Автореф.
Г14

Одеська державна академія харчових технологій

Гайда Станіслав

УДК 664:621.1.016

ШЛЯХИ ТА МЕТОДИ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЙ В ЗЕРНОПЕРЕРОБНИХ ТА ХЛІБОПЕКАРСЬКИХ ВИРОБНИЦТВАХ

Спеціальність 05.18. 12 – процеси та апарати харчових виробництв

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Одеса – 1998

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Одеській державній академії харчових технологій, Міністерство освіти України.

Науковий консультант - доктор технічних наук, професор Бурдо Олег Григорович, Одеська державна академія харчових технологій, завідуючий кафедрою процесів і апаратів

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор Чумак Ігор Григорович, Одеська державна академія холоду, ректор;

в. 017324
ОДАХТ
Бібліотека

доктор технічних наук, професор Нікульшин Володимир Русланович, Одеський державний політехнічний університет, завідуючий кафедрою теоретичних основ теплотехніки;

доктор технічних наук, доцент Станке
Миколайович, Одеська державна академ
технологій, завідуючий кафедрою
елеваторної промисловості.

ОНАХТ 11.07.11
Шляхи та методи удос
v017324

Провідна організація - Український державний університет харч
технологій, кафедра процесів і апаратів,
Міністерство освіти України, м. Київ.

Захист відбудеться "26" ноября 1998 р. о 10^{30} годині на засіданні спеціалізованої ради Д 41.088.01 при Одеській державній академії харчових технологій за адресою: 270039, Україна, м. Одеса, вул. Канатна, 112.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Одеської державної академії харчових технологій за адресою: 270039, Україна, м. Одеса, вул. Канатна, 112.

Автореферат розісла

Вчений секретар спе
д.т.н., професор

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В країнах Східної Європи (і в першу чергу в Україні і в Польщі) енергетична політика формувалася в умовах низьких цін на паливо. Були відсутні законодавча база і механізми, що стимулюють розвиток науки і техніки енергозбереження. Перехід на нові економічні умови визначив гострі протиріччя. З одного боку - високі ціни при розрахунку за енергоносії, з другого - технологічне обладнання, яке було розраховане на споживання дешевих енергетичних ресурсів.

Україна споживає 2.2% світової енергії, а її населення складає 1%, до 40% національного доходу витрачається на покупку енергоносіїв. Витрати на теплопостачання в Україні майже в 3 рази вище, ніж в Швеції, енергоємкість національного доходу в 5 раз вище, ніж у Франції, в 2 рази вище, ніж в США. Якщо ситуація не зміниться, то до 2000 р. в Україні питомі енерговитрати в 6...8 раз перевищать передовий європейський рівень. В агропромисловому комплексі України, що споживає 25% енергії, витрати енергії на виробництво і зберігання сільськогосподарської продукції в 2.... 5 раз вище, ніж в США.

Життєво важливими галузями АПК є хлібопечення і зернопереробна промисловість. Хлібопечення споживає 20% енергетичних ресурсів АПК, причому 90% у вигляді палива. За останні роки енергетична складова у собівартості продукції зросла в 6... 10 разів. Розвиток зерносушильної техніки йшов по шляху нарощування продуктивності при енергетично витратних рішеннях. Парадоксально, але установка У2-УЗБ-50, що вважається вдосконаленим варіантом сушарки РД-2х25-70, характеризується більшими витратами енергії. Альтернативи енергозбереженню немає. Ситуація, що склалася сьогодні, вимагає системного підходу до задач енергозбереження, пошуку резервів зниження енергоспоживання.

Зв'язок роботи з науковими програмами. Наведені в роботі дослідження ставилися і починалися в рамках Координаційного плану робіт країн-членів СЭВ по проблемі «Разработка предложений по совершенствованию действующих и созданию новых прогрессивных технологических процессов и оборудования для энергоемких производств», виконувалася в відповідності з Державним планом економічного і соціального розвитку України (шифр 11ГЗН), на замовлення Міністерства хлібопродуктів, в рамках науково-технічної програми "Розвиток енергетики і енергозбереження в харчової промисловості України до 2010 р", по договору про міжнародне співробітництво між ОДАХТ і Опольским університетом.

Мета і задачі досліджень - науково-технічна концепція енергозбереження в технологіях хлібопечення і зерносушіння, яка включає обгрунтування пріоритетних шляхів вдосконалення теплотехнологій і розробку принципово нових рішень по

зниженню енергосмкості цих галузей, забезпечення розробок науковими основами, інженерними засобами і апробацію в реальних умовах виробництва.

Поставлена мета вимагає рішення наступних проблем і задач:

- встановити основні джерела втрат теплової енергії в технологіях хлібопечення і зернопереробки, обгрунтувати принципові шляхи зниження енерговитрат на основі світового досвіду і оригінальних технічних рішень;
- розробити моделі для аналізу енерготехнологій хлібопечення і зерносушіння, знайти їх рішення, намітити програму експериментальних досліджень;
- розробити ресурсні моделі теплоутилізаційної апаратури, обгрунтувати методи прогнозування експлуатаційних характеристик;
- провести комплекс експериментальних досліджень по задачам механіки, аеродинаміки, тепломасопереносу, виявленим при математичному моделюванні;
- розробити узагальнені структури інженерного розрахунку розглянутих задач, методами комп'ютерного моделювання провести аналіз різноманітних сполучень технологічних і конструктивних параметрів;
- обгрунтувати пріоритетні напрямки вдосконалення енерготехнологій в хлібопеченні та зерносушінні, дати інженерні методи експрес-оцінки конструктивних варіантів, програмне забезпечення для комп'ютерного проектування розроблених схем;
- виконати проекти розробок, реалізувати їх на виробництві.

Наукові положення.

1. Використання в теплотехнологіях зерносушіння і хлібопечення сучасних засобів організації теплопередачі (ТТ і ТС) відкриває широкі можливості як при вдосконаленні діючих (термосифонні утилізатори теплоти відпрацьованого сушильного агенту і запічних газів), так і при розробці принципово нових схем (екологічно безпечна кондуктивно-конвективна технологія сушки зерна при низькому рівні розходу палива), обладнання (регенератор теплоти «зерно – зерно», термомеханічний агрегат з теплопередаючим модулем, який здійснює перемішування шару) і автономних систем охолоджування силосів, зерносховищ.

2. Існуюче протиріччя (підвищення розходу сушильного агента інтенсифікує тепломасоперенос на зерносушильних установках, але веде до додаткових втрат теплоти з відпрацьованим теплоносієм) може бути усунено організацією спеціальної структури зернового шару – активно перемішуваного при забезпеченні умов відведення водяної пари і тепловідводу від самої системи перемішування.

3. Формалізація задачі дослідження просторово-часового теплового стану складного теплотехнологічного комплексу (цеху) істотно спрощується при переході від системи неоднорідних апаратів до системи квазіоднорідних тіл при коректному

сполученні принципів суперпозиції на межах окремих елементів апаратів і методів системного підходу в рамках цеху.

Наукова новизна отриманих результатів:

науково-методологічні основи системного аналізу, оцінки потенціалу і прогнозування розвитку енергозбереження в хлібопекарних і зернопереробних технологіях;

– ієрархічна модель трансформації і використання енергії;

– метод аналізу теплотехнологій по коефіцієнтам трансформації;

– науково-технічні гіпотези принципів вдосконалення теплотехнологій в зерносушенні і хлібопеченні;

– енерготехнологічний граф і електротеплова модель ЕТК;

– результати аналітичних досліджень системи «нерухома зернова маса - термосифон - навколишнє середовище»;

– двокомпонентна модель теплопереносу до потоку зерна в пучках ТС;

– результати досліджень зовнішньої і внутрішньої задачі в системі "ТС що обертається – шар дисперсного продукту»;

– методологія аналізу теплоаеродинамічної надійності апаратів з термосифонами;

– ресурсна модель термосифону;

– результати ресурсних досліджень хладонових термосифонів;

– узагальнення даних по ресурсним дослідженням теплових труб;

– узагальнення даних по теплопередачі до гравітаційного щільного шару зерна в пучках ТС;

– принципи побудови алгоритмів розрахунку апаратів з ТС на основі узагальнених модулів теплофізичних, аеродинамічних і економічних розрахунків.

Практичне значення отриманих результатів:

– технічні пропозиції по вдосконаленню теплотехнологій на основі сучасних засобів організації теплопередачі - ТТ і ТС;

– інженерні методи експрес-оцінки ефективності апаратів з ТС: номограма для розрахунку навантажувальних характеристик теплоутилізатора, номограма для прогнозування ресурсних характеристик ТС; номограма для проектування термосифонної системи охолоджування силосів;

– метод прискорених ресурсних досліджень і прогнозування експлуатаційних характеристик ТС і апаратів на їх основі;

– теплофізичні властивості хладона R-318B2;

– результати енергоаудиту хлібопечення;

– параметричний ряд термосифонних екологічно безпечних теплогенераторів;

– програма енергозбереження на хлібопекарному підприємстві;

– результати виробничих досліджень апаратів з ТС;

– автономна термосифонна система охолоджування зернового силосу;

– термосифонний регенератор теплоти сипких речовин;

– системи утилізації теплоти виходячих газів;

– блочна зерносушарка із шаровим підігрівачем і термосифонним калорифером.

Результати впроваджені на обласному об'єднанні "Одесахліб"; на зерносушильній установці ДСП-320Т; на дріжджовій фабриці і підприємстві "Заготзерно" в Польщі. Пропозиції для широкого впровадження в галузі прийняті ДАК «Хліб України». Впровадження теплоутилізаторів в галузі дасть загальну економію дизельного палива порядку $50 \cdot 10^3$ т на рік. Програма енергозбереження в хлібопекарних технологіях передбачає послідовне зниження питомих енерговитрат до рівня передових фірм (1.2 МДж/кг).

Особистий вклад пошукувача полягає в розробці основної концепції дисертації, постановці і рішенні задач, у виконанні теоретичних і експериментальних досліджень. Автору належить аналіз і узагальнення результатів досліджень. Положення опублікованих у співавторстві з колегами і використаних в дисертації статей належать автору на основі рівноправного партнерства.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися на наукових конференціях ОДАХТ 1980... 1998 р.р.; IX Міжнародної конференції «Удосконалення процесів та апаратів хімічних, харчових та нафтохімічних виробництв», м.Одеса, вересень 1996 р.; II науково-практичній конференції "Хлібопродукти-97», вересень 1997 р, Одеса; Міжнародній конференції «Экология человека и проблемы воспитания молодых ученых», Одеса, листопад 1997 р; Міжнародній конференції «Людина та навколишнє середовище», листопад 1996 р, Одеса; Всесоюзній науковій конференції «Проблемы влияния тепловой обработки на пищевую ценность продуктов питания», 1981 р, Харків; XII Міжнародній конференції країн СНД «Дисперсные системи», 1996 р, Одеса; наукових конференціях Опольского університету, 1975... 1998 гг., на наукових конференціях в Єлена Гура, 1987... 1997 рр., XI Міжнародній конференції «Актуальные проблеми техники и экологии», Ополе, 1993; IV Всепольській науковій конференції, 1994 р, Гданськ; XIII Міжнародній конференції «Проблеми совершенствования техники», червень 1995 р, Турава; 2й науково-практичній конференції «Управління енерговикористанням», 1997 г, Львів; 3-му Міжнародному семінарі «Тепловые трубы, холодильные системи», 1997 г, Мінськ. Доповіді по роботі включалися до

програми 10 Міжнародної конференції по тепловим трубам, Штуттгарт, 1997 р, 7-й Міжнародної конференції по дисперсним системам, 1997 р, Нюрнберг.

Публікації. По матеріалам дисертації опубліковано 47 робіт, в тому числі 38 статей, з яких 2 статті в наукових журналах, 36 в збірках наукових праць; 9 тез доповідей на конференціях; 10 робіт виконано самостійно, інші у співавторстві.

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, восьми глав, висновків, бібліографії і 3 додатків. Основний зміст викладений на 388 сторінках, містить 87 рисунків (58 сторінок),48 таблиць (28 сторінок), додатки (7 сторінок), список літератури з 301 найменування.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтована актуальність дисертаційної роботи, сформульовані мета і задачі досліджень, наукові положення, методи досліджень, наукова новизна і практична цінність роботи.

В першій главі виконаний аналіз проблем енергетики і екології в зернопереробних і хлібопекарних технологіях. Показано загальне в історії, теперішньому і тенденціях розвитку енергозбереження в Україні і Польщі. Виконано аналіз світового досвіду енергозбереження. Приведені приклади ефективної організації теплопередачі на основі сучасних засобів – двофазних випарювально – конденсаційних модулів (ТТ і ТС). Результатом першого розділу є класифікація науково-технічних задач, які доцільно вирішувати на основі ТС.

В другій главі розроблені науково-методологічні основи системного аналізу і вдосконалення теплотехнологій.

Енергозбереження є комплексною проблемою, яка включає технічні, організаційно-технічні, організаційно-економічні, законодавчі, рекламно-інформаційні заходи.

Основна задача методологічних досліджень - обгрунтування загальних принципів і критеріїв оцінки енергетичних технологій і напрямків їх вдосконалення. З цією метою використовується поняття "потенціал енергозбереження" (П) як різниця між фактичним рівнем енерговитрат J_o і ідеалізованим аналогом $J_{ид}$. Сумарний резерв економії енергії (Р) являє собою різницю між енергоспоживанням на базовому $(\sum J)\tau$ і перспективному рівні.

