлічений від лобової крапки, а по осі ординат – a_φ/a , де a_φ – локальне, a – середнє по діаметру значення коефіцієнта тепловіддачі.

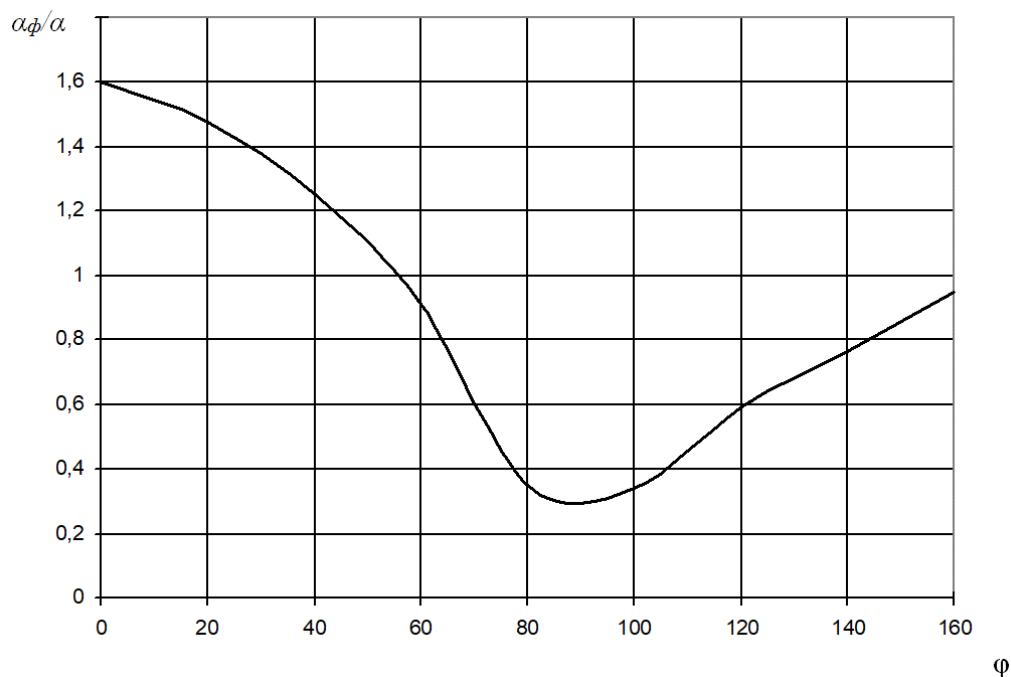


Рисунок 2.4 – Зміна по діаметру труби локального коефіцієнта тепловіддачі залежно від кута φ

З рис. 2.4, а видно, що a_φ досягає максимуму при $\varphi = 0$, тобто в лобовій частині циліндра, де товщина граничного шару найменша. Падіння коефіцієнта тепловіддачі в міру руху рідини уздовж поверхні труби пояснюється ростом товщини граничного шару. Мінімальне значення a_φ відповідає крапці відриву граничного шару від поверхні ($\varphi = 90-95^\circ$). У кормовій частині циліндра рух рідини носить вихровий характер і значення a_φ зростає, досягаючи максимуму

при $\varphi = 180^\circ$.

На рис. 2.4, б приведений графік зміни числа Nu по довжині окружності для різних значень Re у полярних координатах. З малюнка видно, що при малих Re інтенсивність теплообміну в кормовій частині труби нижче, ніж у лобовій крапці. Зі зростанням Re збільшується a_φ у кормовій частині і може зрівнятися з a_φ у лобовій крапці труби.

Таким чином, процес теплообміну при поперечному обтіканні циліндра визначається характером руху рідини і її параметрів. Визначальними критеріями є Re і Pr . Критеріальне рівняння даного процесу має вид

$$Nu = f(Re, Pr, Pr_{жс} / Pr_c) . \quad (2.8)$$

Численні експериментальні дослідження дозволили визначити вид залежності (2.11.):

$$Nu_{жс} = c Re_{жс} Pr_{жс}^{0,36} (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25} . \quad (2.9)$$

Значення констант c і n залежать від величини числа Re і форми обтічного тіла.

Визначальний розмір – зовнішній діаметр труби. Визначальна температура - середня температура рідини [19].

Формули справедливі тоді, коли кут φ між напрямком потоку і віссю труби, названий кутом атаки, дорівнює $\pi/2$. При зменшенні кута атаки значення коефіцієнта тепловіддачі зменшується, що враховується введенням спеціального поправочного множника ε_φ , обумовленого експериментально для тіл різної форми при різних значеннях кута атаки.

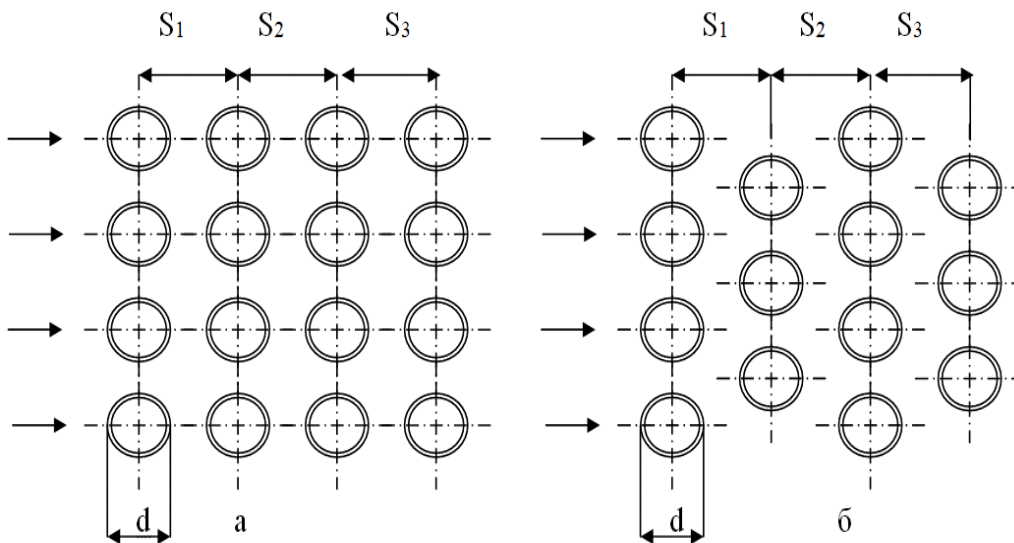
Таким чином, при куті атаки $\varphi \neq \pi/2$ коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою

$$\alpha_\varphi = \varepsilon_\varphi \cdot \alpha_{90^\circ} . \quad (2.10)$$

Знання характеристик теплообміну при обтіканні пучків труб необхідно при конструюванні багатьох теплообмінних пристроїв. Порядок розташування труб у пучку може бути коридорним (рис. 2.5, а) чи шаховим (рис. 2.5, б). Геометричною характеристикою пучків труб є їхній зовнішній діаметр d , кількість рядів труб по русі рідини, відносний поперечний крок s_1/d і відносний поздовжній крок s_2/d .

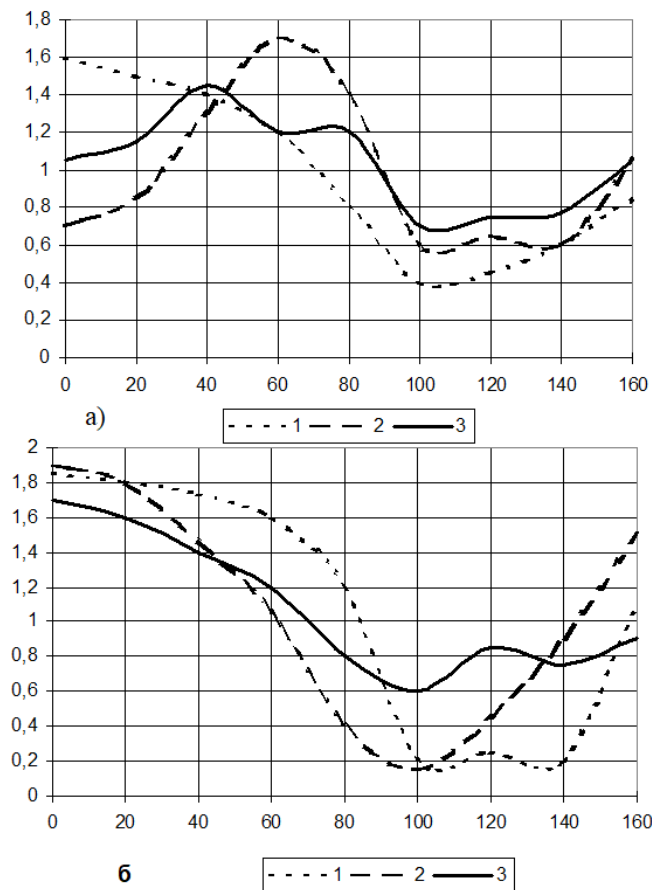
Картина обтікання рідиною першого ряду труб в обох пучках (коридорному чи шаховому) близька до картини обтікання одиночної труби, хоча і має деякі відмінності, зв'язані з впливом на рух наступних рядів труб. Другий і третій ряди труб знаходяться в зоні потоку, збуреного попередніми рядами, і їхня тепловіддача залежить від його структури.

На рис. 2.6 показана зміна по діаметру труби локального коефіцієнта тепловіддачі в залежності від кута φ для першого, другого і наступного рядів семирядного коридорного і шахового розташування пучків труб (цифрами позначені номери рядів). Для труб шахового розташування коефіцієнт a_φ досягає максимуму при $\varphi = 0$, тобто на лобовій поверхні труби в місці удару струменя об її поверхню. Останнє має місце і для першого ряду коридорного пучка. Таким чином, у всіх рядах шахового й у першому ряді коридорного пучків зміна a_φ по діаметру труби відповідає зміні a_φ для одиночної труби.



а – коридорне; б – шахматне

Рисунок 2.5 – Схема розташування труб в пучках



а – коридорного; б – шахматного

Рисунок 2.6 – Зміни відносного коефіцієнта тепловіддачі по колу труби для різного розташування рядів

Для другого і наступного рядів коридорного розташування пучка максимальне значення a_φ відповідає куту $\varphi \approx 50-60^\circ$. Численні експериментальні дослідження показали, що структура потоку, починаючи з третього ряду і далі, залишиться практично незмінною, тому залишається постійною й інтенсивність тепловіддачі, що досягає до третього ряду трубок свого максимуму.

Тепловіддача першого і другого рядів труб менша в порівнянні з третім рядом. Необхідно відзначити, що тепловіддача при шахматному розташуванні пучків за рахунок кращої турбулізації потоку вище, ніж у коридорному. Крім того, на процес тепловіддачі пучків впливає діаметр d і їхнє взаємне розташування S_1 і S_2 . Узагальнюючи експериментальні дані для пучків труб (третій і інші ряди), одержали наступні формули для розрахунку середнього

коефіцієнта тепловіддачі:

а) коридорне розташування пучків труб

при $Re_{ж,d} = 100 - 1000$

$$Nu_{ж,d} = 0,56 \cdot Re_{ж,d}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot (Pr_{ж} / Pr_{см})^{0,25} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i ; \quad (2.11)$$

при $Re_{ж,d} = 1 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^5$

$$Nu_{ж,d} = 0,22 \cdot Re_{ж,d}^{0,65} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot (Pr_{ж} / Pr_{см}) \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i ; \quad (2.12)$$

б) шахове розташування пучків труб

при $Re_{ж,d} = 100 - 1000$

$$Nu_{ж,d} = 0,56 \cdot Re_{ж,d}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot (Pr_{ж} / Pr_{см})^{0,25} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i ; \quad (2.13)$$

при $Re_{ж,d} = 1 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^5$

$$Nu_{ж,d} = 0,4 \cdot Re_{ж,d}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot (Pr_{ж} / Pr_{см})^{0,25} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i . \quad (2.14)$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі всього пучка в цілому визначаємо по формулі:

$$\alpha_{пуч} = \sum_{i=1}^m \alpha_i \cdot \frac{F_i}{\sum_{i=1}^m F_i}, \quad (2.15)$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$ – середні коефіцієнти тепловіддачі 1-го, 2-го, і-го рядів труб;

F_1, F_2, \dots, F_m – площі зовнішніх поверхонь 1-го, 2-го, і-го рядів труб.

Формули застосовувані, коли потік рідини перетинає пучок труб під прямим кутом. Експерименти показують, що якщо пучок труб омивається змушеним потоком рідини під кутом $\psi < 90^\circ$, то коефіцієнт тепловіддачі для пучка труб при $\psi = 90^\circ$ необхідно помножити на поправочний коефіцієнт ε_ψ , тоді $\alpha_\psi = \alpha_{90^\circ} \cdot \varepsilon_\psi$ [40].

2.3 Розробка методики теплового розрахунку теплообмінників

У цьому випадку повинні бути задані витрати що нагріває (індекс 1) і що нагрівається (індекс 2) теплоносіїв, їхньої температури на вході в теплообмінник T'_1, T'_2 і на виході з нього T''_1, T''_2 та теплоємності. Необхідно знайти площу поверхні нагрівання.

Рівняння теплового балансу в диференціальній формі має вид

$$dQ = G \cdot c_p \cdot dT. \quad (2.16)$$

Проінтегрувавши, одержимо

$$Q = G \cdot c_p \cdot (T'' - T). \quad (2.17)$$

де Q – кількість теплоти, що віддається теплоносієм;
 G – масова витрата, $\Delta T = T'' - T'$ – зміна температури;
 C_p – ізобарна теплоємність рідини.

Зневажаючи втратами теплоти в навколишнє середовище, одержуємо рівняння теплового балансу що нагріває і для нагрітих теплоносіїв:

$$dQ = -G_1 \cdot c_{p1} \cdot dT_1 = G_2 \cdot c_{p2} \cdot dT_2. \quad (2.18)$$

Величина $G \cdot c_p$, називається водяним еквівалентом (витрата води, що переносить таку ж кількість теплоти, що й один кілограм дійсного теплоносія в годину) і позначається

$$W = G \cdot c_p. \quad (2.19)$$

Рівняння теплового балансу дозволяє знайти витрату теплоносія, визначити кількість переданої теплоти і справедливо для ідеального теплообмінника, у якому втрати теплоти при переході від гарячої рідини до холодної відсутні.

Ефективність (коефіцієнт корисної дії реального теплообмінника) визначається за по формулою

$$\eta = (W_2 \cdot (T''_2 - T'_2) / W_1 \cdot (T'_1 - T''_1)) \cdot 100\%. \quad (2.20)$$

Щоб визначити необхідну для передачі теплоти площу теплообміну, використовуємо рівняння теплопередачі

$$dQ = k \cdot \Delta T \cdot dF, \quad (2.21)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі.

