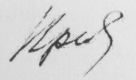


мореф у  
К78

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

На правах рукопису

КРАВЧЕНКО МИХАЙЛО БОРИСОВИЧ



УДК 536 (043):621.565.(043)

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ  
ПЕРІОДИЧНИХ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ  
У КРІОГЕННІЙ ТЕХНІЦІ**

Спеціальність 05.05.14 – Холодильна, вакуумна і компресорна техніка,  
системи кондиціонування

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Підписано до друку 15.01.2016 р.  
Формат Обсяг 0,9 авт. арк. 60x84/16. Тираж 100 прим.  
Надруковано „Принт Бістро” м. Одеса. вул. Троїцька, 11.

ОДЕСА – 2016



утилізації ксенону і гелію після їх використання у авіонавігації, медицині та електроніці” (01/14-ИХ).

**Мета і завдання дослідження.** Метою дослідження є розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності періодичних тепломасобмінних процесів криогенної техніки шляхом створення нових теоретичних підходів до опису цих процесів. Для досягнення цієї мети були поставлені і вирішені такі основні завдання:

- розробка нових підходів до опису теплообміну між твердою стінкою і холодоагентом, який плавиться або сублимує;
- розробка нових методів оптимізації форми тепло- і холодопроводів;
- вдосконалення методів термодинамічного аналізу криогенних циклів;
- формулювання достатніх ознак працездатності багатопотокових теплообмінників;
- розробка нового типу ступені охолодження для криогенних циклів;
- розробка хвильової теорії періодичних тепломасобмінних процесів.

**Об’єкт і предмет дослідження.** Об’єктом дослідження даної дисертаційної роботи є періодичні тепломасобмінні процеси і криогенні цикли.

**Методи дослідження.** У даній дисертаційній роботі використані такі методи дослідження:

- аналіз наявних експериментальних даних та літературних джерел і синтез нових ідей і гіпотез;
- ідеалізація реальних тепломасобмінних процесів і побудова їхніх математичних моделей;
- індукція і дедукція, співставлення результатів математичного моделювання з наявними експериментальними даними та обґрунтування меж застосування математичних моделей.

**Наукова новизна отриманих результатів.** У дисертації отримані наступні нові наукові результати:

- запропонована нова фізична модель теплообміну між стінкою теплообмінника і холодоагентом, який плавиться або сублимується;
- на основі аналізу розмірностей розроблена нова система безрозмірних критеріїв для опису теплообміну між холодоагентом, який плавиться або сублимується, і стінкою теплообмінника;
- розроблено новий підхід до оптимізації форми тепло і холодопроводів, який дозволяє знаходити глобальний оптимум форми тепло і холодопроводів;
- запропонована  $q$ - $1/T$  діаграма для візуалізації термодинамічних втрат в теплообмінниках криогенних установок;

- вперше сформульовані і обґрунтовані достатні ознаки працездатності багатопотокових теплообмінників;
- запропонована нова фізична модель адсорбції компонента зернистим шаром адсорбенту;
- розроблена хвильова теорія періодичних тепломасобмінних процесів.

**Практичне значення отриманих результатів.** Результати, які отримані в дисертаційній роботі, дозволяють вивести на новий рівень проектування та оптимізацію сублимаційних мікроохолоджувачів та інших систем охолодження з запасом твердого холодоагенту.

Викладена в дисертації хвильова теорія періодичних тепломасобмінних процесів дозволяє вдосконалити процеси аналітичної та препаративної газової хроматографії, а також спростити проектування та оптимізацію установок короткоциклової безнагрівної адсорбції. Хвильова теорія періодичних тепломасобмінних процесів дозволяє розвивати такі нові технології поділу газових сумішей як DP-PSA-технологія і технологія мембранного поділу газів з нестационарними потоками.

Запропоновані методи термодинамічного аналізу циклів і нова ступінь охолодження для криогенних циклів дозволяє вдосконалити криогенні установки для скраплення і поділу газових сумішей.