При переході від однієї технології до іншої визначається резерв ЕЗБ як на час заміни (τ_0), так і на перспективному рівні (τ_1).

$$P_\tau = \Pi_\tau - \Pi_{\tau+\Delta\tau} = (\sum J)_\tau - (\sum J)_{\tau+\Delta\tau} \qquad (1)$$

Параметр "П" використовується для оцінки ефективності інвестицій на енергозберігаючі проекти за законом піраміди. Чим більше значення "П", тим

більше є технічних рішень, які при незначних розмірах інвестицій дадуть значний економічний ефект і швидко окупляться. На сучасному етапі інвестиції в енергозбереження є найбільш ефективними інвестиціями в промисловості.

Для аналізу ефективності багаторівневих схем передачі і трансформації енергії пропонуються коефіцієнти трансформації розходу теплоносія і його тепловмісту: $(\psi_m;\psi_i)$. Загальна енергетична ефективність схеми, яка складається з n рівнів, визначиться відношенням величини сумарних теплових втрат до енергії палива $Э_T$:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\sum_i^n Q_i}{Э_T} = \prod_{i=1}^{n}\prod_{i=1}^{2}\psi_{ij}; \quad \psi_m = \frac{M_i}{M_{i-1}}; \quad \psi_i = \frac{C_{Pi}t_i}{C_{Pi-1}t_{i-1}}. \qquad (2)$$

Так, якщо потік газу з $t_Г$=1500 ^{0}C розбавити повітрям до 300 ^{0}C, то втрати (при тій же температурі викидів) зростуть практично в 5 разів, тобто підвищення ефективності енерготехнології зв'язано з наближенням коефіцієнтів трансформації до 1.

Вводиться поняття "невикористана потужність" N_C. Як граничне значення N_C^T слід вважати втрати однорівневої схеми. Якщо на момент часу τ_1 технологія має N_C^1, а технології передових фірм N_C^n, то, використовуючи їх досвід, можна достатньо швидко досягнути значення N_C^n. Більш тривалим буде шлях зниження N_C^n до технічно досяжного рівня N_C^o, що вимагає оригінальних технічних рішень.

Конвективна сушарка представляється 4 рівнями трансформації енергії (рис. 1). На першому рівні (топковий пристрій) енергія палива трансформується в енергію газів (Эг) при відповідних втратах при горінні Q_1. На другому рівні в парогенераторі одержують пару (Эп) при втратах з димовими газами Q_2. Частково ці втрати можна повернути в підігрівачі для повітря (q_2). В калорифері енергія сушильного агента $Э_А$. Втрати з конденсатом Q_3 знижуються при його поверненні (q_4) в парогенератор. 40% від $Э_А$ витрачається на випаровування вологи з зерна, 10% - на нагрівання зерна, 20% - на нагрівання води і повітря, і 30% втрачається в навколишнє середовище (Q_4). Попередній нагрів повітря в теплоутилізаторі (q_4) скорочує втрати з відпрацювавшим сушильним агентом. З наявної енергії палива (40 МДж/кг) сушильному агенту передається 0.15 МДж/кг. 7…8 МДж витрачається на випаровування вологи. При сушці зерна топковими газами, що характерно для зерносушильної техніки, схема стає трьохрівневою, а питомі витрати енергії знижуються до 5 МДж/кг вип. вол. Однак, це досягається за рахунок зниження

екологічної безпеки технології. Для хлібопекарної печі можна виділити 2 рівня трансформації. Вдосконалення енерготехнології зв'язане зі зниженням втрат Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 і з зменшенням числа рівнів.

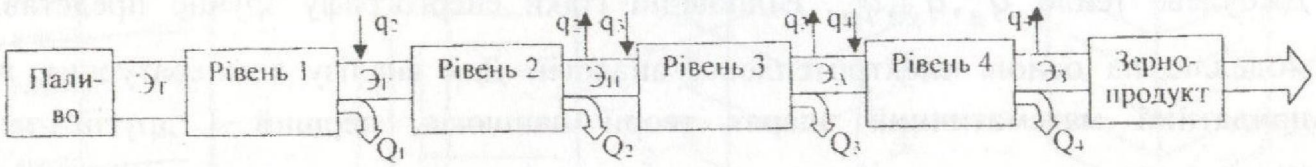


Рис. 1. Ієрархічна модель трансформації енергії у зерносушарці

Важливим моментом, особливо при модернізації термотехнології, є правильне врахування взаємного впливу термічного обладнання, тобто реалізація методів системного аналізу. По виробничій ієрархії термотехнологічні об'єкти хлібопекарного виробництва можна класифікувати 5 рівнями. Перший - енерготехнологічна система /ЕТС/. Другий - енерготехнологічний комплекс /ЕТК/, наприклад, хлібопекарний цех. Третій – лінія /ЕТГ/, четвертий – аппарат /ЕТА/ і п'ятий модуль /ТМ/. Найбільший інтерес представляють ЕТК, де термічне обладнання об'єднано функціонально і територіально.

Формалізація задачі дослідження теплового стану ЕТК є нетривіальною. Представляється перспективним використати принципи суперпозиції в рамках установки при сполученні з системним підходом у межах цеху. Для цього встановлюється ступінь теплового зв'язку між елементами - джерелами теплоти. Фоновим середовищем є повітряний об'єм. Далі на основі теорії графів будується модель цеху (рис. 2).

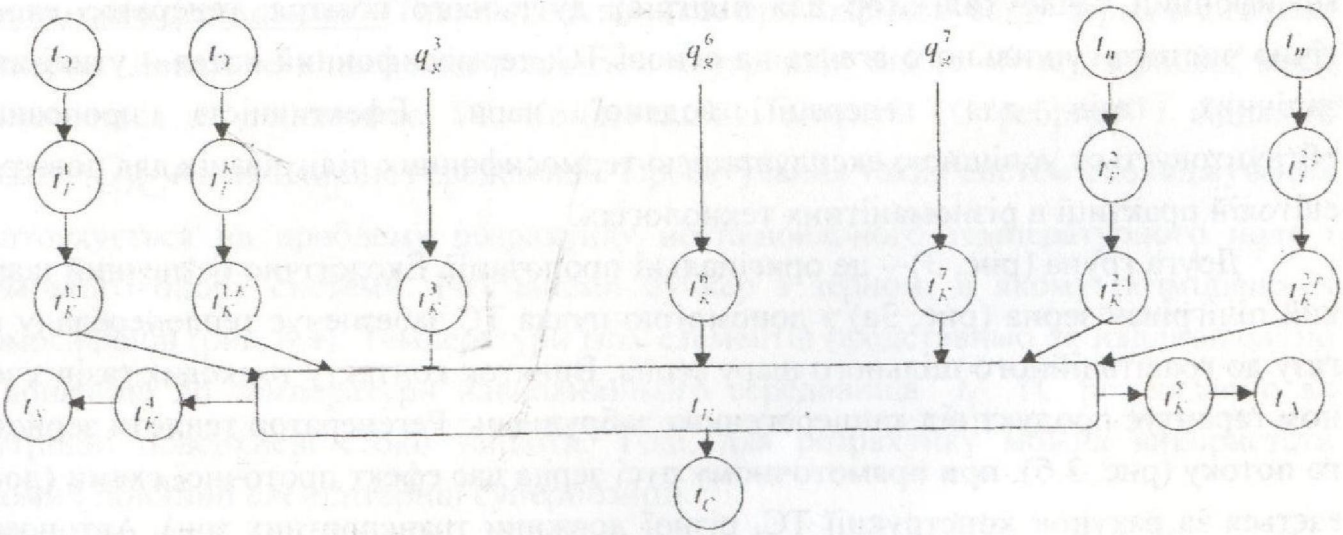


Рис. 2. Граф-дерево теплотехнології хлібопекарного цеху

Модель включає хлібопекарні печі (температура енергоносія $t_Э$, ділянок корпуса печі $t_k^{1.1} \ldots t_k^{1.k}$), конвеєрні сушарки, апарати, в яких процеси протікають при температурі t_x нижче, ніж $t_Ц$, приводи вентиляторів, насосів, що виділять Джоулеве тепло q_g^3, q_g^6, q_g^7. Відповідні гілки енергографу зручно представляти моделлю на основі електротеплової аналогії. Для аналізу температурних полів придатний математичний апарат теорії ланцюгів, перший і другій закони Кірхгофа.На кожному ланцюзі графа $t_Э \to t_Г^i \to t_K^i \to t_Ц - t_C$ схеми переносу теплоти подібні. Вважаються відомими (виміряними) вершини графа: температури середовища (t_C), цеху ($t_Ц$), газу ($t_Э$), пара ($t_П$), корпуса печі (t_K^{ij}). Для кожної ділянки, що має невеликі відхилення по t_K, розраховуються Q^{ij}. Визначається сумарний тепловий потік від корпуса печі в цех і від інших апаратів ЕТК. Розраховується термічний опір "цех- середовище":

$$R_{ЦС} = \left(t_Ц - t_C\right)\left(\sum_{i=1}^{k} Q_i^1 + \sum_{j=1}^{p} Q_j^2\right)^{-1}. \qquad (3)$$

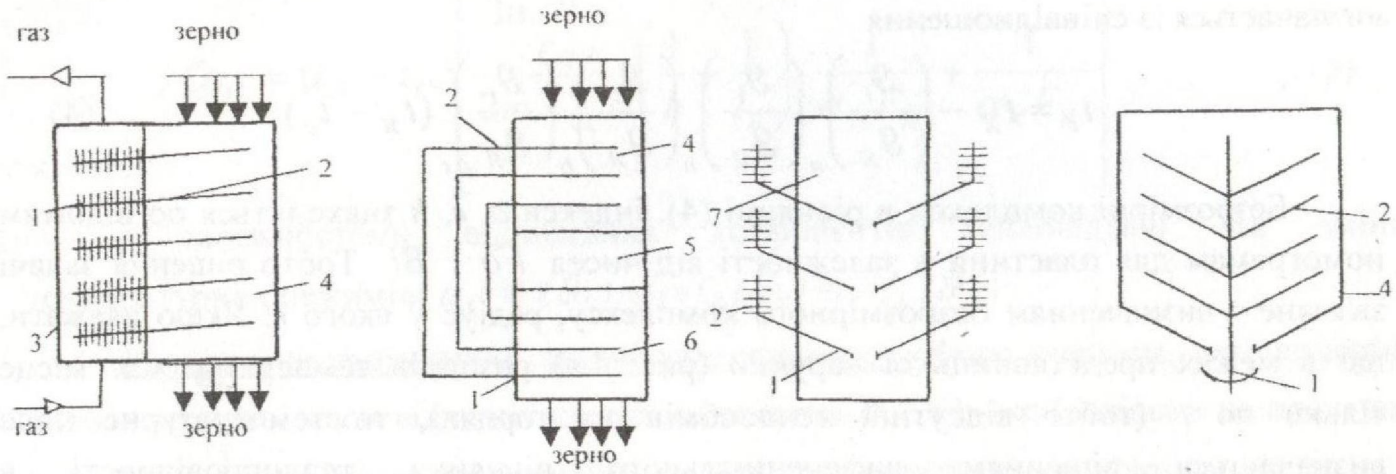
Далі визначаються стани графа на різних значеннях товщини теплової ізоляції δ_i на ділянках печі. Знаходиться раціональне значення δ_i.

Енергограф (рис. 2) в сполученні з методом електротеплової аналогії зручні при вдосконаленні діючих ЕТК. Модель (рис. 1) визначає доцільність пошуку принципово нових шляхів енергопідведення.

Важливим результатом другого розділу є принципово нові схеми теплообмінного обладнання з ТТ і ТС. Пропозиції з вдосконалення теплотехнологій зерносушіння і хлібопечення об'єднуються в дві групи. В першій групі – термосифонний теплоутилізатор для підігріву дуттьового повітря; генератор екологічно чистого сушильного агента на основі ТС; термосифонний котел – утилізатор запічних газів для генерації водяної пари. Ефективність пропозицій обгрунтовується успішною експлуатацією термосифонних підігрівачів для повітря в світовій практиці в різноманітних технологіях.

Друга група (рис. 3) – це оригінальні пропозиції. Екологічно безпечний шаровий підігрівач зерна (рис. 3а) з допомогою пучка ТС забезпечує теплопередачу від газу до гравітаційного щільного шару зерна. Виняток контакту топкових газів з зерном гарантує продукт від канцерогенних забруднень. Регенератор теплоти зернового потоку (рис. 3.б), при прямоточному русі зерна дає ефект проточної схеми (досягається за рахунок конструкції ТС, різної довжини транспортних зон). Автономна система охолоджування силосу (рис. 3.в), в якій теплота відводиться з зернової маси

з допомогою ТС.



а) б) в) г)

Рис. 3. Схеми обладнання для термообробки зерна

1 – випарник ТС; 2 – конденсатор ТС; 3 – газохід; 4 – шахта для нагріву зерна; 5 – сушильна шахта; 6 – шахта для охолоджування зерна; 7 - зерносховище

Пропонується термомеханічний апарат (рис. 3. г), в якому термосифон, що обертається, здійснює функції енергопідведення і механічного впливу на продукт - перемішування, транспортування. Створення таких апаратів (рис. 3) зв'язано з розробкою наукових основ і інженерних методів їх проектування.