Інтегруючи при $k/F = \text{const}$, одержимо

$$Q = \int k \cdot \Delta T \cdot dF = k \cdot \Delta T \cdot F. \quad (2.22)$$

З рис. 2.7 видно, що при розрахунку теплообмінника необхідно визначити спочатку середній температурний напір ΔT і коефіцієнт теплопередачі k [19].

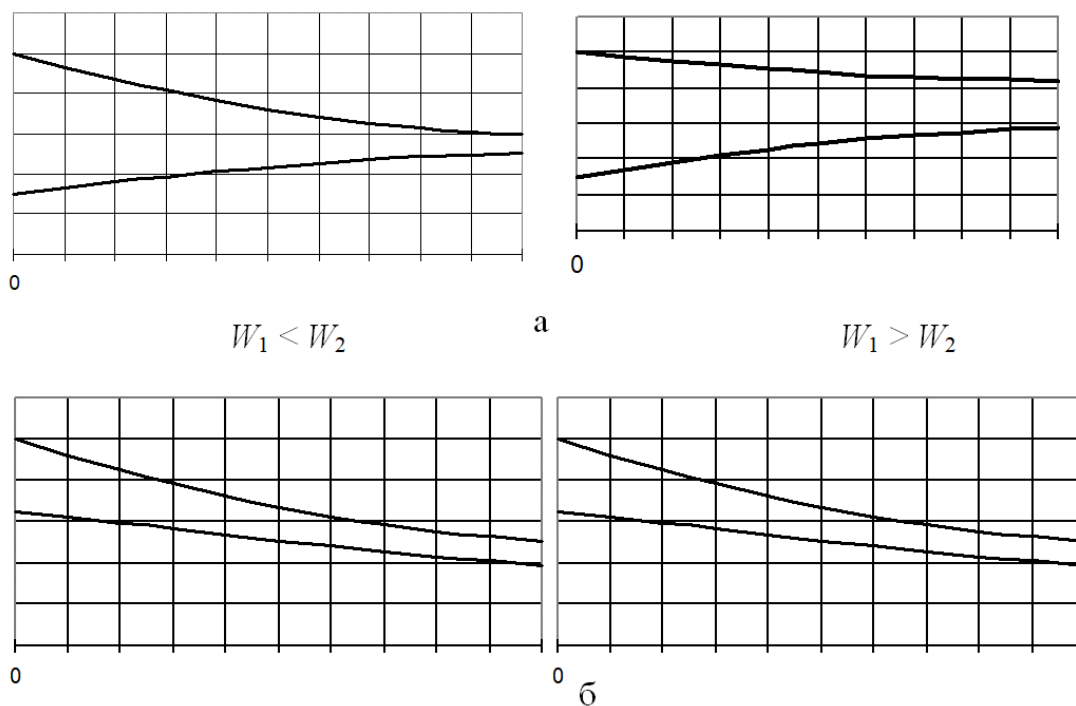


Рисунок 2.7 – Характер зміни температур теплоносіїв при прямотоку (а) і протитоку (б)

При роботі теплообмінника температура обох теплоносіїв змінюється безупинно. Характер цієї зміни залежить від напрямків взаємного руху, роду рідин і від співвідношення їхніх водяних еквівалентів.

Використовуючи рівняння теплового балансу і теплопередачі, визначимо зміну температури теплоносіїв і середній температурний напір між ними для прямотоку і протитоку.

Для прямотоку з рівнянь одержуємо

$$D \cdot (T_1 - T_2) = -m \cdot \kappa \cdot \Delta T \cdot dF. \quad (2.23)$$

$$\text{або } d\Delta T / \Delta T = -m \cdot \kappa \cdot dF, \quad (2.24)$$

де $\Delta T = T_1 - T_2$, $m = 1 / W_1 + 1 / W_2$.

При протитоку температури обох теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну знижуються і рівняння теплового балансу приймає вид

$$dQ = -W_1 \cdot dT_1 = -W_2 \cdot dT_2, \quad (2.25)$$

звідки

$$d \cdot (T_1 - T_2) = -m \cdot dQ, \quad (2.26)$$

де $m = 1 / W_1 - 1 / W_2$.

Середній по поверхні теплообміну температурний напір визначається співвідношенням:

$$\Delta T = (1/F) \int \Delta T \cdot dF . \quad (2.27)$$

Підставляючи, отримуємо:

$$\Delta T = (\Delta T_2 - \Delta T_1) / (\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)).$$

Величину ΔT називають середньо-логарифмічним температурним напором. Формула справедлива як для прямоточної, так і для протиточної схеми руху. У випадку прямотоку $\Delta T_1 = T'_1 - T'_2$, $\Delta T_2 = T''_1 - T''_2$, у випадку протитоку $\Delta T_1 = T'_1 - T''_2$, $\Delta T_2 = T''_1 - T'_2$.

Для складних теплообмінників, що мають кілька труб з перехресним потоком, середній температурний напір

$$\Delta T = \Delta T_{прот} \cdot \varepsilon_{\Delta T}, \quad (2.28)$$

де $\Delta T_{прот}$ – середньологарифмічний температурний напір, обумовлений по формулі для однотрубного теплообмінника з протитоком;

$\varepsilon_{\Delta T}$ – поправочний коефіцієнт, що є функцією температур на вході і виході і взаємній орієнтації потоків теплоносія. Для теплообмінника зі складною конфігурацією поверхні теплообміну коефіцієнт $\varepsilon_{\Delta T}$ визначають експериментально.

Після визначення ΔT для остаточного рішення поставленої задачі залишається знайти коефіцієнт теплопередачі k .

Однак визначення коефіцієнта теплопередачі і складає основні труднощі теплового розрахунку теплообмінних апаратів. Щоб визначити коефіцієнт k , необхідно знати значення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 α_2 з боку обох теплоносіїв, а також коефіцієнт теплопровідності стінки λ . Тоді, наприклад, для плоскої одношарової стінки коефіцієнт теплопередачі k підраховується по формулі:

$$k = ((1 / \alpha_1) + (\beta / \lambda) + (1 / \alpha_2))^{-1} . \quad (2.29)$$

Значення коефіцієнта теплопровідності практично для будь-якого матеріалу, використовуваного в теплообмінниках, можна знайти в довідниках теплофізичних властивостей.

Складність визначення коефіцієнтів тепловіддачі зв'язана з тим, що процес переносу теплоти здійснюється одночасно конвекцією і теплопровідністю, а при високотемпературному потоці ще і опромінюванням. Таким чином, у загальному випадку:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_p, \quad (2.30)$$

де α_k – конвективний коефіцієнт тепловіддачі, що враховує теплопровідність;
 α_p – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням.

Коефіцієнт α_p може бути визначений аналітично, якщо відомий температурний напір. Основні труднощі складаються у визначенні конвективного коефіцієнта тепловіддачі α_k . Основний шлях для його визначення - проведення експерименту.

Перевірочний розрахунок теплообмінника.

У цьому випадку задається площа поверхні нагрівання F , коефіцієнт теплопередачі k , водяні еквіваленти W_1 і W_2 і початкові температури гарячої (T'_1) і холодної (T'_2) рідин. Необхідно знайти кінцеві температури рідин T''_1 , T''_2 і кількість переданої теплоти Q .

З рівності для гарячої рідини маємо:

$$T''_1 = T'_1 - Q / W_1, \quad (2.31)$$

для холодної:

$$T''_2 = T'_2 + Q / W_2. \quad (2.32)$$

Приймаючи зміну різниці температур уздовж поверхні теплообміну малим ($\Delta T_1/\Delta T_2 < 2$), розподіл температур по довжині поверхні буде лінійним і середньологарифмічний напір можна замінити середнім арифметичним крайніх напорів

$$\Delta T = \frac{1}{2} (\Delta T_1 + \Delta T_2) = ((T'_1 + T''_1) / 2) - ((T'_2 + T''_2) / 2). \quad (2.33)$$

Підставляючи в дане відношення, знаходимо

$$Q = k \cdot F \cdot ((T'_1 + T''_1) / 2) - ((T'_2 + T''_2) / 2). \quad (2.34)$$

По відомій кількості переданої теплоти Q за допомогою формул визначаємо кінцеві температури робочих рідин T''_1 , T''_2 .

Приведений спосіб розрахунку дуже простий, однак його можна

використовувати лише при незначній зміні різниці температур рідин по довжині теплообмінника. У загальному випадку варто враховувати схему руху робочих рідин. Покажемо це на прикладі прямиоточної схеми руху. Зі співвідношення маємо

$$\Delta T_2 = \Delta T_1 \cdot e^{-mkF} . \quad (2.35)$$

Звідси:

$$T'_1 - T''_1 = (T'_1 - T'_2 \cdot (1 + e^{-(1-W_1/W_2)kF/W_1}) / (1 + (W_1 / W_2))) = (T'_1 - T'_2) \cdot \Pi .$$

Далі, з рівняння балансу визначаємо зміну температури холодної рідини

$$\delta T_2 = T''_2 - T_2 = \delta T_1 \cdot (W_1 / W_2) = \Delta T_1 \cdot \Pi \cdot (W_1 / W_2) . \quad (2.36)$$

Знаючи зміни температур гарячої (δT_1) і холодної (δT_2) рідин, визначаємо їхні кінцеві температури:

$$T''_1 = T'_1 - \delta T_1, T''_2 = T'_2 + \delta T_2 . \quad (2.37)$$

Кількість теплоти, переданої через поверхню теплообміну, визначається по рівнянню теплового балансу

$$Q = W_1 \cdot \delta T_1 = W_1 \cdot \Delta T_1 \cdot \Pi . \quad (2.38)$$

Значення функції $\Pi = f(W_1 / W_2, kF / W)$ приведено на рис. 2.8.

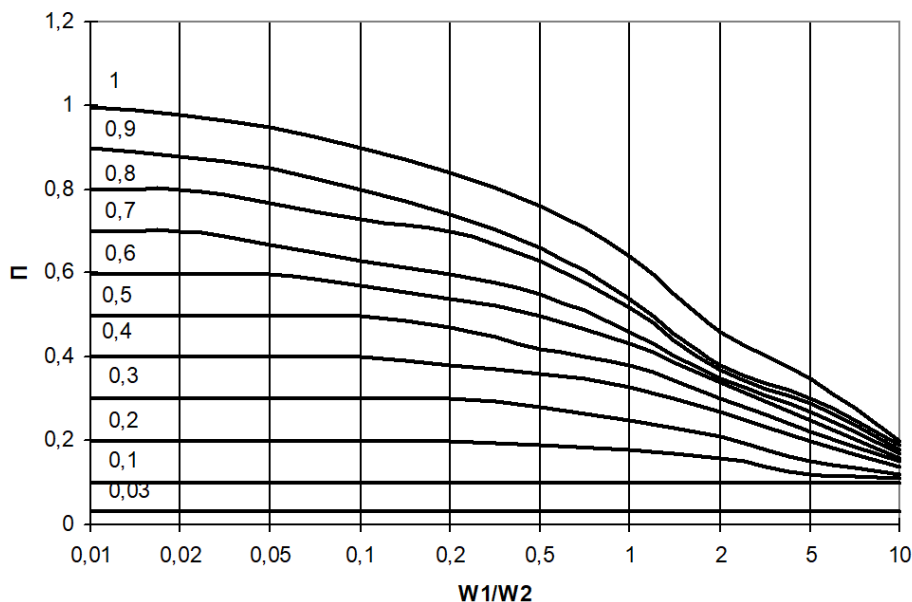


Рисунок 2.8 – Функція $\Pi = f(W_1/W_2, kF/W)$ для розрахунку кінцевої температури теплоносіїв при прямиоточковій схемі руху

3 ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ ТЕПЛООБМІНУ

3.1. Програма експериментальних досліджень

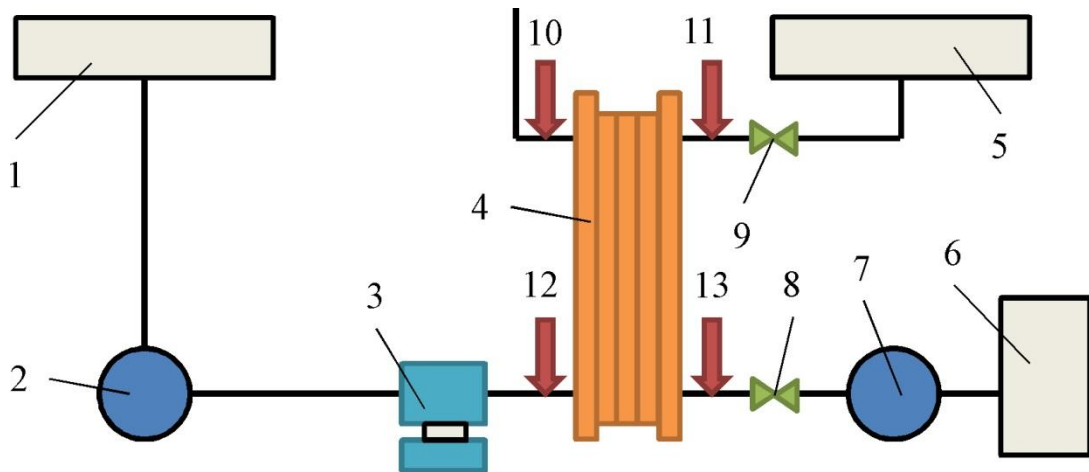
В програму експериментальних досліджень входить:

- розробка лабораторної установки і алгоритму експериментальних досліджень;
- визначення залежності коефіцієнта теплопередачі від режимів подачі молока і нагрівачого середовища.

3.2 Розробка лабораторної установки для експериментальних досліджень теплообмінників

Розроблено лабораторну установку (рис. 3.1), яка складається з ванни для неохолодженого молока 1, насоса молочного 2 типу ПЦБ-12, очисника молока 3, охолодника молока 4 типу ОМ-400, ванни для охолодження молока 5, резервуара для води 6, насоса водяного 7, кранів управління 8 - 9, термометрів 10,11,12,13.

Для зв'язку з ЕОМ розроблений інтерфейс узгодження зовнішніх об'єктів з ЕОМ, і приведено загальну структурну схему автоматизованої системи вимірювання і передачі даних від об'єктів опитування до ЕОМ. Узгоджувальний інтерфейс дозволяє проводити збір даних в умовах, що відповідають характеру роботи теплообмінного апарата, і приведена принципова електрична схема інтерфейсу. Даний інтерфейс дозволяє реалізувати ряд задач одночасно: узгодження ЕОМ з джерелами інформації; виконання математичних операцій (формування заданих часових інтервалів); вимірювання частоти; формування програмно-керованих імпульсів.