**Особистий внесок здобувача.** Практично всі результати, які наведені в дисертації, отримані автором самостійно. Питання, які торкаються застосування теплової машини в якості ступені охолодження криогенних циклів розроблялися спільно з д.т.н. проф. Г.К.Лавренченко, що нашло відображення у спільній публікації.

Питання, які пов’язані з вдосконаленням кріохірургічних апаратів розроблялися спільно з д.т.н. проф. В.А.Наєром, що знайшло відображення у співавторстві у винаході АС СССР №1706587 «Криохірургический аппарат».

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи доповідались на міжнародних конференціях «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», Одеса 2002р., 2004р., 2006р., 2008р., 2010р., 2012р.; на XV міжнародному семінарі "Підвищення ефективності и безпеки виробництв продуктів розділу повітря", 2014р., м. Мінськ, Білорусь; та на XVII міжнародному семінарі "Стан і перспективи розвитку кисневого і криогенного машинобудування", 2015р., м. Балашиха, РФ.

**Структура дисертації.** Дисертація складається зі вступу, п’ятих розділів, висновків та списку використаної літератури. Обсяг дисертації 347 сторінок, дві таблиці і 94 малюнків.

## СТИСЛИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертації, сформульовано мету та завдання досліджень; визначено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, особистий внесок автора, відомості про апробацію роботи та список публікацій автора.

Перший розділ дисертації присвячений вдосконаленню сублимаційних охолоджувачів. В цьому розділі проведено аналітичне дослідження теплообміну холодоагенту, який сублимується або плавиться, зі стінкою теплообмінника. Розрахункова схема сублимаційного охолоджувача наведена на рис. 1.

Для інтенсифікації теплообміну в капсулі охолоджувача створюється механічний тиск на речовину, що сублимується (1), який притискає її до поверхні теплообміну (2). Тиск здійснюється, наприклад, за допомогою пружини (3) або будь-яким іншим способом. Процес тепловіддачі в сублимаційному охолоджувачі може бути описаний таким чином. За рахунок теплових надходжень від поверхні теплообміну відбувається сублимація твердого холодоагенту, що стикається з цією поверхнею. Пар, який при цьому утворюється, витісняється через зазор між замороженою речовиною і теплообмінною поверхнею охолоджувача. Тепловий опір цього зазору і є основним чинником, що визначає інтенсивність тепловіддачі.

Величина зазору між поверхнею теплообмінника і холодоагентом, який сублимується, залежить від сили тиску механічного підтискувача і від витрати пари в зазорі. Витрата пари в сублимаційному охолоджувачі, у свою чергу, пропорційна тепловому навантаженню апарату. Очевидно, що чим більше тиск, тим менше буде зазор між твердою фазою холодоагенту і поверхнею

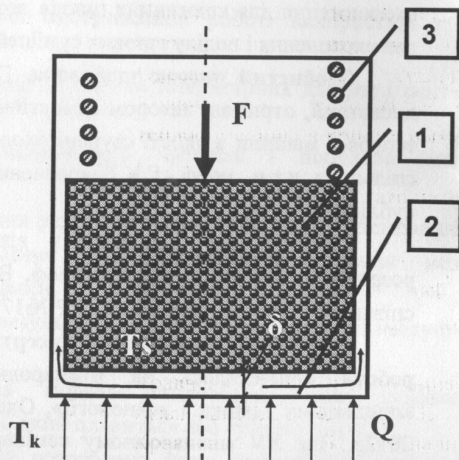


Рис. 1. Розрахункова схема сублимаційного охолоджувача.

- 1 – блок твердого холодоагенту;
- 2 – теплообмінна поверхня;
- 3 – пружина.

теплообміну, і тим більше буде загальний тепловий потік в апараті.

З іншого боку, чим більше теплове навантаження апарату, тим більше витрата пари в зазорі і більше тиск пари під холодоагентом, який сублимується. Підвищення тиску пари в зазорі між холодоагентом і тепловіддачею поверхнею відштовхує твердий холодоагент і призводить до збільшення зазору.