Запропонована класифікація, що об'єднує загальні для розглянутих схем проблеми по моделюванню внутрішніх і зовнішніх задач, апаратів в цілому. Класифікація служила планом комплексних аналітично-експериментальних досліджень.

В третій главі виконане моделювання процесів і апаратів з ТС.

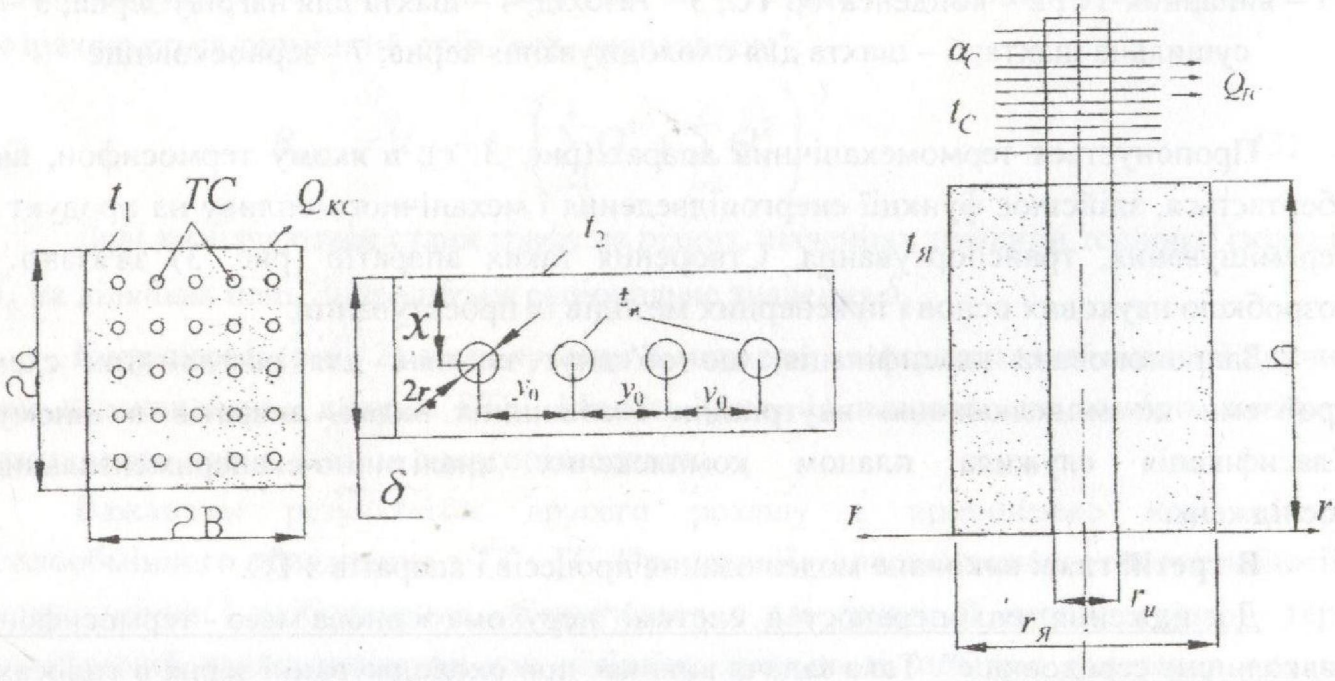
Дослідження теплопереносу в системі "нерухома зернова маса - термосифон-навколишнє середовище". Така задача виникає при охолоджуванні зерна в силосах, бункерах. Локальне відведення теплоти з внутрішніх шарів об'єму зернової маси здійснюється за допомогою ТС. Конденсаційні ділянки ТС ребристі і віддають теплоту Q_{TC} в навколишнє середовище. Проектування таких систем охолоджування наштовхується на проблему розрахунку нестаціонарного температурного поля і термічного опору системи. Розглянемо бункер з зерном, в якому розміщено N термосифонів (рис. 4.а). Температури всіх елементів представимо як надлишкові по відношенню до температури навколишнього середовища t_C. ТС розглядаємо як внутрішні поверхневі стоки теплоти. Тоді, для розрахунку можна використати відомий принцип елементарної суперпозиції.

Температурне поле визначається як результат теплових потоків Q_{KC} і Q_{TC} тобто алгебраїчною сумою дії джерел на поверхні трьох пластин товщиною 2а; 2в;

2h і джерел в вигляді циліндрів з радіусом $r_и$, а температура в і-тій точці об'єму визначається із співвідношення

$$t_i = t_Я - \left(\frac{\vartheta_i}{\vartheta_Я}\right)_a \left(\frac{\vartheta_i}{\vartheta_Я}\right)_h \left(\frac{\vartheta_i}{\vartheta_Я}\right)_h \left(\frac{\vartheta_i}{\vartheta_Я}\right)_r (t_Я - t_c) \qquad (4)$$

Безрозмірні комплекси в рівнянні (4), індекси *а, в, h* знаходяться по відомим номограмам для пластини в залежності від чисел Fo і Bi. Тобто рішення задачі зв'язане з визначенням безрозмірного комплексу, радіус у якого *r*. Якщо вважати, що в межах представницької чарунки (рис. 4.в) розподіл температур має місце тільки по *r* (тобто відсутній теплообмін на торцях), то температурне поле визначається рішенням диференціального рівняння теплопровідності в циліндричних координатах з відповідними умовами на границях.



а) модель системи б) модель шару з ТС в) представницька чарунка

Рис. 4. Теплова модель

Систему диференціальних рівнянь необхідно доповнювати рівнянням теплового балансу, яке враховує трансформацію теплового потоку на випарювальній і конденсаційній ділянках ТС:

$$Q_{TC} = (t_H - t_C)\left[\frac{\ln\frac{r_H}{r_{TC}}}{2\pi\lambda_{TC}}\cdot\left(\frac{1}{h}+\frac{1}{l_k}\right)\cdot\frac{1}{\alpha_H F_H}+\frac{1}{\alpha_K F_K}\right]^{-1} \quad (5)$$

і залежностями відповідних коефіцієнтів тепловіддачі від зміни температурних режимів: $\alpha_i = fe(\vartheta_S); \alpha_k = f_k(\vartheta_S); \alpha_c = f_c(\vartheta_K)$.

Рішення нестаціонарної задачі теплопереносу. Якщо вважати, що тепловий потік з зернової маси відводиться тільки шляхом ТС, а $h \to \infty$ (оскільки на практиці $h >> r_и$), що зернова маса є однорідним суцільним середовищем з відомими $\lambda_з$ та $a_з$ і температурою по всій висоті ТС на поверхні випарника однаковою і постійною, то при такому формулюванні задача зводиться до задачі теплопровідності в необмеженому тілі з циліндричною порожниною. Її рішенням є параметр температури:

$$\theta = \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = \frac{1}{\sqrt{\eta}}erfc\frac{\eta-1}{2\sqrt{Fo}} + \frac{(\eta-1)\sqrt{Fo}}{4\eta\sqrt{\eta}}ierfc\frac{\eta-1}{2Fo} + \frac{(9-2\eta-7\eta^2)Fo}{32\eta^2\sqrt{\eta}}i^2erfc\frac{\eta-1}{2Fo}+\ldots\ldots \quad \left(\eta=\frac{r}{r_H}; Fo=\frac{a_з\tau}{r_H^2}\right) \quad (6)$$

за допомогою якого визначається температурне поле при $t = t_0$ для $\tau = \tau_0$ і $t = t_и$ для $r = r_и$

$$t = t_0 - \Theta\left[t_o - \left(\bar{t} + t_C\frac{C_1\sqrt{a_з\tau}}{\lambda_з R_{TC}}\right)\left(1+\frac{C_1\sqrt{a_з\tau}}{\lambda_з R_{TC}}\right)^{-1}\right]. \quad (7)$$

Таким чином, просторово-часовий розподіл температур в зерновій масі визначається спільним рішенням рівнянь (4) і (7).

Задача стаціонарної теплопровідності шару зерна з рядом термосифонів. Тепловий стан шару зерна (рис. 4.б) можна представити з допущеннями, що осі ТС розміщені в одній площині з однаковим кроком y_o, а висота ТС значно більше товщини шару ($h >> \delta$). В такій постановці задача зводиться до відомої задачі для n нескінченних циліндрів, розташованих в одній площині на необмеженій пластині. Рішення такої задачі отримано у вигляді температурного опору на одиницю

довжини циліндра. Тепловий потік, що відводиться ТС, можна розрахувати по співвідношенню:

$$Q_{TC} = \Re^{-1} h[t_2(\tau) - t_и(\tau)]N; \Re_h \approx \frac{1}{4 y_0 \lambda(w)} \left(\delta + \frac{2 y_0}{\pi} \ln \frac{y_0}{2\pi r_{II}} \right) \qquad (8)$$

При цьому вважається, що для даного відрізка часу τ процес квазістаціонарний, а значення t_2 і $t_и$ відомі, наприклад, розраховані по (4), (7).

Двокомпонентна модель теплопереносу в шарових апаратах. Для рухомого щільного шару розглядається дискретна двокомпонентна система "повітря-зерно", що омиває ряд ТС. Для кожного компоненту описання тепловіддачі проводиться як для суцільного середовища. По осі шахти виділена представницька чарунка об'ємом $V_я$, площею поперечного перетину $F_я$, що містить N термосифонів.

Прийняті допущення, що градієнт температури по координаті Z значно більше, ніж на перетині представницької чарунки, а температури насичення пари в ТС - однакові. Вважаються постійними теплофізичні властивості газу, повітря і зерна. Тоді, на конденсаційних дільницях ТС для потоку зерна справедливо:

$$G_3 c_{P3} \frac{dt_3}{dz} - \alpha_{B3}(t_B - t_3) F_я \varepsilon_V = \frac{N}{V_я} F_я F_K (t_и - t_3) \left(\frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_K} \right)^{-1} \qquad (9)$$

Якщо $t_B \approx t_3$, то міжкомпонентним теплообміном нехтують і співвідношення (9) спрощується.

Аналогічно можна записати для повітря і для газу на випарниках ТС.

Інтенсивність тепловіддачі при русі шару у поверхні ТС в значній мірі визначається механізмом обтікання.

Моделювання в системі "ротаційний ТС - дисперсний продукт". Обертання ротора призводить до збурення шару, головним чином по азимутальній координаті: $v(\varphi, r) = f(\bar{\rho}, \mu, \gamma, R, N_э)$ і зв'язане з величиною радіусу перемішуючого пристрою (висотою конденсатора) і електричною потужністю приводу ротора $Nэ$. Зовнішня задача істотно відрізняється від класичних з тривіальними геометричними і граничними умовами. Це система нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку в часткових похідних зі складними, рухомими граничними умовами. Аналітичного рішення у задачі немає. Методом теорії аналізу вимірностей система рівнянь приводиться до критеріальних рівнянь. Перше - це гідромеханічне рівняння, що зв'язує модифіковані числа Эйлера, Рейнольдса і конструктивні параметри ротора, кут γ, віднесений до базового значення γ_0. Теплообмін враховується

критеріальним рівнянням виду: $Nu = A\left(\mathrm{Re}^*\right)^n \mathrm{Pr}^m \left(\gamma/\gamma_0\right)^k$. Таким чином, задача зводиться до визначення констант у цих рівняннях експериментальним шляхом.

Дослідження внутрішньої задачі. Інтенсивність теплопередачі в РТС визначається інерційним прискоренням, товщиною шару рідкої фази. Для РТС з конденсатором типу «ялинка» (рис. 3.г) необхідно враховувати також кут нахилу РТС γ, кут між лопатю і віссю РТС β, висоту лопаті h. При цьому можливі різноманітні режими течії, що визначаються центрифуговим числом Фруда $Fr=\omega^2 R/g$, центрифуговим числом Рейнольдса $Re^*=\omega\delta^2/\nu$. Середня товщина шару рідини δ по колу в Re^* характеризує вплив кількості рідини. При більших значеннях частоти обертання РТС інтенсивність внутрішньої теплопередачі визначається в основному термічним опором шару теплоносія, а розподіл конденсату по осі труби - рівновагою діючих у шарі сил. Інтенсивне поле тяжіння створює гідростатичний тиск

$$P = P_П + \frac{\omega^2 \rho}{2}(R_П^2 - R_0^2) \qquad (10)$$

де Рп - тиск у паровому ядрі, а Rп - радіус обертання меж розділу "рідина-пар". При збільшенні ω товщина плівки зростає, росте площа поверхні змоченої теплоносієм, підвищується середній по поверхні коефіцієнт тепловіддачі. При деякому значенні ω досягається стабільний режим теплообміну і максимальні значення $\alpha_и$. При подальшому зростанні ω товщина плівки продовжує рости, але змочена поверхня не збільшується. Росте термічний опір шару рідини, $\alpha_и$ починає поволі знижуватися.