1 – ванна для неохолодженого молока; 2 – молочний насос типу ПЦБ-12;
 3 – очисник молока; 4 – охолодник молока; 5 – ванна для охолодження молока;
 6 – резервуар для води; 7 – водяний насос; 8, 9 – крани управління; 10, 11,
 12, 13 – термометри

Рисунок 3.1 – Схема експериментальної установки для визначення параметрів роботи молочного охолодника

Питання алгоритмічно-апаратного узгодження зовнішніх об'єктів, інтерфейсу і ЕОМ полягає у визначенні тривалості вимірювання і частоти опитування зовнішніх об'єктів.

Основу процесу, що пов'язаний з одержанням, обробкою даних і аналізом керування процесом, становить режим циклічного опитування.

В цьому режимі об'єкт періодично опитується з заданою і чітко визначеною послідовністю, що відповідає режиму реального часу. При цьому в кожному циклі, опитування проходять через проміжки часу $\Delta\tau_{вим}$. Дані серії m опитувань обробляються за заданим алгоритмом. Для підвищення точності необхідно забезпечити виконання умови

$$m = 2^k, \quad (3.1)$$

при обмеженні

$$m \cdot \Delta\tau_{вим} \leq T_o, \quad (3.2)$$

де T_o – період квантування (тривалість вимірювання);

$$k = 0, 1, 2, 3, \dots$$

Тому дискретність вимірювання повинна відповідати умові

$$\Delta \tau_{вим} = \frac{T_o}{2^k}. \quad (3.3)$$

Другою умовою при розробці інтерфейсу є не спотворення інформації в процесі квантування. Щоб в процесі квантування мінімально втрачалась інформація, що міститься в неперервній функції, період квантування T_o вибирають таким, щоб дискретна функція $N[nT_o]$ найбільш точно відображала неперервну функцію $N(\Delta \tau_{вим})$.

Чим швидше змінюється неперервна функція $N(\Delta \tau_{вим})$, тим меншим повинен бути період квантування T_o , тобто частіше повинні проходити зчитування даних.

Вибір T_o залежно від спектра неперервної функції проводиться на основі фундаментальної для теорії імпульсних систем теореми Котельникова. Згідно з теоремою, функція часу $N(\Delta \tau_{вим})$, яка не містить гармонічних складових вище частоти ϖ_{max} , повністю визначається своїми значеннями в моменти часу $[nT_o]$, що розташовані один від одного на періоди

$$T_o = \frac{\pi}{\varpi_{max}}, \quad (3.4)$$

тобто частота квантування повинна бути вибрана згідно з умовою

$$\varpi_o = 2\varpi_{max}. \quad (3.5)$$

В цьому випадку дискретна функція $N[nT_o]$ максимально точно відобразить неперервну функцію $N(\Delta \tau_{вим})$ і втрат інформації при квантуванні не буде, тобто

$$N(\Delta \tau_{вим}) = N \left| n - \frac{\pi}{\varpi_{max}} \right|. \quad (3.6)$$

Задача оптимального вибору періоду квантування відноситься до однієї з основних проблем оптимізації машинного часу, що витрачається на кожний контур безпосереднього цифрового керування.

При зниженні T_o підвищується точність вимірювання і завантаженість ПЕОМ, але неекономно використовується машинний час. При великих T_o погіршується достовірність вимірювання. Тому виникає проблема пошуку

компромісного розв'язку, що задовольняє суперечливі вимоги. Аналізуючи роботи [27, 14, 52] можна зробити висновок, що період квантування повинен знаходитися в межах

$$\frac{\pi}{\varpi_{max}} \geq T_o \geq \varpi_{np}, \quad (3.7)$$

де ϖ_{np} – частота пульсацій імпульсної системи технологічного процесу (теплообміну);

ϖ_{max} – частота спрацювання функціонального елемента (керуючого засобу, первинного інформаційного засобу і т.д.).

Мінімальний період квантування визначається із залежності

$$T_{оmin} \leq \frac{\varepsilon}{\left| \frac{dy(\Delta\tau_{вим})}{d\Delta\tau_{вим}} \right|_{max}}, \quad (3.8)$$

де ε – постійна величина, яка характеризує точність вимірювання;

$$\varepsilon \geq N(\Delta\tau_{вим}) - N[nT_o] \quad (3.9)$$

$\left| \frac{dy(\Delta\tau_{вим})}{d\Delta\tau_{вим}} \right|_{max}$ – максимальна швидкість зміни функції.

Прийнявши $\Delta\tau_{вим} = \frac{1}{T_o} \approx T_o$ і враховуючи (9) одержимо $N \cdot \varepsilon \approx 0$.

Між швидкістю зміни функції і частотою спрацювання функціонального елемента існує наступна залежність

$$\left| \frac{dy(\Delta\tau_{вим})}{d\Delta\tau_{вим}} \right| \approx f \varpi_{max}. \quad (3.10)$$

Аналіз залежності показує, що при $\varpi_{np} = \varpi_{max}$, період квантування не вплине на точність вимірювання і може бути відмінний від ϖ_{np} , при $\varpi_{np} = \varpi_{max}$, технологічна система переходить у високочастотну і тоді з метою якісного слідкування за системою доцільно $T_o = \varpi_{np}$, що підтверджено попередніми частковими дослідженнями.

Захист від програмного перевищення розрядності реалізується включенням в алгоритм обробки даних резервних комірок пам'яті та проміжного контролю.

Захист від апаратного переповнення можна здійснювати програмно, обмеженням тривалості вимірювання, або програмно-апаратним.

Розроблений інтерфейс реалізує програмно-апаратний спосіб захисту від переповнення розрядністю. Тривалість вимірювання $\tau_{вим}$ встановлюється наступним чином.

Тривалість вимірювання визначається за формулою .

$$\Delta \tau_{вим} = \frac{n_{16}}{T_{ген}}, \quad (3.11)$$

де n_{16} – двобайтне шістнадцятиричне число;

$T_{ген}$ – частота кварцового генератора.

При цьому слід забезпечити умову

$$T_{ген} \gg f_{им}, \quad (3.12)$$

де $f_{им}$ – частота вимірювального сигналу.

Тоді кількість опитувань $n_{он}$ за один цикл роботи теплообмінного апарата визначиться наступним чином

$$n_{он} = \frac{f_{ан} \cdot T_{ген}}{n_{16}}, \quad (3.13)$$

Два інших лічильники таймера працюють в режимі лічильника імпульсів. Зчитування даних проводиться в момент, коли на виході 2 таймера з'явиться логічна одиниця.

Таким чином для автоматизації збору експериментальних даних при різних режимах роботи теплообмінного апарата необхідно зчитувати дані з частотою, яка б забезпечила не переповнення таймера, а лінеаризацію даних проводити у відповідності з частотою роботи пульсатора.

Дешифратор вибірки адреса побудований таким чином, щоб адрес вибірки інтерфейса відповідав карті розподілу вводу-виводу ПЕОМ стандарту IBM PC.

Кожний конкретний адрес на системній адресній шині ПЕОМ відповідає конкретному функціональному призначенню.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ ТЕПЛООБМІНУ

4.1 Обґрунтування залежностей властивостей рідин від їх температури

Для розрахунку конвективного теплообміну в однофазному хімічному однорідному середовищі мають значення наступні фізичні властивості середовища, тобто крапельні рідини: щільність ρ , питома теплоємність при постійному тиску c_p , динамічний коефіцієнт в'язкості μ , і коефіцієнт теплопровідності λ .

Для характеристики відносної зміни питомого обсягу чи щільності зі зміною температури користуються коефіцієнтом об'ємного розширення

$$\beta = 1 / v(dv / dT)_p = -1 / \rho(d\rho / dT)_p, \quad (4.1)$$

де v – питомий обсяг;

T – абсолютна температура.

Використовуються також комплекси, утворені з названих фізичних параметрів:

кінематичний коефіцієнт в'язкості

$$\nu = \mu / \rho, \quad (4.2)$$

коефіцієнт температуропровідності

$$a = \lambda / c_p \cdot \rho, \quad (4.3)$$

і число Прандтля

$$\text{Pr} = \nu / a = \mu \cdot c_p / \lambda, \quad (4.4)$$

Фізичні властивості рідин і газів залежать від температури і тиску. Тому якщо в потоці є поле температури і поле тиску, то фізичні властивості змінюються від точки до точки, що може впливати на характер руху і теплообмін.

Фізичні властивості крапельних рідин (тобто конденсованих середовищ) вдалині від критичної точки слабо залежать від тиску. Крім того, швидкості руху крапельних рідин у більшості випадків невеликі, так що зміна тиску в потоці звичайно не перевищує декількох атмосфер. При такій зміні тиску фізичні

властивості рідини змінюються незначно. Тому залежністю фізичних властивостей від тиску для крапельних рідин завжди можна зневажити.

Таким чином, неоднорідний розподіл фізичних властивостей у потоці нестисливої рідини визначається в основному залежністю їх від температури [38].

Крапельні рідини.

У крапельних рідинах особливо сильно змінюється з температурою коефіцієнт в'язкості; набагато слабкіше змінюються щільність, питома теплоємність і коефіцієнт теплопровідності.

Для теоретичного розрахунку теплообміну в більшості випадків можна прийняти c_p , ρ і λ лінійними функціями температури. Оскільки ρ і λ для більшості рідин зменшуються з температурою, а c_p росте, то інтерполяційні рівняння мають вигляд:

$$c_p/c_{p0} = 1 + \beta_c \cdot (t - t_0); \quad (4.5)$$

$$\rho/\rho_0 = 1 - \beta_\rho \cdot (t - t_0); \quad (4.6)$$

$$\lambda/\lambda_0 = 1 - \beta_\lambda \cdot (t - t_0); \quad (4.7)$$

де c_{p0} , ρ_0 і λ_0 – значення фізичних параметрів при фіксованій температурі t_0 , β_c , β_ρ , β_λ – постійні, які залежні від роду рідини й інтервалу температур.

В окремих випадках лінійні інтерполяційні рівняння можуть виявитися недостатніми для опису реальних залежностей c_p , ρ і λ від t .

Тоді вони можуть бути доповнені членами, що містять більш високі ступені температури.

Якщо прийняти лінійну залежність ρ від t , то коефіцієнт об'ємного розширення

$$\beta = -1 / \rho \cdot (d\rho / dT)_p = \text{const} / \rho , \quad (4.8)$$

буде збільшуватися з температурою, а коефіцієнт

$$\beta_\rho = -1 / \rho_0 \cdot (d\rho / dT)_p = \text{const} , \quad (4.9)$$

буде залишатися постійним. Очевидно, що $\beta_\rho = \beta \cdot \rho_0$.

Так як ρ слабо змінюється з температурою, то коефіцієнт β часто приймають постійним і рівним середньому значенню в заданому інтервалі температури.

Коефіцієнт динамічної в'язкості крапельних рідин зменшується з температурою спочатку швидко, а потім більш повільно. Його залежність від температури з хорошим наближенням можна виразити рівнянням

$$\mu_0 / \mu = 1 + \beta_{\mu 1} \cdot (t - t_0) + \beta_{\mu 2} \cdot (t - t_0)^2 + \dots, \quad (4.10)$$

де μ_0 , $\beta_{\mu 1}$, $\beta_{\mu 2}$ – постійні, обумовлені по дослідних даних. У найпростішому випадку можна обмежитися лише двома першими членами ряду.

Для температурної залежності коефіцієнта в'язкості користуються також інтерполяційними рівняннями виду:

$$\mu_0 / \mu = (t / t_0)^b, \quad (4.11)$$

$$\mu / \mu_0 = e^{-c(t-t_0)}, \quad (4.12)$$

де μ_0 , b і c – постійні.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості і число Прандтля для крапельних рідин зменшується з збільшенням температури.

Характер залежності ν і Pr від t в основному визначається залежністю μ від t , так як c_p , ρ і λ слабо змінюються з температурою [2].

4.2 Методика експериментальних досліджень процесів теплообміну

Основним параметром теплопередачі є тепловий потік, що йде від продукту до холодоагента, який визначається за формулою:

$$Q = m \cdot c \cdot (t_n - t_k), \quad (4.13)$$

де m – маса харчового продукту, кг;

c – теплоємність продукту, Дж/(кг · град);

t_n , t_k – початкова і кінцева температури продукту, град.

Основними технологічними параметрами охолодників молока є їх масова подача, кратність витрати холодоагента і коефіцієнт теплопередачі.

Масова подача M , кг/с, охолодника визначається як:

$$M = V_m \cdot \rho / \tau, \quad (4.14)$$

де V_m – об'єм продукту, що охолоджений протягом дослідження, м³;

ρ – густина молока, кг/м³;

τ – час досліду, с.

Коефіцієнт витрати холодоагента κ_g визначається як:

$$\kappa_g = B / M, \quad (4.15)$$

де B – масова витрата холодоагента, кг/с.

Величина B визначається за формулою:

$$B = V_g / \tau \quad (4.16)$$

де V_g – об'єм води, витрачений протягом досліду, м³.

Параметром, який відображає ефективність технологічного процесу, є коефіцієнт теплопередачі κ_c . Його можна розрахувати за формулою:

$$\kappa_c = V_m \cdot \rho \cdot c (t_{xn} - t_{xk}) / \Delta t_{сер} \cdot F \cdot \tau, \quad (4.17)$$

де κ_c – середній коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²/град.);

t_{xn} – початкова температура харчового продукту, град.;

t_{xk} – кінцева температура харчового продукту, град.;

$\Delta t_{сер}$ – середня логарифмічна різниця температур, град.;

F – площа теплопередачі, м²;

τ – час досліду, с.

$$\Delta t_{сер} = (\Delta t_n - \Delta t_k) / 2,3 \cdot \lg(\Delta t_n / \Delta t_k), \quad (4.18)$$

де Δt_n – початкова різниця температур продукту і води, град.;

Δt_k – кінцева різниця температур продукту і води, град.

Як бачимо, основним параметром, що обумовлює процес теплообміну, є коефіцієнт теплопередачі κ_c , який залежить від температурного режиму процесу, а він в свою чергу від масової подачі молока M і масової витрати холодоагента B .