Далі в роботі розглянута елементарна кільцева ділянка зазору між твердою фазою і робочою поверхнею капсули. Відстань від вісі капсули до розглянутої елементарної ділянки дорівнює  $R$ , тоді ширина елементарної кільцевої ділянки дорівнюватиме  $dR$ . Висота цієї кільцевої ділянки (товщина зазору) є функцією його радіусу і дорівнює  $\delta(R)$ .

Тоді, прирошення витрати пари, що рухається в розглянутому кільцевому зазорі, дорівнюватиме:

$$dG = \frac{2\pi \cdot R \cdot q}{\sigma} \cdot dR \quad (1)$$

де  $q$  – щільність теплового потоку;  $\sigma$  – теплота сублимації холодоагенту.

Абсолютна величина витрати пари в кільцевому перерізі радіусом  $R$  дорівнюватиме:

$$G = \int_0^R dG = \int_0^R \frac{2\pi \cdot r \cdot q}{\sigma} dr \quad (2)$$

Так як розглядається випадок  $q = const$ , то цю постійну щільність теплового потоку можна винести за знак інтеграла, поряд з іншими константами.

Знаючи витрату пари в кожному круговому перерізі капсули, можна знайти падіння тиску на даній ділянці зазору. Так як абсолютна величина зазору у випадках, які мають практичне значення, відносно невелика, то можна вважати течію пари в цьому зазорі ламінарною і скористатися відомою формулою для визначення втрати тиску в щілині нескінченної ширини:

$$dP = \frac{12 \cdot \nu \cdot g_{жс} \cdot dR}{\delta(R)^3} \quad (3)$$

де  $g_{жс}$  – витрата пари, яка віднесена до одиниці ширини щілини;

$\nu$  – кінематична в'язкість пари.

Сила, з якою пружина діє на твердий холодоагент, врівноважується тиском пари, що утворився в результаті сублимації цього холодоагенту. У даному випадку, ця сила може бути легко визначена шляхом інтегрування елементарних зусиль на поверхні теплообміну:

$$F = \frac{12\pi \cdot \nu \cdot q}{\sigma} \cdot \int_0^{R_0} r \cdot \left( \int_0^r \frac{x}{\delta(x)^3} dx \right) dr \quad (4)$$

Як видно з отриманої формули, для визначення сили механічного підтискання необхідно знайти залежність величини зазору від радіуса. Для цього, заданою постійною температурою на поверхні теплообмінника, при якій величина зазору буде незалежна від радіусу. Після цього можна знайти силу, яка діє на блок холодоагенту:

$$F = \frac{3 \cdot \nu \cdot Q_o}{2 \cdot \sigma \cdot \delta^3} \cdot R_o^2, \quad (5)$$

де  $Q_o$  – загальне теплове навантаження капсули,  $Q_o = \pi \cdot R_o^2 \cdot q$ .

Звідси, знаходимо залежність теплового навантаження капсули від сили механічного тиску і перепаду температур між поверхнею теплообмінника і границею розділу фаз:

$$Q_o = R_o \cdot \sqrt[4]{\frac{2F \cdot \sigma \cdot (\pi \cdot \lambda \cdot \Delta T)^3}{3\nu}}. \quad (6)$$

Далі в роботі був проведений аналіз розмірностей задачі, що розглядається. Для цього, виписані всі розмірні змінні, які впливають на теплообмін при плавленні або сублімації речовини на твердій стінці в рамках тих припущень, які прийняті вище:  $Q_o, R_o, F, \sigma, \Delta T, \lambda, \nu$ . Отже, є сім змінних, якими описується процес тепловіддачі при плавленні або сублімації речовини на твердій стінці. Розмірності цих семи змінних містять п'ять основних (незалежних) розмірностей: джоуль, метр, секунда, кілограм, градус. Отже, згідно л-теореми Букінгема, цей процес може бути описаний  $7-5=2$  безрозмірними комплексами. З нескінченної кількості всіляких безрозмірних комбінацій параметрів, для опису процесу теплообміну речовини, яка сублімується, доцільно вибрати наступні два безрозмірних критерії:

$$\Theta = \frac{\Delta T \cdot \lambda}{q \cdot R_o} \quad \text{і} \quad \Omega = \frac{q \cdot \nu}{f \cdot \sigma \cdot R_o}, \quad (7)$$

де  $f$  – питомий тиск в зоні контакту, який дорівнює відношенню абсолютної величини сили до площі контакту стінки і холодоагенту.