Складна ситуація на конденсаторі РТС. Помічено, що $\alpha_к$ на деяких режимах змінюється стрибком і призводить до кризи теплопередачі. Різниця між масовою силою і протидіючим їй градієнтом тиску дорівнює різниці масових сил в двох точках системи, тобто являє собою надлишкову масову силу F. Нахил РТС до горизонту передбачає гідростатичну різницю тиску. Тиск, зумовлений різницею густини пари $\rho_п$ і конденсату $\rho_ж$ для і-тої трубки РТС визначається:

$$\left(\Delta P_{Г.СТ}\right)_i = g\left(\rho_Ж - \rho_П\right)\left(d_0 + h\sin\beta + l_i \sin\gamma\right) \qquad (11)$$

Виконані дослідження дозволяють з достатнім ступенем обгрунтованості стверджувати, що на конденсаторі підвищення частоти обертання призводить до зростання консервативної дії центрифугових сил. Чим вище ω, тим складніше повернути конденсат в випарник РТС. Чим менше кут γ, тим менше вертається

конденсата у випарник. Таким чином, існує протиріччя: інтенсифікація зовнішньої задачі (зростання ω, зменшення γ) призводить до погіршення теплопередачі всередині РТС. З одного, боку пошук параметрів ω і γ є самостійною оптимізаційною задачею. З іншого боку, внутрішній термічний опір на РТС значно менший, ніж на границях "РТС-продукт". Тому, на першому етапі задача дослідження теплопередачі всередині РТС зводиться до встановлення кризи теплопередачі, тобто визначенню граничних значень ω, коли надлишкова масова сила F буде визначатися центрифуговими силами. Без врахування сил в'язкості і каріолісових баланс сил, відповідних кризі теплопередачі, визначається умовою: $F = F_u - F_g \geq 0$, що еквівалентне функції критичного числа Фруда $Fr_к$ (відповідного режиму запирання конденсату на трубах) від кутів γ і β. Проекція сил тяжіння Fu на вісь R визначається через кути γ і β

$$F_g(R) = mg\sin(\gamma + \beta) \tag{12}$$

Відношення центрифугових сил до проекції сил тяжіння $F_g(R)$ є цим центрифуговим числом Фруда:

$$Fr_u = \frac{\omega^2}{R \cdot g \cdot \sin(\gamma + \beta)} \tag{13}$$

Природно, що запирання конденсату в трубах викличе кризу теплопередачі, умовою якої є $Fr_u \geq 1$.

В четвертій главі проведені дослідження теплоаеродинамічної надійності термосифонних рекуператорів. Термічний опір кожного теплопередаючого модуля підкоряється законам розвитку корозійних процесів, що протікають у внутрішньому об'ємі ТС. Можливі три шляхи розвитку цих процесів. Перший - термічний опір ТС слабо змінюється (або залишається незмінним) і не досягає за час експлуатації $\tau_э$ граничного значення Rп. Другий - монотонна зміна Rт призводить до того, що при $\tau > \tau_э$ Rт > Rп, тобто експлуатація ТС вважається недоцільною. Третій - на момент часу τ_1 внаслідок механічних пошкоджень, які призводять до розгерметизації ТС, відбувається миттєве зростання Rт, теплопередача здійснюється тільки за рахунок теплопровідності корпуса. Вихід з ладу однієї або декількох ТС може не виявити практично помітного впливу на термічний опір ряду. Автономність, незалежність кожного теплопередаючого елементу згладжує загальну картину при раптовій аварії однієї ТС. В багаторядному рекуператорі надійність ще вище, і досягнення на будь-

якому ряді значення Rп згладиться загальною ситуацією на рекуператорі і його ефективність залишиться в межах норми.

Разом з тим, модульний принцип, підвищена надійність пучка, визначають проблему оцінки імовірності виходу з ладу теплопередаючих модулів і прогнозування часу безвідмовної роботи рекуператора. Якщо через утилізатор проходить аерозольний потік з твердими частинами продукту, то аналіз надійності апарату по Rт стає безглуздим. Численні дослідження показують, що зростання шару забруднень δ_3 має експоненційний характер. Природний експоненційний характер зміни термічного опору "потік - поверхня ТС". Від початкового значення Ro за рахунок твердих відкладень на поверхні величина Rг росте і досягає максимально допустимого значення Rmax. Після чистки величина термічного опору практично повертається до значення Ro. Однак, при прогнозі на тривалий термін експлуатації апарату слід зважати на те, що в часі змінюється і саме значення Ro. Тобто, в процесі тривалої експлуатації час досягнення Rmax буде зменшуватися, а чистку необхідно проводити частіше. І нарешті, настане час, коли експлуатувати рекуператор буде практичні невигідно.

Постійне зростання δ_3 на проміжку часу циклу призводить до зменшення живого перетину для проходу теплоносія, тобто до підвищення аеродинамічного опору термосифонного пучка. Характер зміни $\Delta P_Г$ за робочий цикл подібний характеру зміни Rз. Зростання $\Delta P_Г$ вимагає додаткових витрат електричної енергії на прокачування гарячого потоку. При цьому, зростання термічного опору Rз призведе до зниження теплової потужності рекуператора Q, тобто будуть рости витрати виробництва, викликані підвищенням розходу палива. Виходить, що ростуть витрати ΔUэ із-за додаткового навантаження нагнітувачів і зменшується величина економії палива ΔUт. Оскільки ΔUт і ΔUэ в цільову функцію входять з різними знаками, то зростання δ_3 веде до підвищення витрат виробництва як внаслідок зниження теплотехнічної ефективності, так і внаслідок зниження аеродинамічної ефективності. В загальному випадку необхідно шукати співвідношення вартості поверненої в технологію енергії за час від 0 до τ_1 і вартість простою апарату за період від τ_1 до τ_2 складеної з витратами на профілактику.

Оскільки термічний опір з боку гарячого потоку росте по експоненційному закону, то по експоненті буде зменшуватися утилізований тепловий потік: $Q(\tau) = Q_0[1 - A\exp(-B\tau)]$.

З моменту від τ_1 до τ_2 рекуператор відключений, тобто втрати утилізованої енергії складуть: $Э_{ПОТ} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_0[1 - A\exp(-B\tau)]d\tau$.

Профілактичні роботи вимагають витрат, зв'язаних з розбиранням, чисткою і збиранням рекуператора (або тільки чисткою) Цтр, а також визначаються вартістю енергії і потоку чистящої речовини Цр. Тому, ефективний режим експлуатації рекуператора визначається максимумом функціонала Фэк:

$$\Phi_{ЭК} = \frac{\int_0^{\tau_1} Q_0[1 - A\exp(-B\tau)]Z_Э d\tau}{Ц_{ТР} + Ц_Р + \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_0[1 - A\exp(-B\tau)]Z_Э d\tau} \qquad (14)$$

Чим менше проміжок до τ_1, тим ближче до максимального значення числівник (14), але тим більше і втрати від простою. Крім того, знаменник (14) визначається тривалістю від τ_1 до τ_2 і значеннями Цтр і Цр.

В п'ятій главі представлені результати експериментальних досліджень. Механіка руху шару зерна біля поверхні термосифонів. Досліди проводилися на прямокутній шахті із стінками з органічного скла. Висота шахти 1м, ширина і глибина по 150мм. Метод дослідження - візуальний, за допомогою "міченого шару". Конструкція випускного затвору дозволяла швидко "відтинати" шар і фіксувати положення зерен "міченого шару". Картини обтікання вивчалися і фотографувалися. В дослідах вимірювалася середня швидкість потоку і локальне значення швидкості на перетині циліндра. Досліджувалися одиночні труби, ряди і пучки.

Стабільний рух шару спостерігався при обтіканні рядів ТС за умови $S1 > 4d_э$. Ця умова і визначила мінімальні значення S_1/D. На основі візуальних досліджень механіки обтікання щільним гравітаційним шаром зерна одиночних труб, їх рядів і пучків встановлено:

1. Картини викривлення фронту зернового шару мають вигляд параболи з вершиною на лобовій точці труби (γ=0). Швидкість потоку чинить значно менший вплив на форму цього фронту, ніж діаметр труби.

2. Характер обтікання шаром зерна труби істотно відрізняється від схеми обтікання потоком нев'язкої рідини (рис. 5, лінія 1), кут контакту зерна з трубою росте з збільшенням діаметру труби.

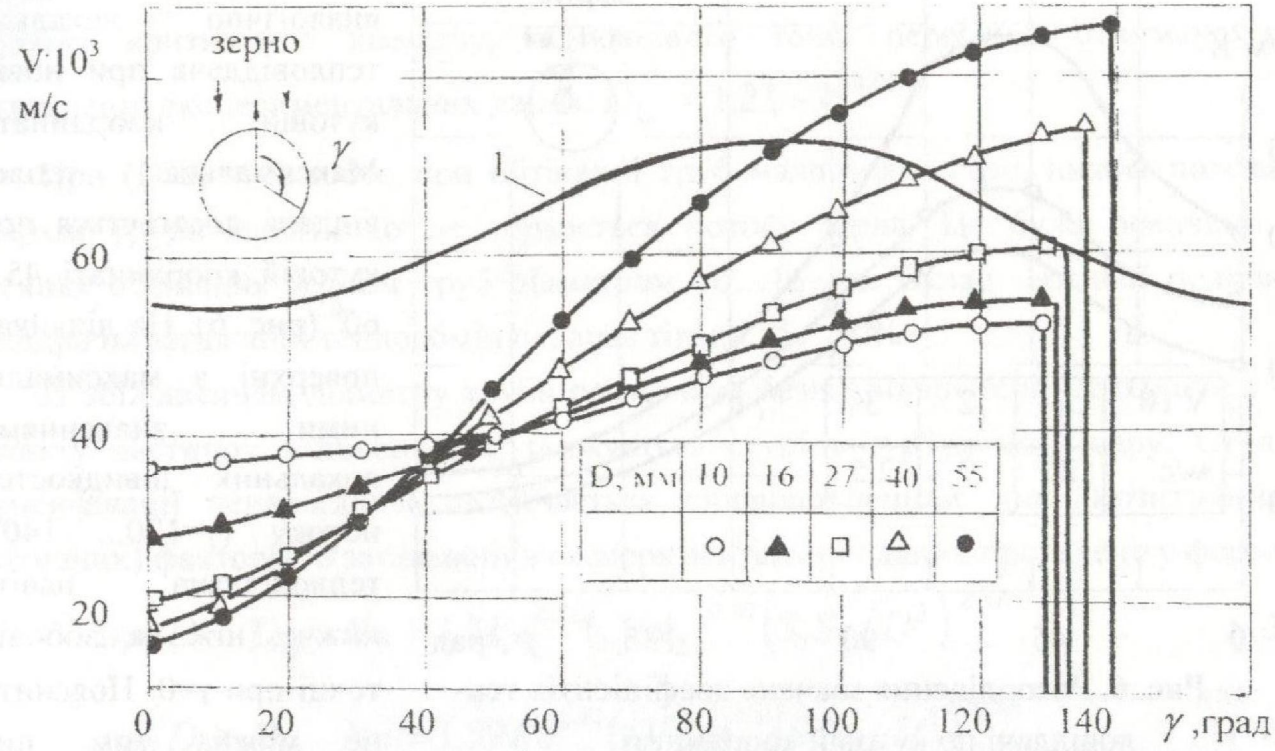


Рис. 5. Локальні значення швидкості шару зерна при обтіканні одиночної труби

3. Ступінь відхилення локального значення швидкості потоку від середнього значення по розвернутому перетину труби однакова для всіх діаметрів при γ=450 (рис. 5). З зростанням D нерівномірність локальних швидкостей потоку збільшується, причому найбільш істотно при $45^0 < \gamma < 315^0$.

4. Відносна зона збурення потоку із збільшенням D знижується.

5. Значення ступеня гальмування ψ для рядів і пучків узагальнюються двома кривими. Одна - для першого, друга - для наступних рядів. Середні значення Ψ для першого ряду в середньому в 2 рази вище.

Все це не дозволяє зробити однозначний висновок про якісний характер середньої і локальної тепловіддачі на трубах. Необхідні експериментальні дослідження на встановлених діапазонах D; S_1/D; S_2/D.

Локальна тепловіддача циліндричних труб зерновому потоку. Робочою ділянкою є макет ТС діаметром 33мм, виготовлений з дерева. На поверхні циліндра є заглиблення розміром 6х11мм, глибиною 15мм для блоку нагрівачів. Після досягнення стабільного режиму реєструвалися температура зерна t_3, температура поверхні нагрівача t_K, потужність нагрівача (тепловий потік) Q, середня швидкість шару.