4.3 Дослідження процесу пастеризації молока

Проводимо плановий експеримент для визначення взаємозв'язку між коефіцієнтом теплопередачі, масовою подачею молока і витратою холодоагента.

Результуючою величиною y (критерієм оптимізації) є коефіцієнт теплопередачі κ_c а факторами x_1 - масова подача молока M , x_2 - масова витрата холодоагента B (охолоджуючої води).

Оскільки враховуються тільки два фактори, що впливають на процес, то проводять повний факторний експеримент (ПФЕ) на двох рівнях типу 2^K , де K – число факторів. Повторність досліду трикратна.

Позначивши через X_1 масову подачу молока, а через X_2 масову подачу холодоагента і виходячи з подачі молока очисника-охолоджувача вибираємо границі зміни факторів та приводимо їх кодування.

Знаходимо інтервал варіювання:

$$\varepsilon = (X_{i\max} - X_{i\min}) / 2, \quad (4.19)$$

де $X_{i\max}$, $X_{i\min}$ – максимальна і мінімальна подача молока і холодоагента в дослідах.

Результати розрахунків заносимо в таблицю 4.1.

Кодоване значення фактора масової подачі молока визначиться:

$$X_I = (X_1 - X_{1,0}) / \varepsilon, \quad (4.20)$$

де X_1 – натуральне значення масової подачі молока;

$X_{1,0}$ – натуральне значення масової подачі молока на нульовому рівні.

Таблиця 4.1 – Значення факторів

Фактор	Рівні факторів			Інтервал ε
	Верхній	Нульовий	Нижній	
	+	0	-	
X_1 - масова подача молока, кг/с	0,12288	0,1024	0,08192	0,1024
X_2 - масова витрата холодоагенту, кг/с	0,201388	0,166666	0,131944	0,166666

Кодоване значення X_2 визначаємо аналогічно тільки у формулі (4.19) і (4.20) підставляючи значення витрат холодоагента.

Складаємо матрицю планованого експерименту і обробки його результатів (табл. 4.2).

Порядок проведення досліду визначається матрицею планового експерименту (табл. 4.2). Так перший дослід проводять на верхньому рівні обох

факторів, другий – на нижньому рівні першого і на верхньому другого фактора, третій – на верхньому першого і на нижньому другого, а четвертий - на нижньому рівні факторів. Максимальне і мінімальне значення факторів установлюють положенням кранів 8 і 9.

Таблиця 4.3 – Матриця планованого експерименту і обробки результатів

№ досл	x_1	x_2	X_1x_2	Y_1	Y_2	Y_3	Y_n	$(y_1-y_n)^2 = \Delta y_1^2$	$(y_2-y_n)^2 = \Delta y_2^2$	$(y_3-y_n)^2 = \Delta y_3^2$	S_n^2
1	-	+	-	392,7	392,7	393,9	393,1	0,16	0,16	0,66	0,49
2	-	-	+	407,74	409,66	407,16	408,18	0,19	2,18	1,03	1,7
3	+	-	-	417,64	415,65	418,3	417,2	0,19	2,4	1,21	1,9
4	+	+	+	413,38	411,44	411,44	412,07	1,72	0,39	0,39	1,25
							1630,55				5,34

В процесі проведення дослідів контролюють такі параметри, як початкова і кінцева температура молока і холодоагента (води).

t_{mn} , t_{mk} , t_{mi} , t_{mk} , витрата молока V_m , витрата теплоносія V_m , необхідні для визначення коефіцієнта теплопередачі.

Дані заносимо в таблицю 4.3.

Визначаємо масову подачу молока; і холодоагента за формулами (4.14) і (4.16). Результуючу величину (критерій оптимізації) знаходимо користуючись формулами (4.17) і (4.18).

Знаходимо цільову функцію або рівняння регресії. Загальний вид цього рівняння може бути у вигляді:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{1,2} \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (4.21)$$

де y – критерій оптимізації (коефіцієнт теплопередачі, Вт·град./м²);

$b_0 \dots b_{1,2}$ – коефіцієнти при змінних, які необхідно визначити. Вільний член рівняння (4.9) b_0 визначається як:

$$b_0 = (y_{n1} + y_{n2} + y_{n3} + y_{n4}) / 4,$$

де y – середнє значення критерію оптимізації в досліді.

Таблиця 4.4 – Результати замірів параметрів процесу

№ досл.	t_{mn}	t_{mk}	t_{mn}	t_{mk}	$V_m, \text{м}^3/\text{год}$	$V_m, \text{м}^3/\text{Г ОД}$
1.	10,5	75,6	102,4	82,5	0,288	0,725
2.	10,3	75,3	102,3	82,1	0,288	0,725
3.	10,6	75,8	102,2	82,5	0,288	0,725
4.	10,4	74,1	102,4	81,6	0,288	0,475
5.	10,5	74,5	102,6	81,9	0,288	0,475
6.	10,4	74,0	102,8	81,5	0,288	0,475
7.	10,7	73,6	102,6	80,6	0,432	0,475
8.	10,9	73,5	102,7	80,4	0,432	0,475
9.	10,4	73,4	102,5	80,5	0,432	0,475
10.	10,5	74,1	102,6	81,7	0,432	0,725
11.	10,5	73,8	102,5	81,4	0,432	0,725
12.	10,6	73,9	102,7	81,6	0,432	0,725

Перевіряємо одержані дані спостережень на відтворення експерименту. Для цього визначають розрахункове значення критерію Кохрена за формулою:

$$G_{розр} = S_n^2_{max} / \sum S_n^2, \quad (4.22)$$

де $S_n^2_{max}$ – максимальне значення построчної дисперсії.

$$S_n^2 = \sum \Delta y_i^2 / C - 1, \quad (4.23)$$

де C – число повторностей дослідів;

Даємо оцінку значимості коефіцієнтів регресії. Для цього визначаємо середню дисперсію S^2 і дисперсію у визначенні коефіцієнтів регресії S_a^2 .

$$S^2 = \sum S_{ni}^2 / N, \quad (4.24)$$

$$S_a^2 = S^2 / N \cdot C, \quad (4.25)$$

Співставляють значення кожного коефіцієнта з виразом $S_a \cdot t$, де t – критерій Стюдента.

Щоб визначити критерій Стюдента, визначають ступінь вільності за формулою:

$$x_3 = N \cdot (C - 1), \quad (4.26)$$

Перевіряємо рівняння регресій на адекватність за критерієм Фішера, залишивши у рівнянні члени з значними коефіцієнтами. Розрахункове значення критерію визначається за формулою:

$$F_{розр} = \sigma_{ад} / S^2, \quad (4.27)$$

де $\sigma_{ад}^2$ – дисперсія неадекватності;

$$\sigma_{ад}^2 = \sum (\tilde{y}_i - y_{ni})^2 / N - m, \quad (4.28)$$

де \tilde{y}_i – розрахункове значення критерію оптимізації;

m – число значимих коефіцієнтів регресії.

Якщо $F_{розр} < F_{табл}$, гіпотеза про адекватність приймається.

Проводимо аналіз рівняння регресії методом двомірних січень. Для цього задаються дискретними значеннями критерію оптимізації одного з факторів і визначають невідомий фактор, користуючись рівняннями регресії.

Щоб побудувати ізолінії користуються рівнянням регресії у натуральних значеннях факторів. Для цього знаходять його коефіцієнти за формулами:

$$b_{ni} = b_i / \varepsilon; \quad b_{nij} = b_{ij} / \varepsilon_i \varepsilon_j; \quad b_{n0} = b_0 - x_{10} \cdot b_{ni} - x_{20} \cdot b_{n2},$$

де b_{ni} , b_{nij} , b_{n0} – значення коефіцієнтів рівняння регресії для натуральних значень факторів.

Тоді рівняння регресії в натуральних змінних записують у вигляді:

$$y = b_{n0} + b_{n1} \cdot x_1 + b_{n2} \cdot x_2 + b_{1,2} \cdot (x_1 - x_{10}) \cdot (x_2 - x_{20}), \quad (4.29)$$

В результаті обробки даних одержали наступне рівняння лінійної регресії

$$Y = 104,718 + 1350,147 \cdot X_1 - 33,147 \cdot X_2, \text{ Вт} \cdot \text{град./м}^2. \quad (4.43)$$

Розрахункове значення критерія Стюдента порівнюють з табличним, вибраним з числом ступенів вільності, при якому визначена дисперсія, $t_{табл} = 1,011$. Модель лінійна.

Проводимо перевірку на адекватність моделі за критерієм Фішера. Число значимих коефіцієнтів регресії, $m = 3$. Отже, як показують розрахунки, дисперсія адекватності становить 0.281, дисперсія відтворюваності становить 0.3781. F – критерій при 4,18 степенях вільності становить 2.9. Це повністю підтверджує адекватність квадратичної моделі. Для визначення характеру зміни критерія оптимізації Y від зміни факторів X_1 і X_2 побудуємо методом двомірних січень лінії рівного виходу критерію оптимізації. Для цього складемо таблицю залежностей факторів при постійних значеннях критерію оптимізації

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Поняття охорони праці і аналіз можливих чинників аварійних ситуацій

«Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності» [61].

«Під час виконання робіт люди здатні переносити ушкодження без наслідків лише тоді, коли не перевищують певних меж. Для кожної людини ці межі індивідуальні, і залежать від фізичного здоров'я кожного працівника, а також від його психічного здоров'я. За межами цих рівнів і тривалості виникає не зворотне пошкодження організму, яке кваліфікується як нещасний випадок, травма тощо» [62].

«Поміж різних небезпечних чинники, які можуть спричинити певні дії на людину, виділяють шкідливі і небезпечні виробничі чинники. Небезпечний виробничий чинник – це такий, дія якого на працюючих у певних умовах призводить до травми, тривалого каліцтва або іншого раптового погіршення здоров'я» [63].

5.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів

«Доїння корів є одним із найскладніших і трудомістких робіт на молочних комплексах. Залежно від прийнятої технології доїння корів, цієї операції припадає від 40 до 60 % всіх трудових витрат. Доїльне обладнання встановлюється як у стійлах, так і у спеціальних доїльних залах. У зв'язку з цим змінюються умови праці операторів машинного доїння. В одному випадку оператори машинного доїння весь робочий час перебувають у контакті з тваринами, здійснюють безліч різноманітних рухів (присідань, протискування між тваринами для підключення

апарату, перенесення доїльних відер). В іншому випадку доїння у стійлах здійснюється переносними апаратами. Робоча зона оператора машинного доїння збігається із внутрішньою площею корівника, яку займає група тварин, закріплена за оператором. Слід зазначити, що планування робочого місця під час доїння в стійлах переносними доїльними апаратами підпорядковане головним чином зоотехнічним вимогам утримання тварин, а чи не створенню хороших умов нормальної роботи операторів машинного доїння».

«Серйозним недоліком у плануванні робочого місця тут є розтягнутість фронту робіт та незручна робоча поза операторів машинного доїння».

«Так, при виконанні операцій з підготовки вимені до доїння, підвішування та зняття доїльних апаратів оператор машинного доїння змушений багаторазово присідати чи нагинатися. Під час доїння оператор перебуває в небезпечній зоні «контакт з тваринами», корова може наступити на ногу, ударити хвостом по обличчю, завдати удару рогами, кінцівками, притиснути до огорож та низку інших факторів, які можуть призвести до нещасного випадку».

«Скорочення операцій із переміщенням оператора, створення зручної робочої пози, зменшення часу перебування у небезпечній зоні можна досягти у спеціальних доїльних залах. При вивченні умов праці в доїльних залах було виявлено, що при доїнні корів на доїльній установці типу «Ялинка» відстань від вимені однієї корови до вимені становить 0,9 м. При доїнні корів на доїльній установці «Тандем» вона дорівнює 2,6 - 2,8 м. Тому працювати на установках типу «Ялинка» зручніше. При підключенні апаратів масажі вимені на доїльній установці типу «Тандем» оператору машинного доїння доводиться перегинатися через край траншеї, отже, створюються незручності при виконанні даних операцій, збільшується час перебування оператора в небезпечній зоні».

«Незручність робочої пози при доїнні корів у стійлах переносними апаратами чи молокопроводом у тому, що оператор машинного доїння робить багато рухів, які дуже втомлюють його протягом робочого дня. Він переносить апарати від корови до корови, щоб підключити та відключити їх, йому доводиться нагинатися і присідати не менше трьох разів».

«Найчастіше на робочому місці травмуються оператори машинного доїння, які зайняті загоном корів на доїльний майданчик. Тут виникають небезпечні ситуації при формуванні потоку корів для доїння, передбаченого технологією. Подібні ситуації найчастіше мали місце під час роботи доїльної установки «Карусель», перед якою зосереджувалася значна кількість тварин».

«При частковій автоматизації підготовчих технологічних операцій та повної автоматизації заключних - коефіцієнт завантаження оператора машинного доїння не повинен перевищувати 0,55 - 0,65. У разі великих значень цього коефіцієнта неминучі перетримки апаратів на вимені або простої верстатів та апаратів через затримки оператора машинного доїння на виконанні підготовчих операцій та управління рухом корів з підготовчого верстата».

«Вимоги безпеки до доїльних машин та обладнання знайшли відображення у монографії В.Ф. Корольова».

«Зокрема, пред'являються вимоги до доїльної машини, яка повинна бути простою у виготовленні та обслуговуванні, надійною в роботі, не повинна вимагати ручного регулювання в процесі доїння. Доїльний апарат повинен бути простим і зручним для розбирання та складання вручну, має бути забезпечена зручність його промивання та чищення».

«Треба визнати, що ці вимоги мають рекомендаційний характер, хоча технічні умови, що діють в даний час, частково їх містять. Констатує окремі недоліки доїльного обладнання С.М. Грядів. До основного експлуатаційного недоліку всіх доїльних установок він відносить неможливість безаварійного та безпечного здійснення промивання молокопроводу під тиском гарячим миючим розчином. Аналіз статичних матеріалів травматизму показує, що нещасні випадки у тваринництві становлять від 30 до 40 % всіх випадків, що у сільському господарстві. Особливо високий рівень травматизму у молочному скотарстві».

«Водночас фактичний стан травматизму показує, що є велика кількість невирішених питань охорони праці операторів машинного доїння у доїльних залах. На робочих місцях операторів машинного доїння було виявлено велику групу небезпечних чинників, серед яких найнебезпечнішими є слизькі підлоги,

удари тварин задніми, передніми кінцівками чи хвостом».

5.3 Вимоги безпеки праці при машинному доїнні

«До виконання робіт допускаються особи, які не мають медичних протипоказань, пройшли виробниче навчання, вступний та первинний на робочому місці інструктажі з охорони праці та навчені заходам протипожежної безпеки».