Фізичним змістом першого з цих безрозмірних параметрів  $\Theta$  є співставлення зазору між поверхнею теплообмінника і границею розділу фаз твердого холодоагенту до характерного розміру поверхні теплообміну. Тому критерій  $\Theta$  можна назвати безрозмірним зазором. Фізичним змістом другого критерію  $\Omega$  є співставлення швидкостей виробництва пари і швидкості її відводу із зони контакту. З урахуванням цих позначень, рівняння (6) приймає зовсім простий вигляд:

$$\Theta^3 = \frac{2}{3} \cdot \Omega. \quad (8)$$

Остаточні висновки про переваги і недоліки тієї чи іншої математичної моделі можна зробити тільки після її співставлення з результатами експериментальних досліджень. Для порівняння взяті експериментальні дані, наведені в дисертаційній роботі А.П. Дворніцина. Експериментальне дослідження проводилося на трьох зразках капсул. Площа робочої поверхні у першого зразка становила  $S_1 = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ . Так як робоча поверхня мала форму кола, то, знаючи її площу, неважко визначити його радіус  $R_1 = 20 \text{ мм}$ . Аналогічно, для другого зразка:  $S_2 = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $R_2 = 28 \text{ мм}$ . І для третього зразка  $S_3 = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $R_3 = 52 \text{ мм}$ . Розрахунки за вище отриманими формулами проводилися для атмосферного

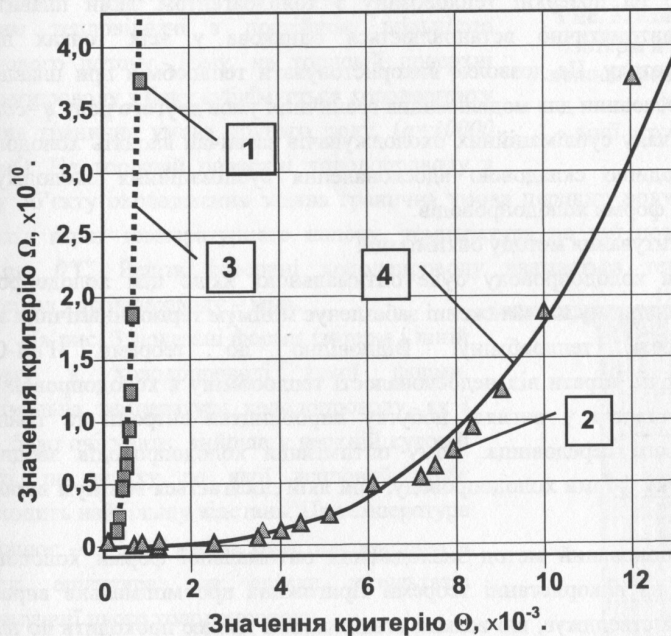


Рис. 2. Апроксимація результатів експериментів із застосуванням ацетону для інтенсифікації теплообміну і експериментів з «сухим» теплообміном (без ацетону).

- 1 – експериментальні точки для «сухого» теплообміну;
- 2 – експериментальні точки для теплообміну з ацетоном;
- 3 – розрахункові значення за формулою  $\Theta^3 = \frac{2}{3} \cdot \Omega$ ;
- 4 – апроксимація критеріальним рівнянням  $\Omega = 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot \Theta^3$ .