Кн. 0, 17324
ОДАХТ

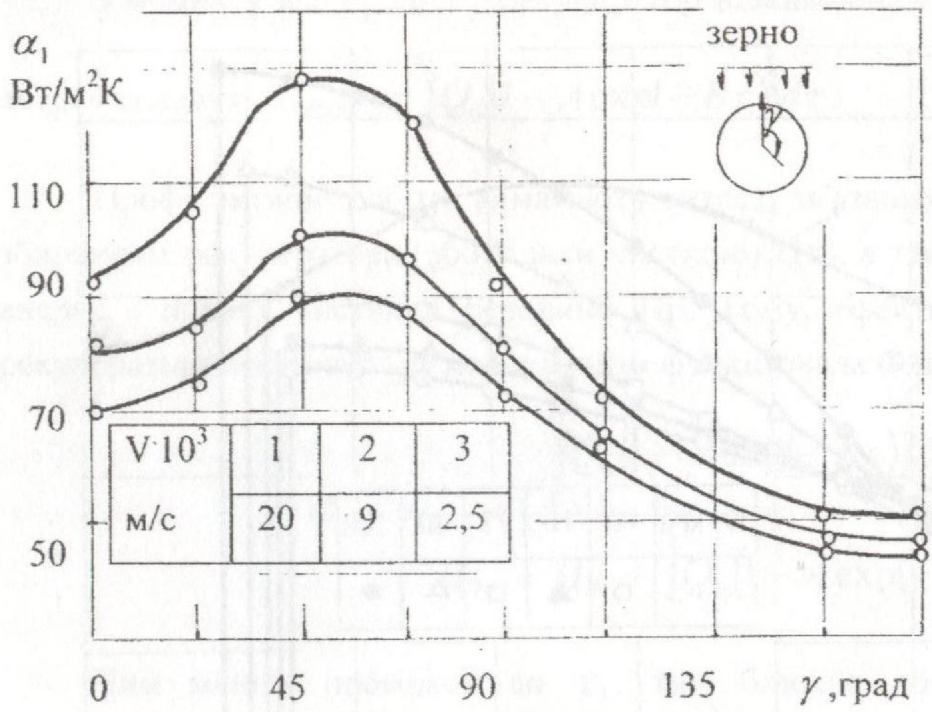


Рис. 6. Розподілення значень коефіцієнтів тепловіддачі по кутовій координаті

Поворотом калориметра на 22.5^0 визначалася аналогічно локальна тепловіддача при новій кутовій координаті. Максимальна тепловіддача досягається при кутовій координаті 45... 60^0 (рис. 6). На ділянках поверхні з максимальними значеннями локальних швидкостей потоку (γ=120... 140^0) тепловіддача навіть нижче, ніж на лобовій точці при γ=0. Пояснити це можна тим, що, починаючи з $\gamma>60^0$, відбувається розрідження шару, параметр $\bar{\rho}$ (приведена щільність шару) знижується. В зоні відриву шару (γ>130... 140^0) тепловіддача здійснюється, в основному, повітрю. При $\gamma > 150^0$ значення α стабілізуються і слабо залежать від швидкості. Цікаво, що максимальні значення локальної тепловіддачі ростуть з збільшенням V (рис. 6). Відхилення локальних від середніх значень α в межах ±30... 50%.

Всі залежності середніх значень коефіцієнтів тепловіддачі одиночної труби від швидкості потоку для різноманітних діаметрів труб мають подібний характер. Із збільшенням середньої швидкості потоку зерна росте значення середнього по поверхні труби коефіцієнта тепловіддачі. Це пояснюється умовами обтікання потоком поверхні труби. З одного боку, зростання V призводить до деякого розпушення шару, до зменшення ρ. Це негативний фактор. З іншого боку, зростання V призводить до збільшення зони збурення шару, тобто до додаткового обертання, переміщення зернівок. Така турбулізація потоку разом із зниженням часу контакту зернівок з поверхнею труби інтенсифікує тепловіддачу. Специфічним є вплив діаметру труби. Спочатку, зростання D супроводжується зростанням α. Це пояснюється зменшенням куту зони відриву потоку (рис. 5), тобто "працює" більша поверхня труби. Однак, досягнувши деякого максимуму, α починає знижуватися. З зростанням V, значення α_{max} зміщаються в сторону більших D. Все це зв'язано з

формуванням застійної зони в лобовій частині труби. Із зростанням швидкості необхідний більший діаметр для утримання застійної зони зернового шару. Значення критичного діаметру, відповідного точці перегину, отримане при узагальненні експериментальних даних: $D_{kp} = 1{,}21 - V^{0.05}$

При (D/d) < 8, тобто при обтіканні труб малого діаметру, нижня половина поверхні труби практично не торкається потоку зерна. Це було помічено на картинах обтікання зерном труб діаметром 10…16 мм. Вклад нижньої половини циліндра на загальний теплообмін складає тільки 25…30%.

Із збільшенням діаметру труби росте зона безвідривної течії, але росте і час контакту частинок з поверхнею, знижується ступінь турбулізації шару. Ступінь інтенсифікації тепловіддачі визначається співвідношенням цих (позитивних і негативних) факторів. Узагальнення експериментальних даних проведене у формі:

$$\text{при } D < D_{kp} \quad Nu = 1{,}3 Pe^{0{,}11} \left(D/d_3\right)^{0.93} \left(S_1 S_2 / D^2\right)^{-0.18}, \qquad (15)$$

$$\text{при } D \geq D_{kp} \quad Nu = 1{,}59 Pe^{0.11} \left(D/d_3\right)^{0.6} \left(S_1 S_2 / D^2\right)^{-0.18} \qquad (16)$$

Теплопередача плоских труб зерновому потоку. Характер обтікання вивчався на пластинах товщиною 4 мм і висотою 10, 20, 35, 50 мм. Методика "міченого" шару дозволила отримати картини обтікання плоских поверхні щільним шаром зерна.

Вирішальний вплив має крок між пластинами. При $S_1 \leq h$ спостерігалися режими неякісного руху шару. На основі отриманих картин обтікання побудовані залежності ступеня гальмування шару у поверхні. Оскільки, з зростанням середньої швидкості руху шару V, локальні швидкості практично однаково відрізняються від максимальних значень, то параметр Ψ залежить тільки від координати x і від кроку між пластинами S_1. Локальні значення коефіцієнтів тепловіддачі практично не відрізняються по висоті поверхні пластини. В результаті, середні значення α практично не залежать від h. При нестісненому русі шару (при V= const) коефіцієнт тепловіддачі практично постійний при всіх значеннях кроку S1. Основний вплив визначає швидкість руху шару (рис. 7). Експериментальні дослідження показали, що інтенсивність тепловіддачі при малих швидкостях руху шару практично в два рази вище, ніж на трубах. На діапазоні високих V перевищення α зберігається в 1.5 рази.

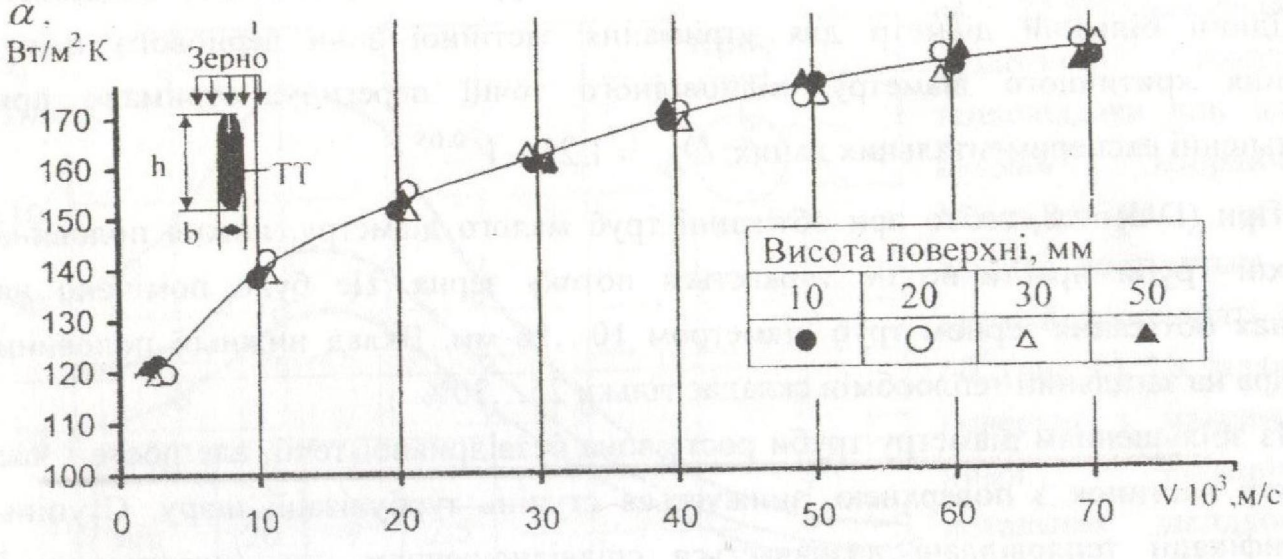


Рис. 7. Значення коефіцієнта тепловіддачі при обтіканні зерном плоских поверхонь

Дослідження властивостей R-318B2. Для дослідження термічних властивостей R-318B2 в широкому діапазоні параметрів стану створена експериментальна установка, що реалізує метод пьезометра постійного об'єму з мембранним нуль-індикатором.

Необхідна інформація про тиск насиченої пари R-318B2 в інтервалі температур 379...523 К була отримана на підставі рівняння кривої пружності, наведеного у вигляді

$$\ln P_s = \sum_{i=0}^{5} a_i \left(\frac{100}{T}\right)^{i-1}, \qquad (17)$$

де a_0=2.857280·10^0, $a1$=-3.050523·10^1, a_2=9.812035·10^1, a_3=2.501899·10^2 ,a_4=-2.326299·10^3 ,a_5=3.510857·10^3.

Розрахунок ентальпії, ентропії, ізохорної і ізобарної теплоємності здійснювався по аналітичним залежностям, отриманим з використанням диференціальних співвідношень термодинаміки. З урахуванням позначень

$$A_i^o = \sum_{j=0}^{Si} b_{ij} / \tau^j \qquad A_i^3 = \sum_{j=0}^{Si} b_{ij} \frac{i+j}{i\tau^j} \qquad A_i^5 = \sum_{j=0}^{Si} b_{ij} \frac{j(1-j)}{i\tau^j} \qquad (18)$$

отримані рівняння для розрахунку:

стискуваності	ентальпії	Теплоємності
$Z = 1 + \sum_{j=1}^{r} A_i^o \omega^i$	$h = h^0 + RT\sum_{i=1}^{r} A_i^3 \omega^i$	$C_V = C_{V_0} + R\sum_{i=1}^{r} A_i^5 \omega^i$

Густина при заданих P і T знаходилась із рівняння

$$P - \rho RT\left(1 - \sum_{i=1}^{r} A_i^0 \omega^{-i}\right) = 0 \qquad (19)$$

методом "золотого перетину". В цьому випадку, якщо пошук кореня закінчувався невдало, для знаходження щільності використовувалася програма одновимірного пошуку, що реалізує алгоритм Г. Коггінса.

В шостій главі наведені результати ресурсних досліджень хладонових теплових труб. У хладонів, як робочих тіл для технологічних апаратів харчових виробництв, є дві серйозні переваги. По-перше, у хладонів, на молекулах яких водень заміщений повністю фтором, хлором, бромом, корозійна активність дуже мала і не повинна призводити до практичних відчутних змін термічного опору сталевих ТТ. По-друге, на діапазоні коливань температур навколишнього середовища у хладонових ТТ неможлива розгерметизація із-за замерзання теплоносія. Однак, дослідження з хладоновими ТТ практично не проводилися.

Окремою задачею є вибір хладона. Серед великої кількості хладонів перспективними для ТС є R113 і R318B2. Досліджувалися термосифони, які в зоні випаровування мали внутрішню різьбу з дрібним кроком. Наявність різьби з одного боку розвиває теплопередаючу поверхню, а з іншого боку, за рахунок сил поверхневого натягу забезпечує змочуваність поверхні теплоносієм. Особливо це важливо при зміні куту нахилу ТС. Хладонові термосифони мають допустимі значення Rт (більш низькі, ніж у ацетонового ТС), характеризуються меншою нерівномірністю температур по конденсатору. Нерівномірність температур ацетонового ТС при переводі у вертикальне положення зменшується на 40% в зоні випаровування і на 82% на зоні конденсації. Для хладонових ТС ці коливання менш помітні. Зроблено висновок, що ТС краще розміщувати на апаратах під кутом $\gamma>15$.

Метою ресурсних досліджень було підтвердити експериментальні положення про високу стабільність ТС з хладоновими теплоносіями. Результати ресурсних досліджень, проведених на ТС 1 (заправлений R-113), ТС 2 (заправлений R-318B2), а, також, на ТС 3 (працюючої на ацетоні), приведені на рис 8. Досліди проводилися більше року. На ТС 3 помітно збільшення довжини холодної зони у торця конденсатора. Знижується і температура торця в порівнянні із середньою температурою поверхні конденсатора. Це свідчить про виділення всередині ТС 3 неконденсуючогося газу. На хладонових ТС 1 і 2 менші нерівномірності температур по поверхні, відсутня холодна зона у торця конденсатора. Термічний опір ТС 3, за рік експлуатації змінився на 25%, а коливання температури хладонових ТС залишалися в межах 10% (рис. 8).