«Робітники протягом не менше двох змін виконують роботу під контролем керівника робіт (бригадира, завідувача ферми або іншої посадової особи, яка виконує їх обов'язки), після чого оформляється допуск до самостійної роботи».

«Робітники, які обслуговують електрифіковане обладнання, повинні пройти додаткове навчання та інструктаж з електробезпеки з присвоєнням першої групи допуску».

«Необхідно дотримуватись правил внутрішнього розпорядку підприємства. Не допускається: присутність у робочій зоні сторонніх осіб, розпивання спиртних напоїв та куріння, робота у стані алкогольного сп'яніння, а також робота у хворобливому чи стомленому стані».

«Робочий повинен виконувати тільки ту роботу, якою пройшов інструктаж і на яку видано завдання, не перепоручати свою роботу іншим особам.

При виконанні роботи кількома особами одночасно призначається старший і робота виконується під його керівництвом».

«У процесі доїння тварин працюючі можуть піддаватися впливу наступних небезпечних та шкідливих виробничих факторів, стосовно яких необхідно дотримуватися запобіжних заходів: рухомі машини та механізми, рухомі частини виробничого обладнання (доїльних установок, вакуумних насосів), термічна небезпека (гаряча вода), підвищені рівень шуму та рухливість повітря (протяги), гострі кромки обладнання, недостатня освітленість робочої зони, підвищена вологість повітря, слизька підлога, фізичні навантаження (переміщення фляг), біологічна небезпека (хвороботворні мікроорганізми, тварини), хімічна небезпека,

небезпека ураження електричним струмом, пожежонебезпека, фізичні та психічні навантаження (незручна поза, монотонність праці)».

«При доїнні тварин необхідно: знати конструкцію та принцип дії машин та механізмів; вміти пускати і зупиняти агрегати, що обслуговуються; знати місця встановлення та призначення контрольних-вимірних приладів та виробничої сигналізації, а також правила користування ними».

«При доїнні тварин забороняється: використовувати у роботі несправні технічні засоби та інвентар; перебувати на шляху руху машин та тварин; переходити через транспортери та конвеєри у місцях, не обладнаних перехідними містками; схоплюватися на підніжки транспорту та зістрибувати з них на ходу; торкатися електропроводів, відкривати дверцята електрошаф; впливати на електричні дроти водою, металевими та іншими предметами; наближатися ближче 8-10 м до дроту, що лежить на землі; пересувати та переносити електронагрівальні прилади, транспортери та інші установки, що знаходяться під напругою; включати та зупиняти (крім аварійних випадків) машини та механізми, робота на яких не доручена адміністрацією».

«Спецодяг, спецвзуття та засоби індивідуального захисту, що видаються працюючим за встановленими нормами, повинні відповідати вимогам відповідних стандартів та технічних умов, зберігатися у спеціально відведених місцях з дотриманням правил гігієни зберігання та обслуговування та застосовуватись у справному стані відповідно до призначення».

«Щоб уникнути вибухів і пожеж, необхідно утримувати в чистоті та справності обладнання та приміщення, не захарашувати проходи та проїзди. Знати розташування та вміти користуватися засобами сигналізації та пожежогасіння».

«Забороняється самостійне усунення несправностей електропроводки, електроустаткування. У разі виявлення несправності обладнання, пристроїв, інструменту, а також у разі порушення норм безпеки, пожежі, аварії або травмування працівників негайно повідомити керівника робіт».

«Необхідно знати та вміти застосовувати способи надання першої

(долікарської) допомоги потерпілому».

«Необхідно дотримуватись правил особистої гігієни: знімати перед прийомом їжі та після закінчення роботи спецодяг і вішати його у певне місце, ретельно мити руки теплою водою; мити руки перед доїнням, після прибирання приміщень, миття інвентарю, догляду за тваринами, після відвідин туалету. Руки необхідно мити милом, щіткою з ополіскуванням 0,2%-ним розчином хлорного вапна і витирати індивідуальним рушником насухо».

«Особи, які порушили вимоги цієї інструкції, несуть відповідальність у порядку, встановленому законодавством».

Вимоги безпеки перед початком роботи.

«Оглянути спеціальний (санітарний) одяг та взуття. Якщо є недоліки у стані одягу та взуття, усунути їх. Одягти одяг так, щоб не було звисаючих підлог і кінців, волосся прибрати під головний убір».

«Перевірити справність доїльних апаратів, механізмів відкриття дверей доїльних верстатів, захисних огорож, засобів сигналізації, системи освітлення».

«При виявленні слизьких поверхонь вжити заходів щодо усунення ковзання».

Доповісти керівнику робіт про виявлені несправності та вжити заходів щодо їх усунення.

Вимоги безпеки під час роботи.

«Поводження з тваринами має бути спокійним і впевненим, але не грубим. Підганяння корів слід здійснювати за допомогою засобів, що виключають реакцію у відповідь тварин (хлопавки, погонялки і т. д.)».

«Перед початком доїння тварина має бути добре зафіксована».

«При ручному доїнні слід бути обережним, враховуючи можливість травмування кінцівками та хвостом».

«Підготовка вимені до доїння не повинна викликати у тварин неприємних відчуттів (сильний тиск, гаряча вода). Доїння корів з хворим вименем проводити за допомогою катетера».

«При ручному способі доїння необхідно використовувати табурет,

підібраний по висоті залежно від зростання».

«При відв'язуванні та прив'язуванні корів, що містяться на індивідуальних прив'язках, і при ручному роздаванні підгодівлі не можна нахилитися до голови корови».

«Ручне доїння кобили проводиться з лівого боку. Починати доїння можна, коли кобила стоїть у положенні "Стійка", тобто тварина спирається на ліву задню ногу і виключається можливість нанесення несподіваного удару».

«При переведенні кобил з ручного на машинне доїння попередньо їх необхідно привчати до шуму та виду доїльних апаратів.

Під час машинного доїння верблюдиці у доярки має бути помічник, який підпускає верблюжат і допомагає надягати на соски доїльні склянки.

При ручному доїнні верблюдиці слід пов'язувати мотузковою петлею її задні ноги в скакальному суглобі.

Доїння барана необхідно проводити в зграйках з фіксацією тварин пересувним щитом або па прив'язі.

Чистити тварин слід у зафіксованому стані відповідними пристосуваннями (пилососи, щітки, скребниці), а підлога стійл-скребками з живцем, довжина якого забезпечує виконання роботи на безпечній відстані від тварини.

Чистити годівниці доїльних верстатів та стійл доцільно, коли тварини перебувають на прогулянці чи пасовищі».

Вимоги безпеки у аварійних ситуаціях.

«У разі появи електричної напруги на не струмопровідних металевих частинах маніт та обладнання негайно припинити роботу н повідомити чергового електрика або керівника робіт.

При раптовому відключенні електроенергії повідомити керівника робіт і взяти заходів, що унеможливають раптове включення електроустановок.

При виникненні пожежі необхідно: негайно повідомити про це добровільну пожежну дружину, пожежно-сторожову охорону або найближчу пожежну частину та керівника робіт, підняти тривогу звуковим сигналом (сирена, дзвін, трансляція): приступити до гасіння пожежі. , внутрішній пожежний край та ін.),

при необхідності організувати евакуацію людей та тварин із небезпечної зони».

Вимоги безпеки після закінчення роботи.

«Упорядкувати робоче місце.

Доповісти керівнику робіт про всі порушення, які були виявлені в процесі роботи, а також про заходи, вжиті для їх усунення.

Здати в установленому порядку чергування зміннику. При здачі чергування повідомити оператора, який приймає чергування, про зміни у поведінці тварин, які можуть становити небезпеку при подальшій роботі з ними.

Зняти спецодяг та здати на хропіння у встановленому порядку. Виконати правила особистої гігієни».

5.4 Заходи щодо покращення охорони праці на молочних підприємствах

«Керівники підприємств молочної промисловості зобов'язані забезпечити своїм працівникам:

- необхідні умови на довіреному підприємстві для вироблення продукції гарантованої якості, безпечної для здоров'я споживачів;

- при отриманні незадовільних результатів мікробіологічних досліджень молока, молочної продукції, змивів вживати невідкладних заходів щодо недопущення виникнення масових захворювань людей, пов'язаних із споживанням продукції цього підприємства;

- виконання всіх необхідних додаткових профілактичних заходів, передбачених органами Держспоживслужби у разі виникнення несприятливої епідеміологічної ситуації;

- проходження працівниками гігієнічного навчання з подальшим складанням іспиту при вступі на роботу та в процесі роботи;

- атестацію керівників цехів, відділень, дільниць із санітарно-гігієнічних питань;

- наявність особистих медичних книжок у кожного працівника з відмітками про проходження медичних обстежень;

- наявність санітарного журналу встановленої форми, прошнурованого, пронумерованого та опечатаного для запису актів та пропозицій представників органів державного санітарно-епідеміологічного нагляду;

- працівників підприємств умовами до виконання ними правил особистої гігієни;

- всіх працівників чистим санітарним та спецодягом, а також засобами індивідуального захисту від несприятливого впливу факторів виробничого середовища;

- умовами для сушіння робочого взуття та гумових чобіт;

- наявність достатньої кількості миючих та дезінфікуючих засобів;

- наявність аптечок в цехах для надання першої медичної допомоги;

- захист навколишнього середовища від виробничої діяльності підприємства;

- ознайомити всіх працівників підприємства із цими Санітарними правилами та нормами, забезпечити їх неухильне виконання».

«Для поліпшення стану охорони праці на підприємствах слід вжити таких заходів:

- підприємствам необхідно виділяти кошти на ремонт машин та обладнання, придбання інвентарю та спецодягу для працівників;

- головним спеціалістам та керівникам спецпідрозділів своєчасно та якісно забезпечувати проведення інструктажів з охорони праці;

- не допускати використання електромеханічного обладнання у несправному стані, регулярно перевіряти усі робочі агрегати та механізми;

- необхідно суворо дотримуватись певних гігієнічних вимог, контролювати роботу вентиляції у приміщеннях;

- для запобігання виникненню пожеж не допускати випадків куріння та використання джерел з відкритим вогнем у приміщеннях та поблизу них;

- забезпечити приміщення у достатній кількості засобами пожежогасіння.

Виконання внесених пропозицій підвищить охорону праці та знизить рівень виробничого травматизму».

6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЖИМІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

6.1 Порівняльна характеристика теплообмінних апаратів

Розроблені теплообмінні апарати повинні забезпечити хоча б один з перерахованих технологічних ефектів: продуктивності праці обслуговуючого персоналу; підвищення рівня автоматизації технологічного процесу; зниження затрат праці; підвищення продуктивності та якості продукції.

Реалізація розроблених теплообмінних апаратів дозволить одержати економічний ефект, який в основному досягається за рахунок економії електроенергії, підвищення продуктивності праці.

Таблиця 6.1 – Порівняльна характеристика теплообмінних апаратів

Параметри	ОСУ-М	ООТ-М	АДМ	ОМ-1
Продуктивність, кг/г од	5000	3000	1000	1200
Споживана потужність, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5
Витрата, м ³ /год	45	27	25	15
Поверхня теплообміну, м ²	11,2	6,5	6,0	3,5

6.2 Розрахунок показників економічної ефективності

Основним параметром теплопередачі є тепловий потік, що йде від продукту до холодоагента. Для розрахунку економічного ефекту потрібно знайти затрати в кількості теплоти, яка витрачається на нагрів або охолодження продукту. Кількість теплоти розраховується за формулою [41]:

$$Q = m \cdot c \cdot (t_2 - t_1), \quad (6.1)$$

де m – маса продукту, кг

c – теплоємність продукту, Дж/кг·°С;

t_1, t_2 – початкова і кінцева температура продукту, °С.

Для порівняння розрахуємо затрачену кількість теплоти у двох різних

циклах.

У першому циклі будемо мати:

$$Q_1 = 3,85 \cdot 1030 \cdot (75 - 10,5) = 255,78 \text{ кДж.}$$

Під час другого циклу:

$$Q_2 = 3,85 \cdot 1032 \cdot (73 - 10) = 249,82 \text{ кДж.}$$

Параметром, який відображає ефективність технологічного процесу є коефіцієнт теплопередачі κ_c . Його можна розрахувати за формулою [41]:

$$\kappa_c = V_m \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{mn} - t_{mk}) / \Delta t_{сер} \cdot F \cdot \tau, \quad (6.2)$$

де $\Delta t_{сер}$ – середня логарифмічна різниця температур, °С;

F – площа теплопередачі, м²;

τ – час дослідів, с.

Для першого циклу коефіцієнт теплопередачі рівний:

$$\kappa_{c1} = 0,1185 \cdot 1030 \cdot 3,85 \cdot (75-10,5) / 0,35 \cdot 11,2 \cdot 30 = 241,97 \text{ Вт/(м}^2\text{/°С)}.$$

Для другого циклу коефіцієнт теплопередачі рівний:

$$\kappa_{c1} = 0,1185 \cdot 1032 \cdot 3,85 \cdot (73-11) / 0,35 \cdot 11,2 \cdot 30 = 237,74 \text{ Вт/(м}^2\text{/°С)}.$$

Визначаємо коефіцієнт ККД теплообмінного апарата [41]:

$$\eta = \rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q_n / N_n \cdot 3600, \quad (6.3)$$

де ρ – густина води, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;

H_n – напір насоса, м;

Q_n – подача насоса, м³/с;

N_n – потужність насоса, Вт.

Для першого циклу ККД теплообмінного апарата становитиме:

$$\eta_1 = 1030 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot 11,2 / 4500 \cdot 3600 = 0,61.$$

Для другого циклу ККД теплообмінного апарата становитиме:

$$\eta_2 = 1032 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot 11,2 / 4500 \cdot 3600 = 0,62.$$

Маючи продуктивність теплообмінника розрахуємо час робочого циклу.

$$T_m = (m \cdot n / \Pi) - t_0, \quad (6.4)$$

де m – маса продукту (візьмемо $m = 1000\text{кг}$);

n – кількість циклів;

Π – продуктивність, кг/с (для даного теплообмінника $\Pi = 1,38 \text{ кг/с}$);

t_0 – не циклова затрата часу, віднесена до одного циклу.