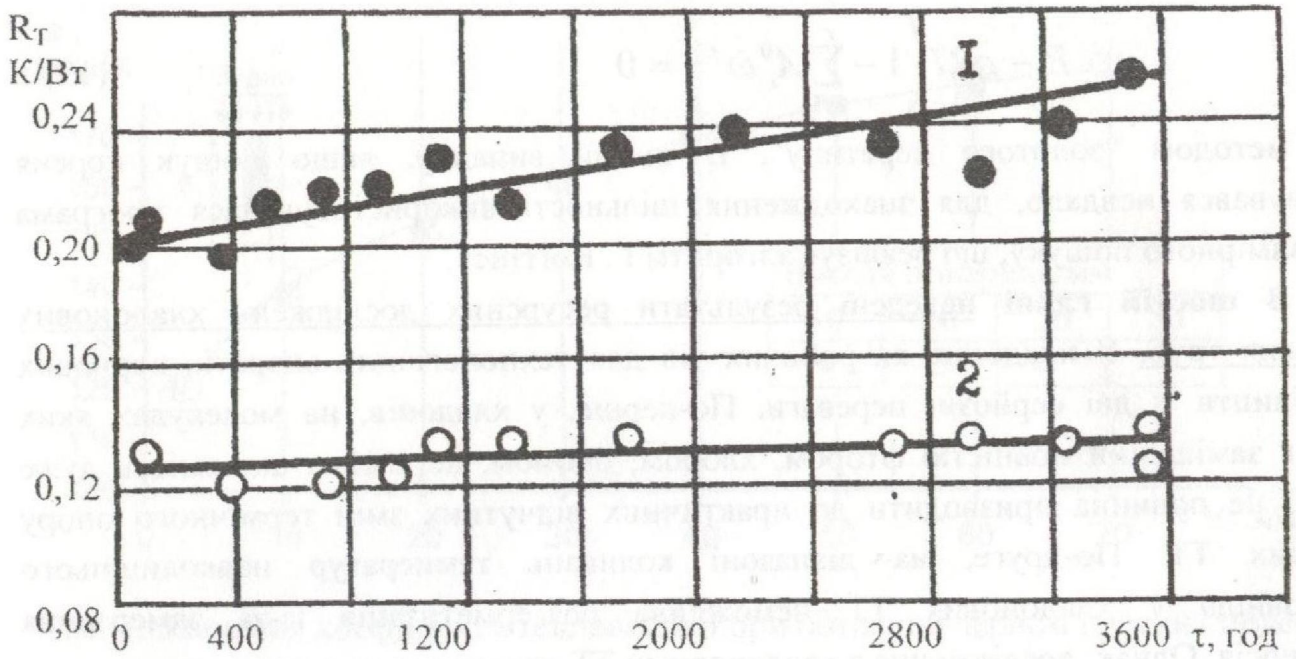


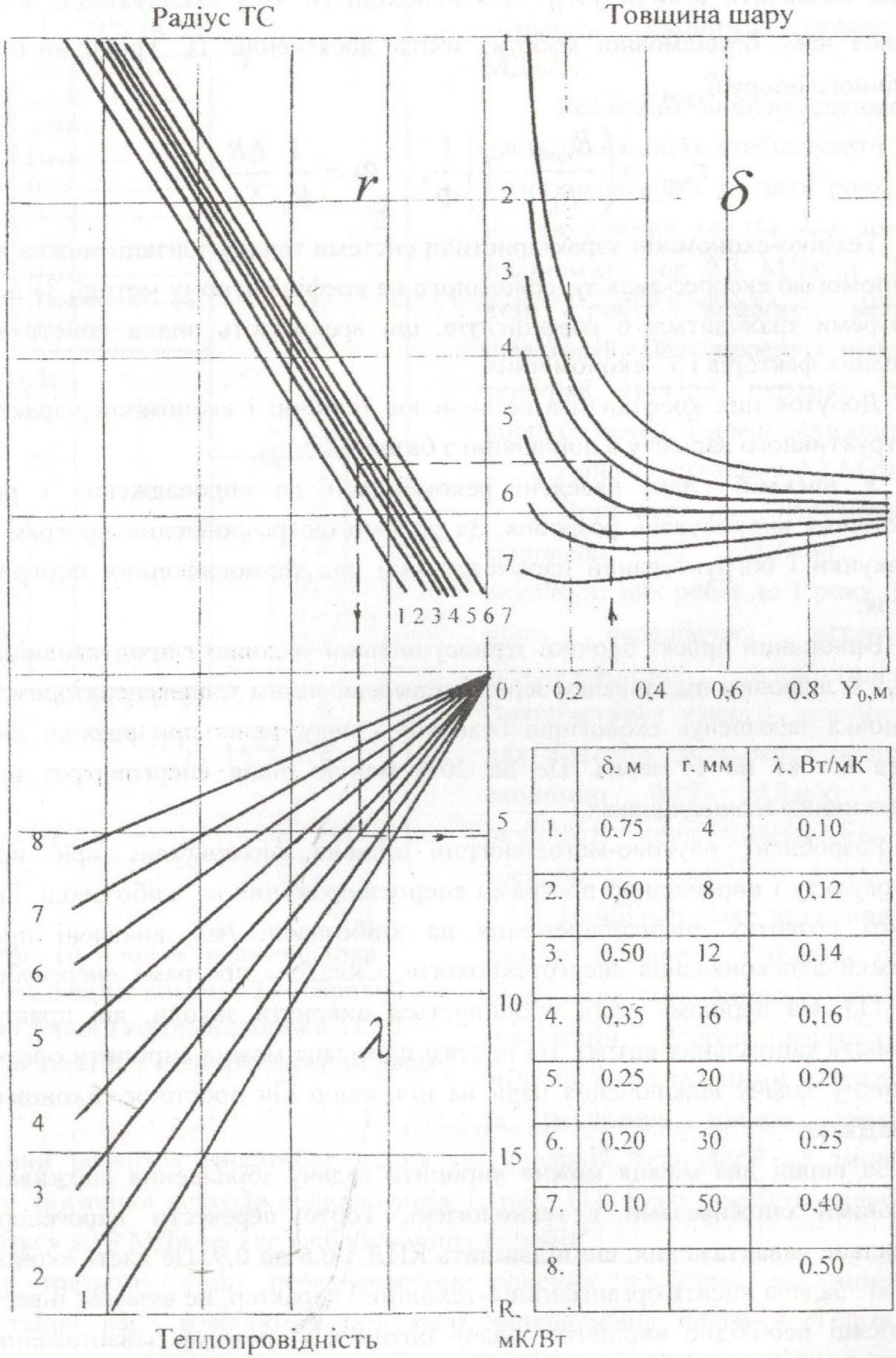
Рис. 8. Ресурсні характеристики термосифонів
1 – вуглецева сталь-ацетон; 2 - вуглецева сталь - хладон

По рівню термічних опорів і по ресурсним характеристикам ТС з вуглецевої сталі із канавчатою різьбовою капілярною структурою на випарнику, заправлені хладонами R-113, R-318B2 можна рекомендувати для обладнання харчових виробництв.

В сьомій главі представлені інженерні методи розрахунку апаратів з ТС. Результати проведених досліджень використані при розробці алгоритмів і комп'ютерних програм для розрахунку запропонованих схем (рис. 3). Визначені алгоритми розрахунку теплофізичних властивостей потоків і продукту, термодинамічних і економічних розрахунків, різноманітних випадків теплопередачі як всередині ТС, так і на границі з потоком. На основі варіантних розрахунків на ПЕОМ побудовані номограми для експрес-оцінки ефективності теплоутилізації, області стабільної роботи ротаційного термосифону, ресурсу ТС. Дана номограма для проектування автономної термосифонної системи охолоджування силосів (рис. 9).

Методика прискорених ресурсних іспитів передбачає отримання інформації по виміру R_{TC} при номінальному навантаженні в режимі «регулярного старіння».

Цей режим настає після приробки, час якої 500 г для ТС "'мідь-вода», "алюміній-аміак", "сталь-аміак" і 1000 г. для інших пар "теплоносій-матеріал ТС».



	δ, м	r, мм	λ, Вт/мК
1.	0,75	4	0,10
2.	0,60	8	0,12
3.	0,50	12	0,14
4.	0,35	16	0,16
5.	0,25	20	0,20
6.	0,20	30	0,25
7.	0,10	50	0,40
8.			0,50

Рис. 9. Номограма для розрахунку автономної термосифонної системи охолоджування зерносховищ

По отриманому в дослідах параметру якості (Ф) за допомогою номограми можна визначити величину R_{TC} для необхідного часу експлуатації, або зробити прогноз часу безвідмовної роботи, тобто досягнення ТС граничного значення термічного опору $R_{пред}$:

$$\tau_{пред} = \left(\frac{R_{пред}}{R_0} - 1 \right) \frac{1}{\Phi}, \qquad \Phi = \frac{1}{R_0} \frac{\Delta R}{\Delta \tau} \tag{20}$$

Техніко-економічні характеристики системи теплоутилізації можна визначити за допомогою експрес-аналізу, основаного на коефіцієнтному методі. За допомогою номограми знаходяться 6 коефіцієнтів, що враховують вплив конструктивних і режимних факторів і 3 - економічних.

Добуток цих коефіцієнтів встановлює технічні і економічні характеристики конструктивного варіанту в порівнянні з базовим.

У восьмій главі наведені рекомендації до впровадження і результати виробничих випробувань розробок. За допомогою розроблених програм виконані розрахунки і обгрунтований параметричний ряд термосифонних підігрівачів для повітря.

Виконаний проект блочної зерносушильної установки продуктивністю 6 т на годину із шаровим підігрівачем зерна і термосифонним теплогенератором (рис. 10). Установка забезпечує екологічно безпечну сушку зерна при розході дизельного палива 6.6 кг на 1т зерна. Це на 20% менше рівня енерговитрат на діючих конвективних зерносушарках.

Розроблені науково-методологічні основи використані при проведенні енергоаудиту і виробленню програми енергозбереження на хлібозаводі. Зроблений прогноз розвитку енергозбереження на хлібозаводі №3, виявлені пріоритетні напрямки вдосконалення енерготехнологій. Складена програма енергозбереження (рис. 11). На першому етапі пропонується виконати заходи, які практично, не вимагають капітальних витрат. На протязі півмісяця можна вирішити організаційно - технічну задачу відключення пари на піч, якщо піч простоює. Економія складе 2.31 МДж/кг.

За перші два місяця можна вирішити задачу збільшення споживання пара зовнішніми споживачами і технологією. Тобто перевести парогенератор на номінальне навантаження, що підвищить КПД з 0.6 до 0.9. Це дасть економію 1.58 МДж/кг. Задача носить організаційно-технічний характер, не вимагає інвестицій. За три місяці необхідно вирішити задачу оптимізації режиму завантаження печей, скорочення відношення періоду "розігріву" до часу роботи печі. Це не вимагає інвестицій і дає економію 0.4 МДж/кг. За 4 місяці необхідно перейти з парової на

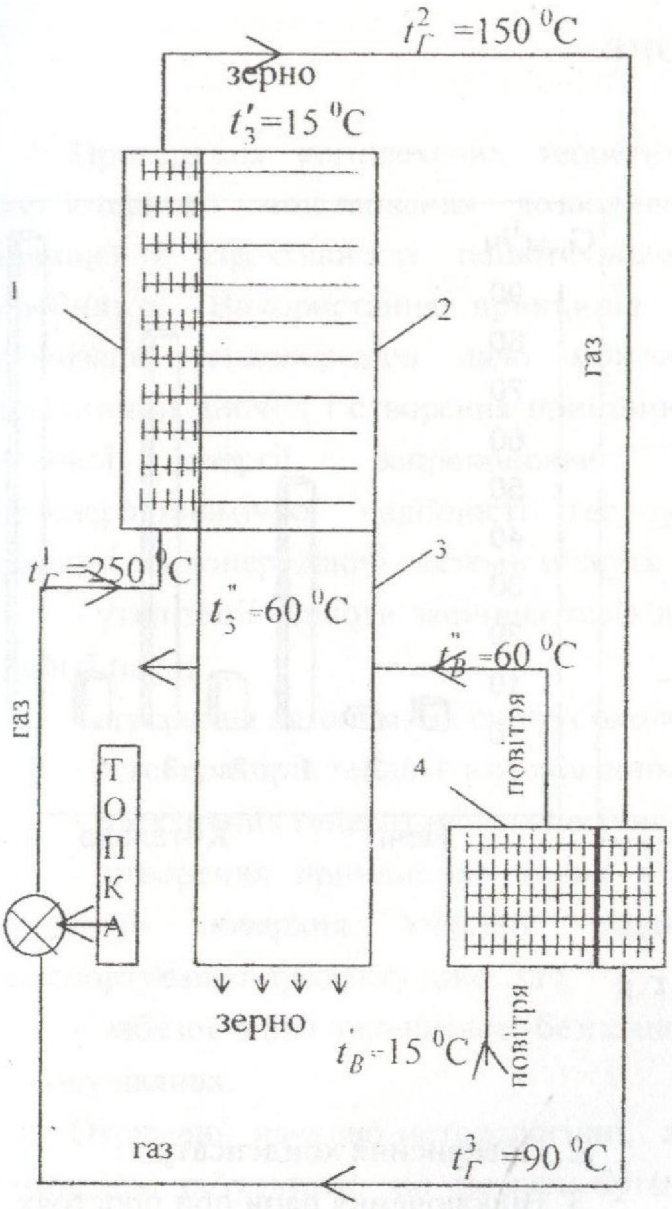


Рис. 10. Блочна зерносушарка
1 - газоход з випарниками; 2 – шаровий підігрівач зерна з конденсаторами ТС; 3 - сушильна шахта; 4 - термосифонний калорифер

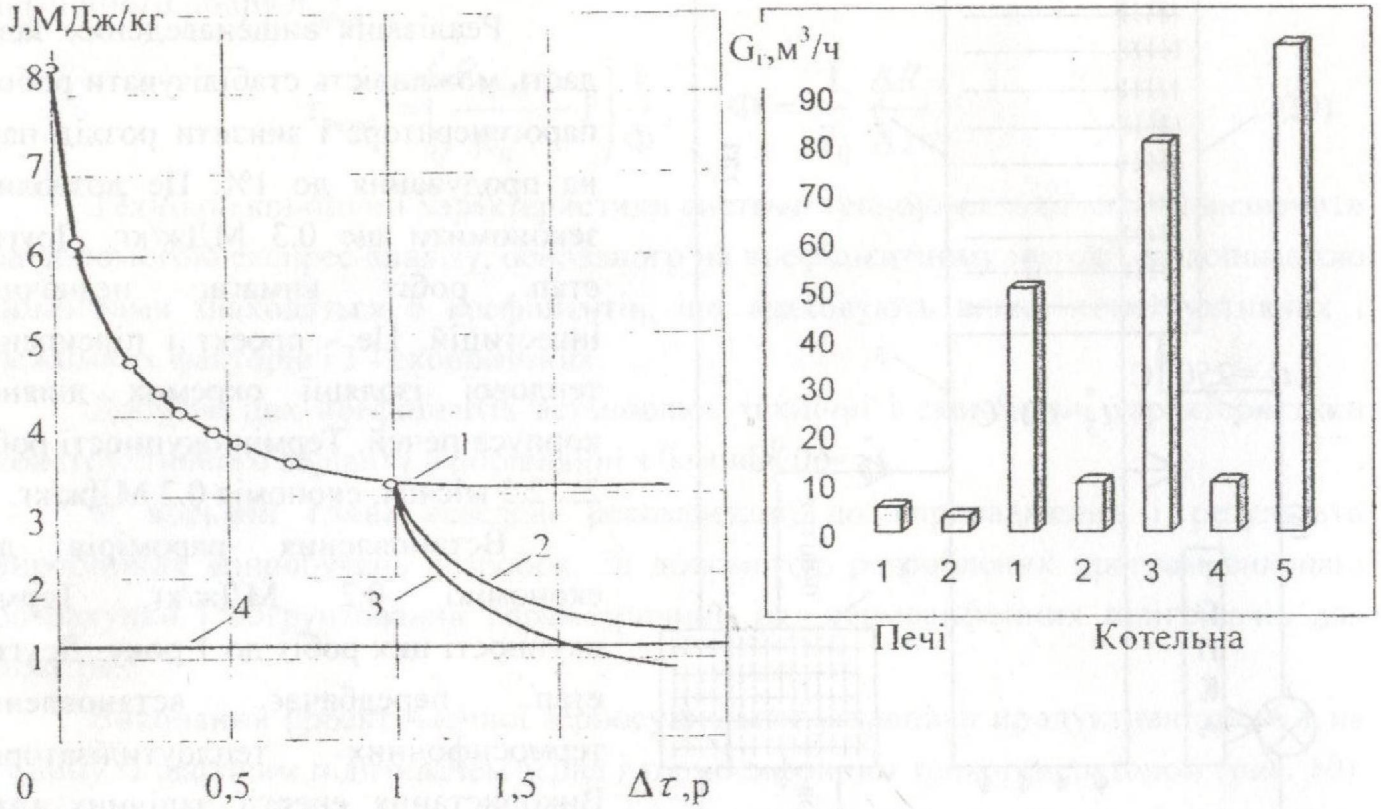
водяну систему опалення і вирішити задачу повернення конденсату в котельну. Економія складе 0.29 МДж/кг.

Реалізація вищенаведених задач дасть можливість стабілізувати роботу парогенератора і знизити розхід пари на продування до 1%. Це дозволить зекономити ще 0.3 МДж/кг. Другий етап робіт вимагає незначних інвестицій. Це - проект і підсилення теплової ізоляції окремих ділянок корпуса печей. Термін окупності робіт 2... 2.5 місяця, економія 0.2 МДж/кг.

Встановлення паромірів дає економію 0.2 МДж/кг. Термін окупності цих робіт до 1 року. Другий етап передбачає встановлення термосифонних теплоутилізаторів. Використання енергії запічних газів для підігріву дуттьового повітря дає економію 0.17 МДж/кг. Термін окупності теплоутилізаторів 6... 8 місяців.

Найбільш різке зниження витрат палива зв'язане з заходами першого етапу, що не вимагає, практично, інвестицій. Роботи другого етапу зв'язані з капітальними витратами але їх реалізація цілком виправдана. Подальший розвиток енергозбереження по існуючій технології не зможе дати значного зниження розходу палива (лінія 1, рис. 11). Енергоємкість виробництва наблизиться до 3 МДж на 1кг хлібобулочних виробів.

На третьому етапі передбачається рішення проблеми нераціонального використання пара в хлібопекарній печі, відключення печей від споживання котельного пара. Тут є два шляхи. Перший зв'язаний з технологією локального зволоження хліба, другий - з модернізацією енерготехнологій печей.



Печі

1. Посилення ізоляції.
2. Встановлення теплоутилізатора

Котельна

1. Експлуатація при номінальній паропродуктивності
2. Повернення конденсату.
3. Відключення пари при простоях.
4. Зниження безперервного продування.
5. Локальне зволоження хліба.

а) прогноз розвитку ЕЗБ

б) ефект впровадження ЕЗБ

Рис. 11. Програма енергозбереження на хлібозаводі

Перший шлях (лінія 2, рис. 11) вимагає виконання технологічних і конструкторських проробок, інвестицій, але може наблизити енерговитрати на хлібопечення до досягнутого до теперішнього часу рівня J=1.18 МДж/кг (лінія 4, рис. 11). Другий шлях - оптимізація режиму рециркуляції теплоносія в печі, встановлення на газоході термосифонних котлів - утилізаторів. Такі утилізатори теплоти запічних газів зможуть забезпечити отримання водяної пари до 0.3...0.4 МПа. Використання пари на технологічних апаратах заводу, в системі опалення, модернізація системи рециркуляції печей дозволить перейти досягнутий рівень енерговитрат (лінія 3, рис.11) і наблизитися до значення J=0.9МДж на 1кг хлібобулочних виробів.

ВИСНОВКИ

Проведення комплексних теоретичних і експериментальних досліджень, комп'ютерного моделювання дозволило розробити науково-технічні основи підвищення ефективності теплотехнологій хлібопекарних і зернопереробних виробництв. Використання принципів системного підходу, сучасних засобів організації теплопередачі дало можливість знайти і обгрунтувати шляхи модернізації діючих і створення принципово нових схем передачі і трансформації теплової енергії. Запропоновані нові підходи до прогнозування теплоаеродинамічної надійності теплоутилізаційних апаратів. Показано, що двофазні теплопередаючі системи можуть вирішити проблеми:

- утилізації теплоти запічних газів для нагріву дуттьового повітря і генерації водяної пари;
- створення автономних систем охолоджування зерна в силосах (рис. 3.в);
- регенераторів теплоти потоків сипких матеріалів (рис. 3.б);
- ефективних генераторів екологічно чистого сушильного агента;
- створення принципово нових термомеханічних апаратів, в яких теплопередаюча поверхня здійснює водночас перемішування, дробління або транспортування продукту (рис. 3.г);
- забезпечення екологічно безпечної сушки зерна при зниженні питомого розходу палива.

Отримані науково-методологічні, аналітичні, експериментальні, дослідно-промислові результати, які можуть бути використані при подальшому розвитку теорії енергозбереження в різноманітних галузях промисловості.

В результаті роботи встановлено наступне:

1. Різноманітність і специфіка прикладних задач з використанням ТС в процесах і апаратах, гостра актуальність проблеми енергозбереження вимагають застосування методів системного підходу, створення наукових основ і практики впровадження двофазних теплопередаючих модулів для вдосконалення теплотехнологій в хлібопекарній і зернопереробній галузях

2. Введення понять "потенціал енергозбереження", "невикористана потужність", використання сучасних досягнень теорії системних досліджень дозволило сформулювати загальні принципи аналізу теплотехнологічних проектів, співставити їх ефективність з світовим рівнем, дати прогноз розвитку енергозбереження.

3. Формалізація задачі дослідження теплового стану складного енерготехнологічного комплексу є нетривіальною задачею і вимагає системного підходу. Прийнятний результат одержується при побудові енергографу комплексу,

електротеплової моделі з подальшим використанням математичного апарату теорії ланцюгів. Запропонована ієрархічна модель і коефіцієнтний метод (2) визначають як величину, так і причини втрат теплової енергії на багаторівневих схемах її трансформації і транспортування. Обгрунтований метод вдосконалення схем на основі рішення зворотних задач теплопровідності (3).

4. Запропонована класифікація науково-технічних проблем дозволила звести різноманітні системи і апарати з ТС до трьох теплофізичних моделей теплопереносу:

"нерухома зернова маса - ТС", "зерновий потік - пучок ТС", "ротаційний ТС – шар дисперсного матеріалу". Перша задача для нестаціонарних умов вирішена на основі принципу суперпозицій (4), для стаціонарних умов з урахуванням специфіки зернової маси задача вирішена в формі залежності термічного опору шару з ТС від їх конструкцій і умов установки (8). Друга задача враховує міжкомпонентний теплообмін і представлена у вигляді двокомпонентної моделі (9). У третьому випадку рішення дане як для внутрішньої, так і для зовнішньої задачі.

5. Визначено, як мінімум, два етапи розвитку корозійних процесів в термосифоні і характер зміни R_{TC}. Встановлено, що після приробки (500... 1000 г.) настає режим практично регулярного "старіння", ресурсна модель якого будується на основі показника якості ТС, який враховує особливості технології, конструкції і рівня термічного впливу. На основі розробленої номограми встановлюється значення R_{TC} для необхідного терміну експлуатації.

6. Експериментальні дослідження теплофізичних властивостей хладона R-318B2 показали, що він має більш пологу залежність температури кипіння від тиску, ніж вода. Тому для теплоутилізаційних апаратів рекомендуються ТС, працюючі на хладонах R-113, R-318B2, які виключають розгерметизацію при від'ємних температурах. Хладонові ТС мають незначний ріст R_{TC}, що підтверджено дослідженнями автора (рис. 8).

7. Узагальнення експериментальних даних по механіці обтікання і теплообміну щільного гравітаційного шару зерна з поверхнею ТС проведене з урахуванням швидкості потоку, діаметру і компонування ТС. Встановлено, що швидкість потоку чинить менший вплив на картини обтікання, ніж діаметр ТС. Граничні значення локальних швидкостей потоку, степені гальмування шару і його приведеної густини не співпадають по кутовій координаті. В результаті, інтенсивність тепловіддачі має складний характер від режимних і конструктивних параметрів. Встановлено співвідношення діаметру ТС і швидкості шару при яких число Nu необхідно розраховувати по співвідношенню (15) або (16).

8. Розроблені математичні моделі розглянутих задач відносяться до класу сполучених. Це задачі складного теплообміну. Як правило, кондуктивно-

конвективного з одночасним виділенням або поглинанням теплоти внутрішніми фазовими джерелами - ТС. Структуризація розрахунків апаратів з ТС визначила чотири узагальнених, специфічних групи алгоритмів: теплофізичних властивостей потоків і продуктів, аеродинамічних або механічних характеристик потоків, термічних опорів конвективної тепловіддачі "потік-ТС", термічного опору ТС і економічних параметрів. Розроблені узагальнені структури дозволили вирішити всю різноманітність прямих і зворотних задач, включаючи оптимізаційні. Для проектування термосифонних теплогенераторів, теплоутилізаторів, системи охолоджування силосів і прогнозування ресурсу термосифонів запропоновані номограми.

9. Результати енергетичного аудиту на хлібопекарних підприємствах показують, що є значні резерви для різкого зниження енергоспоживання. Так, на першому етапі за рахунок організаційно-технічних заходів (оптимізація режиму роботи парогенератора і печей, усунення прямих втрат пари і т. п.), які не вимагають інвестицій, можна економити від 0.5 до 4.3 МДж на 1кг хлібобулочних виробів. На другому етапі за рахунок незначних капітальних витрат на підсилення теплоізоляції корпуса печей, встановлення паромірів, термосифонних теплоутилізаторів для підігріву дуттьового повітря економиться від 0.3 до 0.6 МДж/кг. Термін окупності цих робіт в межах одного року. На третьому етапі ліквідація втрат пари в печах і встановлення термосифонних котлів-утилізаторів теплоти запічних газів дозволить довести рівень енерговитрат до 0.9 МДж/кг.

10. Встановлення термосифонних утилізаторів на шахтних зерносушарках дає економію палива від 7.5 до 20% в залежності від типу установки. Термін окупності робіт в межах року. Розроблена блочна зерносушарка з термосифонними шаровим підігрівачем зерна і теплогенератором забезпечує екологічно безпечну технологію сушки при розході 6.6 кг дизельного палива на 1т зерна. Теплові режими зерносховищ можуть бути забезпечені автономною термосифонною системою охолоджування, що не вимагає експлуатаційних видатків.

УМОВНІ ПОЗНАЧКИ

α - коефіцієнт тепловіддачі; γ - кут нахилу до горизонту;δ - товщина;ε_v - міжкомпонентна поверхня на 1 м^3; ϑ - надлишкова температура; λ - коефіцієнт теплопровідності;ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості; ρ - густина; τ - час; a - коефіцієнт температуропровідності; D, d - діаметр; F - площа поверхні; G - розхід; h - висота; J - питомі витрати енергії; N - потужність, число; M - розхід; P - тиск; Q - тепловий потік; R - термічний опір; r - радіус; S1, S2 - поперечний і повздовжній крок; t - температура; V - об'єм, швидкість; Z - координата, вартість; Bi - число Біо; Fo - число Фурье; Fr - число Фруда; Nu - число Нусельта; Pe - число Пекле; РТС –

ротаційний термосифон; ТТ - теплова труба; ТС - термосифон; Э - енергія; ЕЗБ - енергозбереження. Індекси: в - повітря; г - гарячий потік; ж - рідина; з - зерно; і - випаровування; к - конденсація; н - насичення; о - початковий, основа; с – навколишнє середовище; п - пара, продукт; т - паливо; х - холодний потік; ц - цех; э - енергоносій; я - чарунка.