Для порівняння спочатку розрахуємо час за один прохід через теплообмінник:

$$T_{m1} = (1000 \cdot 1 / 1,38) - 0 = 724,64 \text{ с} = 12,08 \text{ хв.}$$

Розрахуємо час робочого циклу за два проходи через теплообмінник:

$$T_{m2} = (1000 \cdot 2 / 1,38) - 5 = 1442 \text{ с} = 24,05 \text{ хв.}$$

Проведено розрахунки затрат на електроенергію і розрахуємо економічний ефект [41]:

$$E_{\text{енерг}} = 365 \cdot (N_n \cdot t_0 / 60) \cdot C_e, \quad (6.5)$$

де N_n – споживана потужність, кВт;

C_e – ціна 1 кВт електроенергії станом на 01.10.2020р. ($C_e = 1,38$ грн.)

$$E_{\text{енерг}} = 365 \cdot (4,5 \cdot 30/60) \cdot 1,38 = 1133,33 \text{ грн}/(\text{рік} \cdot \text{т}).$$

В результаті використання дослідження режимів роботи теплообмінників річна економія електроенергії під час роботи в розрахунку на 1 т оброблюваного продукту буде становити 1133,33 грн/(рік·т).

ВИСНОВКИ

1. В результаті огляду існуючих теплообмінних апаратів було встановлено, що пластинчаті і трубні теплообмінники мають наступні переваги:
 - високий ККД;
 - невеликі габаритні розміри;
 - надійні в роботі і прості в обслуговуванні;
 - підігрівають або охолоджують продукт рівномірно.
2. Дано обґрунтування математичних моделей нагрівання і охолодження продуктів.
3. Подано теоретичні основи теплопередачі в різних умовах у поданих теплообмінниках.
4. Подана методика розрахунку конструктивних та кінематичних параметрів теплообмінних апаратів.
5. Проведено дослідження теплообмінних апаратів - очисника-охолодника ОМ-1 і трубного підігрівача, які показали, що вони є економічно вигідними, процес нагрівання і охолодження відбувається за оптимальних режимів.
6. Проведено розрахунки теплового потоку, що йде від продукту до теплоносія; визначили коефіцієнт теплопередачі, а також розробили матрицю планованого експерименту для пастеризації молока і підігрівання бражки.
7. Розроблені функціональні особливості будови лабораторної установки для експериментальних досліджень, з розробкою будови інтерфейсу узгодження з ЕОМ, розподілом карти системної шини і алгоритму обміну даних.
8. Для широкого впровадження у виробництво необхідно провести ще ряд досліджень і створити сітку технічного обслуговування.
9. Розроблено конструкцію нового теплообмінника, в основу якого було покладено схему пластинчатого і кожухотрубного.
10. В результаті досліджень було дано економічну оцінку, і економічний ефект становить 1133,33 грн./рік.

Список використаної літератури

1. Андрієшин М.П., Возняк Л.В., Гімер Р.Ф. та ін. Гідравліка. Навчальний посібник. – Івано-Франківськ: Факел, 1999. – 253 с.
2. Беляєв Н. М. Основы теплопередачи. - К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989. – 343 с.
3. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике: Совместное издание. - Лейпциг: ТОЙБНЕР. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. - 718 с.
4. Веселовська Н.Р. Гідравліка: Навчальний посібник / Веселовська Н.Р., Іванов М.І., Руткевич В.С., Шаргородський С.А.– Вінниця: 2019. – 222 с.
5. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. - М.: Колос, 1973. - 199с.
6. Гарькавий А.Д. Конкурентоспроможність технології машин: навчальний посібник / А.Д. Гарькавий, В.Ф. Петриненко, А.В. Спирін. - Вінниця: ВДАУ - „Тірас”. - 2003. - 68 с.
7. ГОСТ 11006-74. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. - М.: Издательство стандартов, 1975. - 24 с.
8. Дацишин О.В. Машини та обладнання переробних виробництв: Навч. Посібник / О.В.Дацишин, А.І.Ткачук, Д.С.Чубов та ін.; За ред. О.В.Дацишина. – К.: Вища освіта, 2005. -159с.
9. Дмитрів В. Т. Машиновикористання в тваринництві. Курс лекцій. - Львів: ЛАДУ, 2002. - 205с.
10. Дмитрів В.Т., Шолудько Я.В. Програмно-апаратні засоби систем керування механізованими технологічними процесами в тваринництві // Техника в сільськогосподарському виробництві: Труды Таврической гос. агротехнической академии. . - Мелитополь: ТГАТА, 1999. - С. 17-19.
11. Дмитрів В.Т. Обґрунтування параметрів вимірювача потоку молока в процесі доїння: Дис... канд. техн. наук: 05.20.01. - Львів, 1995. - 192 с.

12. Дубчак В.М. Вища математика в прикладах та задачах. Навчальний посібник / В.М. Дубчак, В.М. Пришляк, Л.І. Новицька. – Вінниця: ВНАУ, 2018. – 254 с.
13. Драганов Б. Х. Основи теплотехніки і гідравліки [Текст] : навч. посіб. / Б. Х. Драганов, А. В. Міщенко, Ю. О. Борхаленко ; ред. Б. Х. Драганов. - Київ : Аграр. освіта, 2011. - 496 с.
14. Экономия энергоресурсов и сокращения потерь продукции при холодильной обработке / И. Г. Чумак, В. И. Шахневич, В. П. Оныщенко. - К.: Урожай, 1990. - 168с.
15. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. - М.: Машиностроение, 1987. - 439 с.
16. Зигель Р.,Перлмуттер М.Теплоотдача при пульсирующем ламинарном течении в канале.-"Теплоотдача" (русский перевод Trans.ASME, Ser.C.),1962,No 2,с.18-32.
17. Іванов М.І., Гунько І.В., Ковальова І.М., Худолій О.І. Аналіз технологічних систем. Навчальний посібник. Частина 1. Вінниця.2010. – 113с.
18. Исаев А.П., Сергеев Б.И., Дидур В.А. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. - М.: Агропромиздат, 1990. - 400 с.
19. Исаченко В. П. и др. Теплопередача. Учебник для ВУЗов, изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975, 488с.
20. Использование техники в молочном животноводстве./ Я.И. Шефтер, Н. И. Еланская, В. Н. Жирков, В. С. Истомин. М.: Колос. 1980. - 112с.
21. Калетнік Г. М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість [Текст] : підручник / Г. М. Калетнік, М. Г. Чаусов, В. М. Швайко *[та ін.] ... М-во аграр. політики України , Вінниц. держ. аграр. ун-т; . - Київ : Хай-Тек Прес, 2011. - 616 с.
22. Калетнік Г. М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість [Текст] : підручник. ... за ред. Г. М. Калетніка, М. Г. Чаусова. - Київ : Хай-Тек Прес, 2013. - 528 с.

23. Калетнік Г.М. Технічна механіка. Підручник. Калетнік Г.М., Булгаков В.М., Черниш О.М., Кравченко І.Є., Солона О.В., Цуркан О.В. – К.: «Хай-Тек-Прес», 2011. – 340 с.
24. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - Изд. второе. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1970. - 720 с.
25. Константинов Ю. М. Технічна механіка рідини і газу : підручник / Ю. М. Константинов, О. О. Гіжа. – Київ : Вища школа, 2002. – 277 с.
26. Красовский Г.И., Филаретов Г.Ф. Планирование эксперимента. - Мн.: Изд-во БГУ, 1982. - 302 с.
27. Кульниченко В. Р. Справочник по теплообменным расчетам. - К.: Техника, 1990. - 165с.
28. Кученев П. В. Обработка молока и уход за молочным оборудованием. - М.: Россельхозиздат, 1987. - 96с.: ил.
29. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т. VI. Гидродинамика. - М.: Наука, 1988. - 735 с.
30. Лойцанский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учебн. Пособие. - 3-е изд. - М.: Наука, 1970. - 904 с.
31. Мастаков М. Н. Технология тепловой обработки молока: Учеб. пособие. - К.: Вища школа, 1990. - 167с.
32. Математическая статистика / Л.А. Иванова, В.Н. Калинина, Л.А. Нешумова и др. – М.: Высшая школа, 1975. - 398 с.
33. Машинне доїння корів і первинна обробка молока / А. І. Фененко; С. П. Москаленко; В. Д. Роговий; К. Ф. Слободяник. За ред. А. І. Фененка. - 2-е вид. перероб. і доп. - К.: Урожай, 1990. - 216с.
34. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Роцин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. - Л.: Колос, 1972. - 200 с.
35. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. Л.: Колос, 1978.

36. Омелянов О. М. Безпека праці та життєдіяльності: навч. посіб. / О.М. Омелянов, А. В. Спирін, І. В. Твердохліб; Вінн. нац. аграр. ун-т. – Вінниця: ВНАУ, 2020. – 334 с.
37. Обладнання підприємств переробної і харчової промисловості./ За редакцією академіка УААН Гулого І. С. - Вінниця: Нова книга, 2001, - 576с.
38. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкостей в трубах. - М: «Энергия», 1987. - 412с.
39. Повх И.Л. Техническая гидродинамика. - Л.: Машиностроение, 1976. - 504 с.
40. Ревенко І.І. Посібник-практикум з механізації виробництва продукції тваринництва [Текст] : навч. посібник / за ред. І. І. Ревенка. - К. : Урожай, 1994. - 288 с.
41. Ревенко І.І. Проектування механізованих технологічних процесів тваринницьких підприємств : навч. посібник / І. І. Ревенко [та ін.] ; за ред. І. І. Ревенка. - К. : Урожай, 1999. - 191 с.
42. Резников А. Н., Резников Л. А. Тепловые процессы в технологических системах. - М.: Машиностроение, 1990. - 288с.
43. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. - М.: Мир, 1980. - 616 с.
44. Севостьянов І. В. Експлуатація та обслуговування машин. Навчальний посібник. - Вінниця: ВНТУ, 2006. – 127 с.
45. Севостьянов І. В. Теорія технічних систем : підручник [Рекомендовано МОНУ]/ І. В. Севостьянов. - Вінниця : ВНТУ, 2014. - 181 с.
46. Севостьянов І. В. Технологічне обладнання цехів переробки продукції тваринництва. Навчальний посібник / І. В. Севостьянов, І. А. Зозуляк. – Вінниця : ВНАУ, 2020. – 127 с.
47. Сивак Р.І. Короткий курс теоретичної механіки / Р.І. Сивак, І.А. Деревенько. – Вінниця: ТОВ «Вінницька міська друкарня», 2016. – 200 с.
48. Сиротюк В. М. Машини та обладнання для тваринництва. Навчальний посібник. - Львів, “Магнолія плюс”. - 2004. - 200с.

49. Сиротюк В.М., Дмитрів В.Т., Носов Ю.М., Сиротюк С.В., Кондур С.М., Банга В.І. Апаратне і програмне забезпечення автоматизованої системи управління технологічним процесом виробництва молока // Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. - № 3. - Львів, 1999. - С. 4-7.
50. Солоня О.В. Прикладна механіка. Методичні рекомендації для виконання практичних робіт / О.В. Солоня, І.М. Купчук – Вінниця: ВНАУ, 2017. – 116 с.
51. Солоня О.В., Купчук І.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник. – Вінниця, 2019. – 254 с.
52. Спирін А.В., Твердохліб І.В., Борисюк Д.В., Омелянов О.М. Охорона праці в галузі. Практикум.– Вінниця: РВВ ВНАУ, 2015. – 127 с.
53. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Л.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов - Минск: Вышэйшая школа, 1985. - 382 с.
54. Стандарт СЭВ СТ СЭВ 5607-86. Измерители количества молока для доильных установок. Типы, основные параметры и технические требования. - М.: Издательство стандартов, 1986. - 3 с.
55. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров.- М.:Атомиздат,1979.-216 с.
56. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2-х т.: Т.1.: Основные положения и общие методы.-М.:Мир,1991.-504 с.
57. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2-х т.: Т.2.: Методы расчета различных течений.-М.:Мир,1991.-550 с.
58. Цыганков П. С., Цыганков С. П. Руководство по ректификации спирта. - М.: Пищепромиздат, 2001. - 400с.: ил. 111. табл. 30. библиогр. 6.
59. Чубов Д. С., Авраменко О. А. Механізація молочно-товарних ферм і комплексів. - Видання 3-є доп. і перероб. - К.: Урожай, 1991. с. 328 іл.
60. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя.-М.:Наука,1974.-711с.
61. Закон України «Про охорону праці» Документ 2694-ХІІ, чинний,

поточна редакція. Редакція від 16.10.2020, підстава - 124-ІХ.
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text>

62. ДСТУ 2293-99. Охорона праці. Терміни та визначення основних понять. Київ: Держстандарт України, 1999. 22 с.

63. ДСТУ-Н Б А 3.2-1:2007 Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів

64. Про затвердження Порядку проведення огляду, випробування та експертного обстеження (технічного діагностування) машин, механізмів, устаткування підвищеної небезпеки. Документ 687-2004-п, чинний, поточна редакція — Редакція від 04.03.2016, підстава - 76-2016-п.
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/687-2004-п#Text>

65. ДСТУ Б В.2.5-82:2016 Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом. 01.07.2016.

66. ДБН В.2.5-27-2006. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд.

67. Про затвердження Правил безпечної експлуатації електроустановок споживачів (ДНАОП 0.00-1.21-98). Документ z0093-98, поточна редакція — Прийняття від 09.01.1998. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0093-98#Text>

68. НПАОП 40.1-1.07-01 (ДНАОП 1.1.10-1.07-01) Правила експлуатації електрозахисних засобів. Приказ от 05.06.2001 № 253.

69. Про затвердження Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів. Документ z1143-06, чинний, поточна редакція — Редакція від 21.02.2017, підстава - z0132-17. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1143-06#Text>

70. Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. МОЗ України. Наказ 08.04.2014 № 248. Документ z0472-14, чинний, поточна редакція. Прийняття від 08.04.2014.
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0472-14#Text>

71. ГОСТ 12.0.003-74 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Класифікація. 01.01.1976. Чинність документа відновлена з 26.04.2019 до

01.01.2022 згідно з наказом від 24.04.2019 № 111.

72. Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці, затвердженого наказом Державного комітету України з нагляду за охороною праці від 26.01.2005 № 15 і зареєстрованого у Міністерстві юстиції України 15.02.2005 за № 231/10511 зі змінами.
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0231-05#Text>

73. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація. 02.02.2011.

74. Закон України «Про пожежну безпеку». Документ 3745-XII від 01.07.2013, підстава - 5403-VI. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/3745-12#Text>

75. Закон України «Про екстрену медичну допомогу». Документ 5081-VI, чинний, поточна редакція — Редакція від 16.10.2020, підстава - 124-IX.
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/5081-17#Text>

Додатки

Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра механізації виробничих процесів у тваринництві

**Обґрунтування технологічних параметрів процесу теплообміну в
потоково-технологічних лініях теплового обробітку молока**

Виконав: студент групи МГМ-3-20
Похиленко Ростислав Володимирович

Керівник: канд. техн. наук, доцент
Гаврильченко Олександр Степанович

Дніпро, 2021

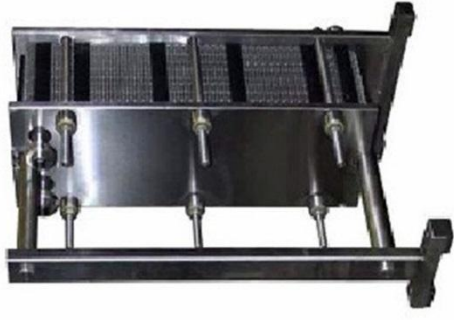
Мета магістерської роботи полягає в дослідженні технологічного процесу роботи теплообмінних апаратів в потоково-технологічних лініях теплового обробітку молока.

Завдання досліджень:

1. Проведено огляд і аналіз існуючих теплообмінних апаратів.
2. Проведено аналіз існуючих математичних моделей нагрівання і охолодження рідких продуктів.
3. Проведено теоретичні дослідження режимів теплообміну рідин в різних конструкціях теплообмінних апаратів.
4. Розроблено методику та лабораторну установку і алгоритм експериментальних досліджень.
5. Проведено експериментальні дослідження залежності коефіцієнта теплопередачі від режимів подачі молока і нагрівуючого середовища.
6. Розроблено методику теплового розрахунку теплообмінників.
7. Розроблено методику гідромеханічного розрахунку теплообмінників.
8. Надано техніко-економічне обґрунтування режимів роботи теплообмінників.



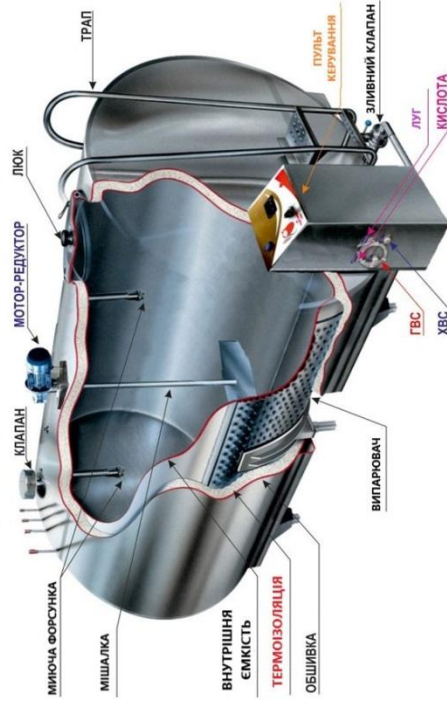
Односекційний пластинчатий охолодник



Пластинчатий охолодник молока ОСУ-М



Секція підгрівача браги



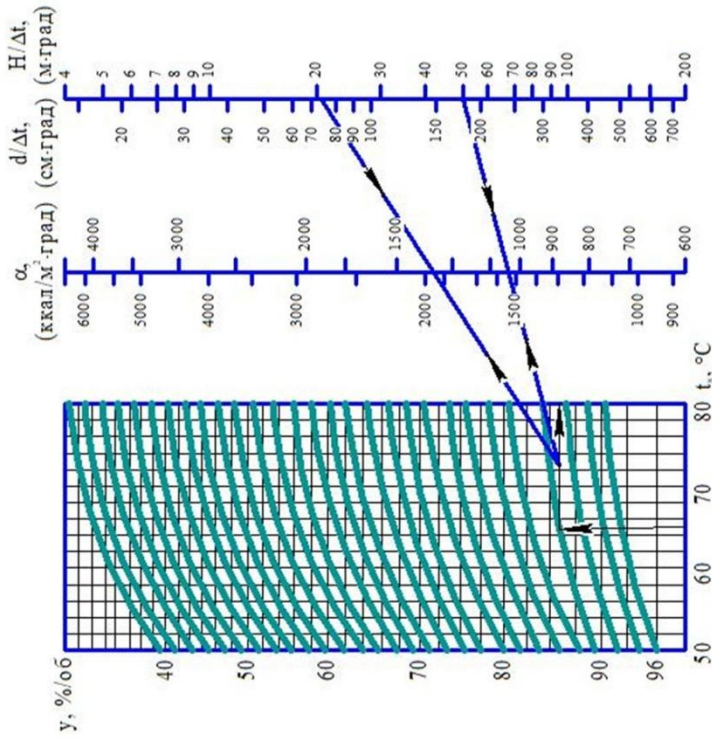
Танк-охолодник молока

Рівняння теплового балансу

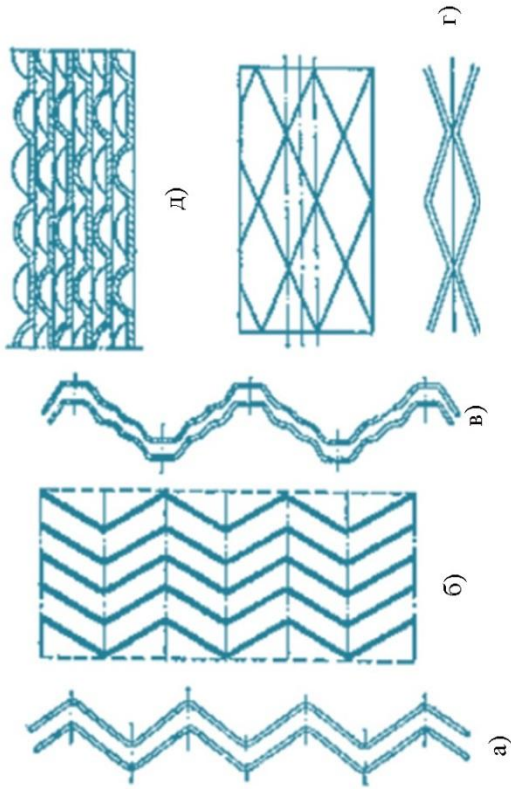
$$Q = m_1 \cdot c_1 \cdot (t'_1 - t''_1) = m_2 \cdot c_2 \cdot (t'_2 - t''_2),$$

Рівняння теплопередачі

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}$$



Номограма для визначення коефіцієнта теплопередачі при конденсації сирого-водного пару

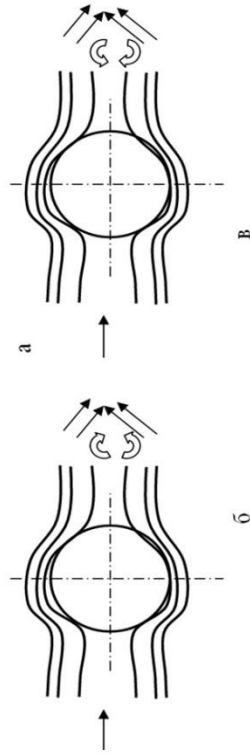
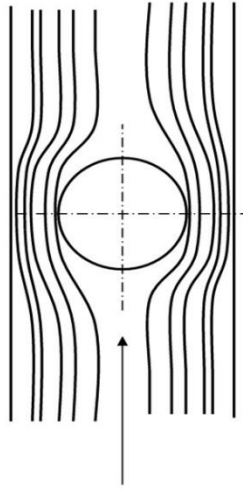


Види теплообмінних пластин:

а, б - пластини стрічково-поточкового типу з горизонтальними гофрами; в - пластини стрічково-поточкового типу з рифленими гофрами; г - пластини сітчасто-поточкового типу з напівсферичними виступами; д - пластини сітчасто-поточкового типу з нахиленими гофрами.

Коефіцієнт теплопередачі від конденсуючого пару до стінки

$$\alpha = \frac{C \cdot A}{4 \sqrt{h \cdot (t_k - t_{cm})^2}}$$



Обтікання циліндра (труби):

а - безвідривне; б - відрив ламінарного шару;
в - відрив турбулентного граничного шару.

$$Nu_{жс} = c Re Pr_p^{0,36} (Pr_p / Pr_c)^{0,25}$$

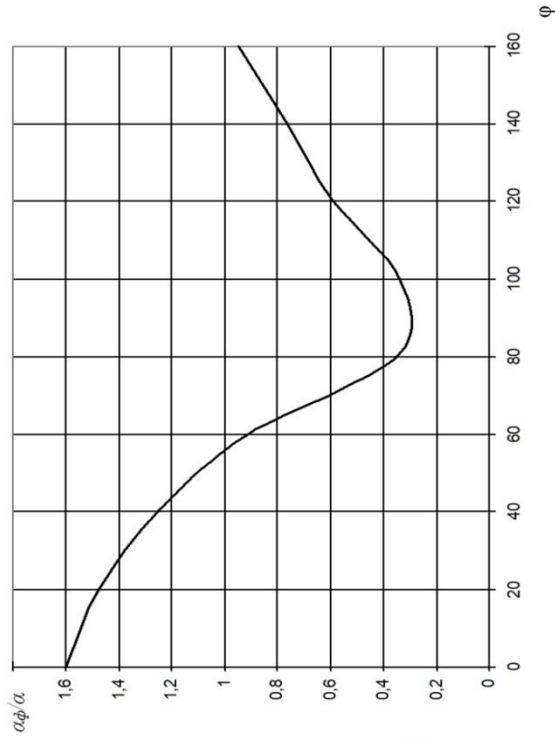
Значення констант c і n залежать від величини числа Re і форми обтічного тіла.

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_\varphi = \varepsilon_\varphi \cdot \alpha_{90^\circ}$$

Критеріальне рівняння для процесу теплообміну при поперечному обтіканні циліндра

$$Nu = f(Re, Pr, Pr_p / Pr_c)$$



Зміна по діаметру труби локального коефіцієнта тепловіддачі залежно від кута φ .

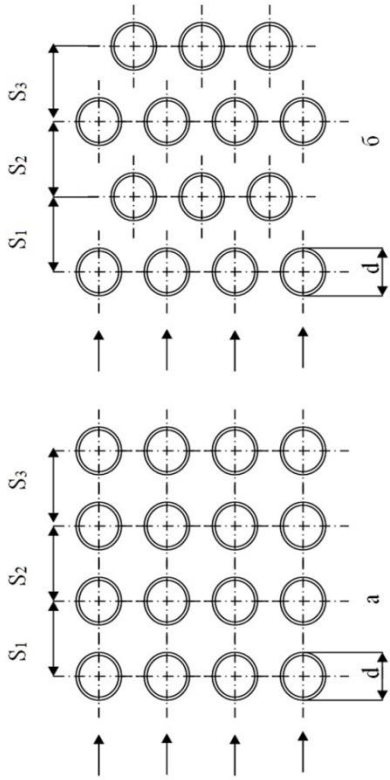


Схема розташування труб в пучках:

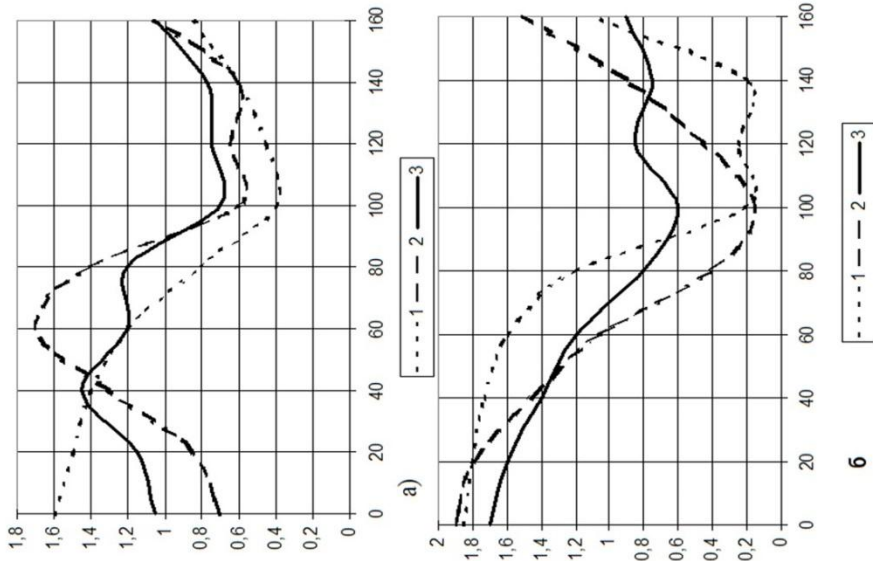
а - коридорне; б - шахматне.

Середній коефіцієнт тепловіддачі всього пучка в цілому

$$\alpha_{пуч} = \sum_{i=1}^m \alpha_i \cdot \frac{F_i}{\sum_{i=1}^m F_i}$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$ - середні коефіцієнти тепловіддачі 1-го, 2-го, і-го рядів труб;

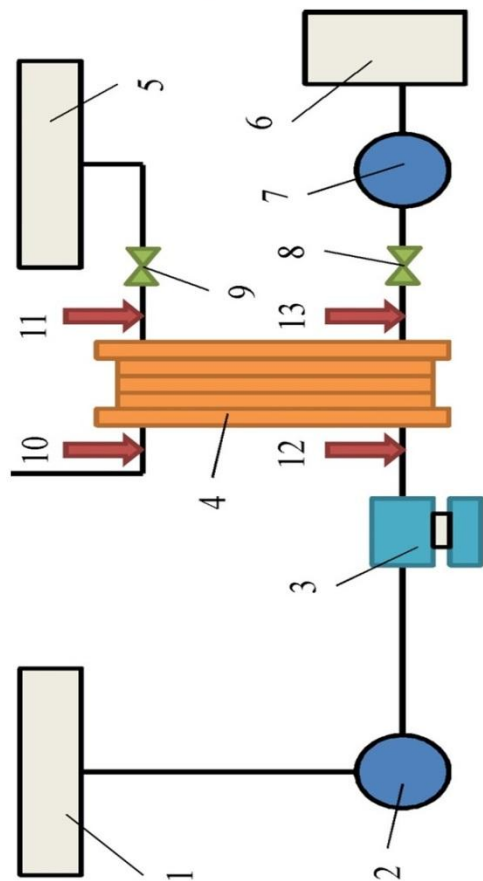
F_1, F_2, \dots, F_m - площі зовнішніх поверхонь 1-го, 2-го, і-го рядів труб.



Зміни відносного коефіцієнта тепловіддачі по кругу труби для різного розташування рядів:
а - коридорного; б - шахматного.