Зміст дисертації опублікований в наступних основних роботах:

1. Гайда С. Науково-методологічні основи енергозаощадження в харчових технологіях //Удосконалення існуючих і розробка нових технологій для харчової та переробної промисловості. –Одеса: "ТЭС". -1998. - Вип.18.-С. 214 - 217.

2. Гайда С. Системный анализ энерготехнологий хлебопекарного производства //Проблеми та перспективи розвитку виробництва та споживання хлібопродуктів. -Одеса: ОДАХТ. -1997.-Т.6.- С.10-13.

3. Гайда С. Коэффициентный метод расчета термосифонных рекуператоров //Экология человека и проблемы воспитания молодых ученых. –Одеса: Астропринт. -1997.- Ч.2.-С.372-376.

4. Гайда С. Методы оценки эффективности энерготехнологий зерносушения //Проблеми та перспективи розвитку виробництва та споживання хлібопродуктів. -Одеса: ОДАХТ. -1997.-Т.6.- С.13-16.

5. Гайда С. Теплоаеродинамічна надійність термосифонних утилізаторів для харчових виробництв //Удосконалення існуючих і розробка нових технологій для харчової та зернопереробної промисловості. –Одеса: ОДАХТ. -1997.-Вип.17.- С.162-167.

6. Гайда С. Коррозия тепловых труб из нержавеющей стали в дистиллированной воде //Процессы при защите окружающей среды. –Ополе: Uniwersytetu Opolskiego. –1997. -С. 93-97.

7. Гайда С., Геллер В.З., Запорожан Г.В. Экспериментальноеисследование сжимаемости фреона 318В2 // Энергетика. - 1983. -№5. -С.103-105.

8. Гайда С., Геллер А.З., Запорожан Г.В. Исследование кривой упругости фреона-318В2 // Энергетика. -1983. - №10. -С.114-116.

9. Бурдо О.Г., Гайда С., Книш О.І. Інтенсифікація тепломасопереносу та зниження енерговитрат при обезвожуванні харчових продуктів //Удосконалення існуючих і розробка нових технологій для харчової та зернопереробної промисловості. -Одеса: ОДАХТ.- 1997.-Вип.17.- С.248-258.

10. Бурдо О.Г., Гайда С., Терзиев В.Г. Обратные задачи теплопроводности при энергетической оптимизации пищевых технологий //Экология человека и проблемы воспитания молодых ученых. –Одеса: Астропринт.-1997.- Ч.2.-С.281-283.

11. Станевський О.Л., Гайда С., Бурдо О.Г. Моделювання аерозольних потоків з реагуючими частинами. //Удосконалення існуючих і розробка нових технологій для харчової та зернопереробної промисловості. -Одеса: "ТЭС".- 1998.-

Вип. 18.- С.217-221.

12. Гамолич В. Я., Гайда С., Козак Ю.А. Марковские цепи при моделировании теплопереноса в зерновом потоке //Проблеми та перспективи розвитку виробництва та споживання хлібопродуктів. -Одеса: ОДАХТ. -1997.-Т.6.- С.32-35.

13. Гамолич В.Я., Гайда С., Терземан Е. Ф. Объемный коэффициент теплоотдачи зернового слоя //Проблеми та перспективи розвитку виробництва та споживання хлібопродуктів. -Одеса: ОДАХТ. -1997.-Т.6.- С.41-43.

14. Станевский О.Л., Гайда С. Компьютерное моделирование теплового состояния производственного цеха //Экология человека и проблемы воспитания молодых ученых. -Одеса: ОДАХТ.-1997.- Ч.2.-С.390-394.

15. Терзиев С.Г., Гайда С., Бурдо О.Г. Энергоэкологические проблемы в агропромышленной сфере //Людина та навколишнє середовище. –Одеса: ОДАХТ.-1996.- С. 83-84.

16. Burdo O.G., Gajda S., Knuish. Heat aerodynamics reliability of the heat pipe exchangers //Proc. 10-th Int. Heat Pipe conf.- Stuttgart (Germany).- 1997.- P. 101-106.

17. Burdo O.G., Gajda S., Kovalenko E.A. Heat Pipes in the processes and apparatuses of food productions // Proc. 3th Int. seminar " Heat Pumps, Refrigerators".- Minsk (Belarus).- 1997.-P.130-134.

18. Gajda S. Gesstosc i rownanie stanu freonu - 318B2 // Zeszyty Naukowe WSP Opole, Nauki techniczne XIII, Opole.- 1989. -S. 33-38.

19. Gajda S., Gajda J. Symulacja jako doswiadczalna metoda badania rzeczywistosci // Materialy z Konferencji Naukowej WOSR.- Jelenia Gora.- 1989 .- S. 17-22.

20. Gajda S., Gajda J. Transformacja ukladow wspolrzednych prostokntnych przestrzennych dowiazanych do powierzchni kuli // Materiaey z Konferencji Naukowej WOSR.- Jelenia Gora.- 1990 . Biul.- №3(9).- S. 35-48.

21. Gajda J., Gajda S. Model matematyczny procesu odwzorowania informacji w systemie obrony powietrznej // Materiaey z Konferencji Naukowej WOSR.- Jelenia Gora.- 1990.-Biul.-№1(10).- S.35-48.

22. Gajda S., Gajda J.Model symulacyjny ukladu zawieszenia kola samochodu //Zeszyty Naukowe WSP Opole, Nauki techniczne XVIII, Opole.- 1991. -S. 5-8.

23. Gajda S., Gajda J. Zastosowanie mikrokomputera do nauczania wlasnosci obwodu elektrycznego RC //Zeszyty Naukowe WSP Opole, Nauki techniczne XIX, Opole.- 1995. -S. 31-38.

24. Gajda S., Gajda J. Komputerowy model przetwarzania sygnalu zmodulowanego //Materialy z VII Konferencji Naukowej nt: " Sterowanie i regulacja".Warszawa- 1996.- t.11 (23).- S.205-213

25. Gajda S., Kornaraki W. Przenoszenie ciepea. w zwartym zlozu z zanurzonymi elementami grzejnymi //Materiaey z IV Ogolnopolska Konferencji Przeplywow Wielofazowych . Politechnika , Gdanska.- 1994.- S.84-93.

26. Gajda S., Pudlik M. Hierarchia cech zawodowych w swietle pilotazowych badan ankietowych //Materiaey z X Mirdzynarodowa Konferencji Naukowej nt: " Rola i miejsce techniki w Swietle reformy szkolnictwa ogolnego".Opole - 1992.- S.175-178.

27. Gajda S., Pudlik M. Mozliwosci wykozystania silnikow wiatrowych we wspoeczesnym rolnictwie polskim //Zeszyty Naukowe WSP Opole, Nauki techniczne XIV, Opole.- 1987. -S. 16-21.

28. Gajda S., Pudlik M. Problematyka oszczedzania energii i ekologicznych zrodel energii w programach nauczania szkol podstawowych i nauczycielskich studiow technicznych //Problemy ksztalcenia i doskonalenia nauczycieli techniki.- Opole.- 1988. –S. 38-40.

29. Gajda S., Gajda J. Metody transformacji wspolrzednych prostokantnych w systemach radiolokacyjnych //OIN1B - 212 - 87, WOSR, Jelenia Gora.- 1987. –S.59-63

30. Gajda S., Pudlik M., Baran U. Przedmiot praca-technika i nauczyciele w oczach wladz oswiatowych // Problemy ksztaecenia i doskonalenia nauczycieli techniki.- Opole.- 1989.- S. 190-195.

31. Gajda S., Pudlik M. Energia wynikajcca ze zmian kiezunku waitru-wyniki obserwacji pilototazowych /Problemy Ksztalcenia i doskonalenia nauczycieli techniki. - Turawa. -1995.-S.87-89.

32. Гайда С., Бурдо О.Г. Пути решения экологических проблем при сушке пищевых продуктов // Problemy ksztalcenia i doskonalenia nauczycieli techniki. - Turawa,- 1995. -S. 99-101.

33. Бурдо О.Г., Гайда С. Концептуальні основи енергоощадності в агропромисловому комплексі // Наукові праці 2-ї Міжнар. науково-практич. конф."Управління енерговикористанням ".- Львів.- 1997.-С. 18-19.

34. Гайда С. Термические свойства фреона - 318В2 //Труды Всес. науч. конф. "Проблемы влияния тепловой обработки на пищевую ценность продуктов питания".- Харьков.-1981.- С.263-264.

35. Гайда С. Экспериментальная установка для исследования сжимаемости фреонов методом пьезометра постоянного объема //Труды 40 науч.-техн. конф. ОТИПП.- Одесса.- 1980.- С.13

36. Гайда С., Бурдо О.Г. Енергетичний аудит та менеджмент у хлібовипіканні //Праці 2-ї Міжнар. науково-практич. конф."Управління енерговикористанням ".- Львів.- 1997.-С. 173.

37. Кныш А.И., Гайда С. Кинетика и энергетика кондуктивной сушки мелкодисперсного пищевого продукта в роторном термосифонном аппарате //Праці IX Між. конф."Удосконалення процесів та апаратів хімічних, харчових та нафтохімічних виробництв" -Одеса. –1996.- Ч.5.- С. 72-73.

38. Гайда С. Энергоаудит на пищевых предприятиях Польши //Праці IX Між. конф."Удосконалення процесів та апаратів хімічних, харчових та нафтохімічних виробництв" -Одеса. –1996. -Ч.5.- С. 62.

Анотація

Гайда С. Шляхи та методи удосконалення теплотехнологій в зернопереробних та хлібопекарських виробництвах. –Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю: 05.18. 12 – процеси та апарати харчових виробництв. - Одеська державна академія харчових технологій, -Одеса, 1988.

Дисертація присвячена розробці науково-технічної концепції вдосконалення теплотехнологій, зниження енерговитрат в зернопереробних і хлібопекарних технологіях. Запропоновані нові науково-методологічні принципи оцінки і прогнозування ефективності енергозберігаючих проектів. Створені принципово нові схеми термообробки зерна, які базуються на використанні двофазних термосифонів. Методами математичного і експериментального моделювання обгрунтовані інженерні основи проектування і оптимізації таких апаратів. Проведені ресурсні дослідження теплових труб, визначена доцільність використання в них хладонів. Наведені номограми для розрахунку автономної термосифонної системи охолоджування зерносховищ, прогнозування ресурсу термосифонів; експрес-оцінки ефективності термосифонних підігрівачів для повітря. Розроблена екологічно безпечна зерносушарка, типоразмірний ряд теплоутилізаторів. На основі енергоаудиту складена програма енергозбереження для хлібозаводу.

Ключові слова: енергозбереження, теплотехнології, хлібопечення, зерносушіння, теплові труби, моделювання, ресурс апаратів.

Аннотация

Гайда С. Пути и методы совершенствования теплотехнологий в зерноперерабатывающих и хлебопекарных производствах.

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук по специальности: 05.18.12 – процессы и аппараты пищевых производств. - Одесская государственная академия пищевых технологий, Одесса, 1988.

Диссертация посвящена разработке научно-технической концепции совершенствования теплотехнологий, снижения энергозатрат в зерноперерабатывающих и хлебопекарных технологиях. Предложены новые научно-методологические принципы оценки и прогнозирования эффективности энергозберегающих проектов. Созданы принципиально новые схемы термообработки зерна, основаные на использовании двухфазных термосифонов. Методами математического и экспериментального моделирования обоснованы инженерные основы проектирования и оптимизации таких аппаратов. Проведены ресурсные исследования тепловых труб, определена целесообразность использования в них хладонов. Приведены номограммы для расчета автономной термосифонной системы охлаждения зернохранилищ, прогнозирования ресурса термосифонов; экспресс-оценки эффективности термосифонных воз-

духоподогревателей. Разработана экологически безопасная зерносушилка, типоразмерный ряд теплоутилизаторов. На основе энергоаудита составлена программа энергосбережения для хлебозавода.

Ключевые слова: энергосбережение, теплотехнологии, хлебопечение, зерносушение, тепловые трубы, моделирование, ресурс аппаратов.

Summary

Gajda S. The ways and methods of improvement of heat thermal technologies in the baking and grain processing. –Manuscript.

Thesis for a doctor's degree by speciality: 05.18.12 - processes and devices of food productions. -Odessa State Academy of Food Technologies, Odessa, 1988.

The dissertation is devoted of scientific and technical concept of improvement thermal technologies, decrease of power expenses in the grain processing and baking technologies. The new scientific - methodological principles of an estimation and forecasting of efficiency of energy saving projects project are offered. The new circuits of heat treatment of a grain are created. They are based on use of biphase thermosyphons. The engineering bases of designing and optimization of such devices are grounded by methods of mathematical and experimental modeling reasonable. The resource researches of heat pipes are spent, the expediency of use in them refrigerant is determined. The nomogramms for account independent thermosyphon of system of cooling granary, forecasting of a resource of thermosyphons and express train - estimation of efficiency thermosuphon air-heater are given. Its developed ecologically safe grain drier and type dimensions line of heat utilizators. On the base of energy audit the program of an energy saving for the bakery is made.

Key words: energy saving, thermal technologies, baking, grain processing, heat pipe, modelling, resource of devices.