Схема експериментальної установки для визначення параметрів роботи молочного охолодника

7



1 - ванна для неохолодженого молока; 2 - молочний насос типу ПШБ-12; 3 - очисник молока; 4 - охолодник молока; 5 - ванна для охолодження молока; 6 - резервуар для води; 7 - водяний насос; 8, 9 - крани управління; 10, 11, 12, 13 - термометри.

Значення факторів

Фактор	Рівні факторів			Інтервал ϵ
	Верхній	Нульовий	Нижній	
	+	0	-	
X_1 - масова подача молока, кг/с	0,12288	0,1024	0,08192	0,1024
X_2 - масова витрата холодоагенту, кг/с	0,201388	0,166666	0,131944	0,166666

Матриця планованого експерименту і обробки результатів

№ досл.	X_1	X_2	X_1X_2	Y_1	Y_2	Y_3	Y_n	$(Y_1 - Y_n)^2 = \Delta Y_1^2$	$(Y_2 - Y_n)^2 = \Delta Y_2^2$	$(Y_3 - Y_n)^2 = \Delta Y_3^2$	S_n^2
1	-	+	-	392,7	392,7	393,9	393,1	0,16	0,16	0,66	0,49
2	-	-	+	407,74	409,66	407,16	408,18	0,19	2,18	1,03	1,7
3	+	-	-	417,64	415,65	418,3	417,2	0,19	2,4	1,21	1,9
4	+	+	+	413,38	411,44	411,44	412,07	1,72	0,39	0,39	1,25
							1630,55				5,34

Y – коефіцієнт теплопередачі, Вт·град./м²

№ дослід.	$t_{\text{мпр}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{мкс}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{тпр}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{ткс}}, ^\circ\text{C}$	$V_{\text{м}}, \text{м}^3/\text{ГОД}$	$V_{\text{т}}, \text{м}^3/\text{ГОД}$
1.	10,5	75,6	102,4	82,5	0,288	0,725
2.	10,3	75,3	102,3	82,1	0,288	0,725
3.	10,6	75,8	102,2	82,5	0,288	0,725
4.	10,4	74,1	102,4	81,6	0,288	0,475
5.	10,5	74,5	102,6	81,9	0,288	0,475
6.	10,4	74,0	102,8	81,5	0,288	0,475
7.	10,7	73,6	102,6	80,6	0,432	0,475
8.	10,9	73,5	102,7	80,4	0,432	0,475
9.	10,4	73,4	102,5	80,5	0,432	0,475
10.	10,5	74,1	102,6	81,7	0,432	0,725
11.	10,5	73,8	102,5	81,4	0,432	0,725
12.	10,6	73,9	102,7	81,6	0,432	0,725

Рівняння регресії першого порядку для коефіцієнта теплопередачі, Вт·град./м²

$$Y = 104,718 + 1350,147 \cdot X_1 - 33,147 \cdot X_2$$

Порівняльна характеристика теплообмінних апаратів

Параметри	ОСУ-М	ООТ-М	АДМ	ОМ-1
Продуктивність, кг/Г од	5000	3000	1000	1200
Споживана потужність, кВт	1,5	1,5	1,5	1,5
Витрата, м ³ /год	45	27	25	15
Поверхня теплообміну, м ²	11,2	6,5	6,0	3,5

Для порівняння спочатку розрачуємо час за один прохід через теплообмінник:

$$T_{м1} = (1000 \cdot 1 / 1,38) - 0 = 724,64 \text{ с} = 12,08 \text{ хв.}$$

Розрачуємо час робочого циклу за два проходи через теплообмінник:

$$T_{м2} = (1000 \cdot 2 / 1,38) - 5 = 1442 \text{ с} = 24,05 \text{ хв.}$$

Проведено розрахунки затрат на електроенергію і розрачуємо економічний ефект :

$$E_{енерг} = 365 \cdot (N_n \cdot t_{\delta} / 60) \cdot C_e,$$

де N_n – споживана потужність, кВт;

C_e – ціна 1 кВт електроенергії станом на 01.10.2020р. ($C_e = 1,38$ грн.)

$$E_{енерг} = 365 \cdot (4,5 \cdot 30/60) \cdot 1,38 = 1133,33 \text{ грн/(рік}\cdot\text{т)}.$$

В результаті використання дослідження режимів роботи теплообмінників річна економія електроенергії під час роботи в розрахунку на 1 т оброблюваного продукту буде становити 1133,33 грн/(рік·т).

1. На основі огляду існуючих теплообмінних апаратів було встановлено, що пластинчаті і трубні теплообмінники мають наступні переваги: високий ККД; невеликі габаритні розміри; надійні в роботі і прості в обслуговуванні; підігрівують або охолоджують продукт рівномірно.
2. Дано обґрунтування математичних моделей нагрівання і охолодження продуктів.
3. Подано теоретичні основи теплопередачі в різних умовах у поданих теплообмінниках.
4. Подана методика розрахунку конструктивних та кінематичних параметрів теплообмінних апаратів.
5. Проведено дослідження теплообмінних апаратів - очисника-охолодника ОМ-1 і трубного підігрівача, які показали, що вони є економічного вигідними, процес нагрівання і охолодження відбувається за оптимальних режимів.
6. Проведено розрахунки теплового потоку, що йде від продукту до теплоносія; визначили коефіцієнт теплопередачі, а також розробили матрицю планованого експерименту для пастеризації молока і підігрівання бражки.
7. Розроблені функціональні особливості будови лабораторної установки для експериментальних досліджень, з розробкою будови інтерфейсу узгодження з ЕОМ, розподілом карти системної шини і алгоритму обміну даних.
8. Для широкого впровадження у виробництво необхідно провести ще ряд досліджень і створити сітку технічного обслуговування.
9. Розроблено конструкцію нового теплообмінника, в основу якого було покладено схему пластинчатого і кожухотрубного.
10. В результаті досліджень було дано економічну оцінку, і економічний ефект становить 1133,33грн./рік.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

ЗБІРНИК МАТЕРІАЛІВ

**ІНЖИНІРИНГ АГРОПРОМИСЛОВОГО
ВИРОБНИЦТВА**

Всеукраїнська студентська науково-практична конференція

Дніпро, 2021

УДК 631:62-5

Інжиніринг агропромислового виробництва: матеріали Всеукр.
І 62 студ. наук.-практ. конф. (1-2 грудня 2021 р., м. Дніпро). – Дніпро:
ДДАЕУ, 2021. – 80 с.

У збірнику представлені наукові матеріали Всеукраїнської науково-практичної студентської конференції «Інжиніринг агропромислового виробництва» (zareestrovano в УкрІНТЕІ, 8.11.2021, № 904). Тематика наукових матеріалів присвячена питанням розроблення та впровадження інноваційних технологій та технічних засобів агропромислового виробництва.

Наукові матеріали надані в авторській редакції з дотриманням стилю автора. За фактичний матеріал і його інтерпретацію відповідальність несуть автори та наукові керівники.

Адреса оргкомітету:

Україна, 49600, м. Дніпро, вул. Сергія Єфремова, 25
тел. (050) 970-16-90, Дніпровський державний аграрно-
економічний університет, кафедра механізації виробничих
процесів у тваринництві, dudin.v.yu@dsau.dp.ua

© ДДАЕУ, 2021

© Автори публікацій, 2021

Хоменко Т. А. МЕТОДИКА ОБГРУНТУВАННЯ ПРОГРАМИ ПІДПРИЄМСТВА З ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ОБЛАДНАННЯ ПЕРЕРОБНОЇ ГАЛУЗІ АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ	33
Бабич А.С. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ МИЙНОГО РОЗЧИНУ ПО МОЛОКОПРОВІДНІЙ ЛІНІЇ ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	36
Буйницький О.І. УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕСТЕРА ДОЇЛЬНИХ УСТАНОВОК	39
Геймур О.С. ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ КОНСТРУКЦІЇ СТІЙЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ БОКСОВОГО УТРИМАННЯ ВРХ	42
Панасенко В.А. АНАЛІЗ ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СЕПАРАЦІЇ РІДКОГО ГНОЮ НА ФРАКЦІЇ	45
Пашенко А.О. ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВАКУУМНОЇ СИСТЕМИ	48
Похиленко Р.В. АНАЛІЗ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ПРОТОЧНОЇ ДІЇ	51
Теліпко В.М. МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ КОРМОРОЗДАВАЧА	54
Потапов М.В. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ЗМІШУВАЧІВ СИПКИХ КОРМІВ	57
Салогуб Б.Р. КЛАСИФІКАЦІЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПОДРІБНЮВАЧІВ ЗЕРНА	60
Сажарський В.С. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РІДКОЇ ГОДІВЛІ СВИНЕЙ	63

УДК 637.125

АНАЛІЗ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ПРОТОЧНОЇ ДІЇ

Похиленко Р.В.

здобувач вищої освіти СВО Магістр,

ОПП Агроінженерія, ІТФ ДДАЕУ

Науковий керівник – Гаврильченко О.С.,

кандидат технічних наук, доцент

Пластинчаті теплообмінні апарати – один з найбільш прогресивних типів теплообмінників безперервної дії. Вони дозволяють розмістити в невеликому просторі значну поверхню теплообміну по відношенню до продуктивності та інтенсивності теплопередачі пластинчаті охолодники і комбіновані пастеризаційно-охолодні теплообмінні апарати не мають собі рівних [1].

Пластинчаті охолодники поділяються на односекційні та двосекційні. Секції замикаються кінцевими пластинами. В односекційних охолодниках молоко охолоджується протічною водопровідною водою [2].

Односекційний пластинчатий охолодник має чотири шпильки, які стягують пакет теплообмінних пластин, розташованих між опорною і нажимною плитами [2].

Односекційний пластинчатий охолодник (рис. 1.1) має відкидну штангу 4, яка після ослаблення гайки 5 може бути виведена через прорізи нажимної плити 6. При цьому теплообмінна пластина 1 виводиться з пакета, очищається, промивається і встановлюється на місце без розбирання апарата.

Односекційні пластинчаті охолодники придатні для охолодження молока при кожному способі доїння корів.

Технологічні лінії з використанням пластинчатих охолодників забезпечують охолодження молока в замкнутому потоці без дотикання з навколишнім повітрям.

В двосекційних охолодниках одна секція працює на холодній водопровідній

воді, а друга – на охолодженій циркулюючій льодяній воді, або розсолі.

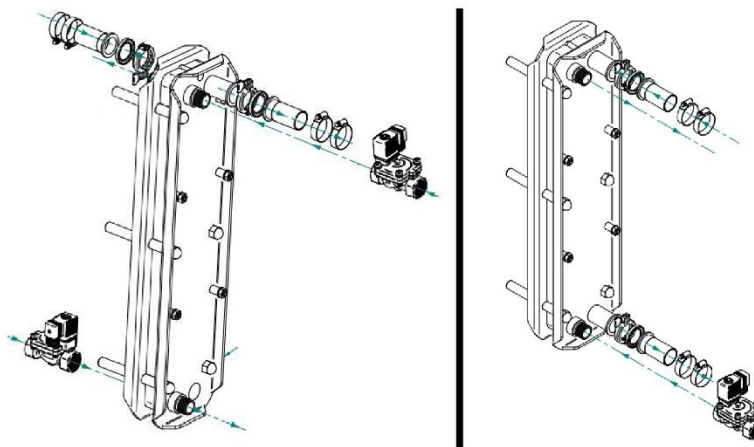
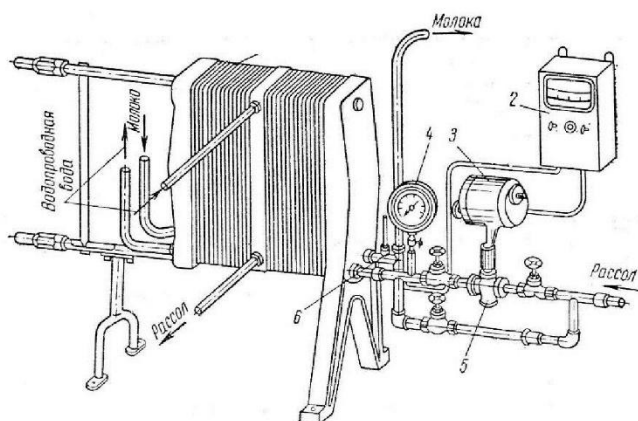


Рисунок 1.1 – Односекційний пластинчатий охолодник

Пластинчатий охолодник молока ОСУ-М (рис. 1.2) – це високопродуктивна автоматизована установка, призначена для глибокого охолодження молока на молочних комплексах. Крім двосекційного охолодника, до складу установки входять: термометр опору, виконавчий механізм подачі розсолу, шафа керування.



1 – пластинчатий охолодник; 2 – пристрій з термометром опору; 3 – обв'язка з клапаном; 4 – ртутний термометр; 5 – термометр опору; 6 – виконавчий механізм; 7 – шафа керування; 8 – секція водяного охолодження; 9 – секція розсільного охолодження

Рисунок 1.2 – Пластинчатий охолодник молока ОСУ-М

Двосекційний охолодник (табл. 1) складається із секції водяного розсільного охолодження. Початкове охолодження молока до температури 13 °С здійснюється в першій секції, а глибоке до 4 °С – у секції розсільного охолодження. На виході з неї встановлений термометр опору. Якщо температура охолоджуваною установкою молока не відповідає заданій, термометр подає команду на виконавчий механізм, що змінює витрату розсолу. Установа обладнана звуковою та світловою сигналізаціями, може працювати в автоматичному та ручному режимах.

Таблиця 1 – Технічні характеристики двосекційних пластинчатих охолодників молока

Параметри	ООТ-М	ОСУ-М
Продуктивність, л/год.	3000	5000
Режим роботи, °С		
Початкова температури молока	35	35
Температура охолодженого молока	4,2	4,2
Температура води	8-10	8-10
Температура розсолу	-5	-5
Витрата, м ³ /год.		
Охолодженої води	9	15
Льодової води	9	15
Розсолу	9	15
Кількість теплообмінних пластин у секціях, шт.		
Водяного охолодження	24	41
Розсільного охолодження	25	41
Загальна поверхня теплообміну, м ²	6,5	11,2
Споживана потужність, кВт	1,5	1,5

Список використаних джерел:

1. Дмитрів В. Т. Машиновикористання в тваринництві. Курс лекцій. Львів: ЛАДУ, 2002. 205 с.
2. Дацишин О.В., Ткачук А.І., Чубов Д.С. Машини та обладнання переробних виробництв: Навч. Посібник. За ред. О.В.Дацишина. К.: Вища освіта, 2005. 159 с.