тиску. На рис. 2 відображені результати експериментів із застосуванням ацетону для інтенсифікації теплообміну і для «сухого» теплообміну (без ацетону). На рис. 2 також наведені розрахункові графіки для сухого теплообміну і результати апроксимації даних по теплообміну з ацетоном, рівнянням  $\Omega = 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot \Theta^3$ .

Як видно з графіків, існує дуже хороша згода між результатами проведеного теоретичного дослідження та результатами експерименту. Підбором всього одного коефіцієнту можна отримати рівняння, що узагальнює всі експериментальні дані, які отримані із застосуванням ацетону для інтенсифікації теплообміну. Наведені на рис. 2 графіки наочно демонструють радикальну інтенсифікацію теплообміну при застосуванні ацетону. Добра згода експериментальних і розрахункових даних підтверджує теоретичний висновок про те, що на поверхні теплообміну з холодоагентом, який плавиться або сублімує, автоматично встановлюється однакова у всіх точках щільність теплового потоку. Це дозволяє використовувати теплообмін при плавленні або сублімації речовини для моделювання граничних умов другого роду  $q = const$ .

До складу сублімаційних охолоджувачів зазвичай входять холодопроводи, тому природною складовою вдосконалення сублімаційних охолоджувачів є оптимізація форми холодопроводів.

Обґрунтування методу оптимізації.

Форма холодопроводу буде оптимальною, якщо цей холодопровід при заданому тепловому навантаженні забезпечує мінімум термодинамічних втрат від недосконалості теплообміну. Відповідно до теореми Гюї-Стодоли, термодинамічні втрати від недосконалості теплообміну в холодопроводі можуть бути представлені у вигляді добутку виробництва ентропії та температури навколишнього середовища. Тому оптимізація холодопроводів зводиться до задачі пошуку форми холодопроводу, при якій досягається мінімум виробництва ентропії.

Запропонований метод знаходження оптимальної форми холодопроводів заснований на використанні теореми Пригожина про мінімальне виробництво ентропії, яка стверджує, що всякий стаціонарний процес проходить по шляху, на якому досягається мінімум виробництва ентропії при заданих зовнішніх умовах. Отже, рішення задачі стаціонарної теплопровідності в твердому тілі, розміри якого дещо перевершують розміри майбутнього холодопроводу, а крайові умови ті ж самі, що і у холодопроводі який проектується, автоматично дає нам картину ліній струму тепла, при якій досягається мінімум приросту ентропії. Тому форма ліній струму, а точніше поверхонь струму, і буде оптимальною формою холодопроводу.

Подібний же алгоритм відомий в гідродинаміці, і застосовується для профілювання дифузorzів або конфузorzів. При цьому оптимальна форма дифузorzів або конфузorzів повторює форму ліній струму.

Продемонструємо реалізацію алгоритму оптимізації форми холодопроводів на прикладі холодопроводу, який складається з двох циліндрів: великого – діаметром 50 мм і висотою 5 мм, і малого – діаметром 10 мм і висотою 45 мм. Як показано вище, при стаціонарній сублімації твердого холодоагенту реалізується режим тепловіддачі з постійною щільністю теплового потоку. Тому, на торцевій поверхні холодопроводу з боку сублімується холодоагенту задана гранична умова другого роду, ( $q=10000 \text{ Вт/м}^2$ ). На торцевій поверхні холодопроводу з боку об'єкту охолодження задана гранична умова першого роду. Для зручності аналізу втрат температурного напору, температура на цій поверхні прийнята рівною  $0^\circ\text{C}$ . Решта поверхні холодопроводу вважається теплоізолюваною. Матеріал холодопроводу – мідь.

На рис. 3 показані форми ізотерм і ліній струму в холодопроводі такої форми. Мінімальна температура холодопроводу, як і слід було очікувати, вийшла у верхній кутовій точці, по шляху до якої тепловий потік проходить найбільшу відстань. Ця температура дорівнює  $-3,10^\circ\text{C}$  і вона буде використана в якості орієнтира для оцінки результатів оптимізації цього холодопроводу.

На рис. 4 наведений контурний графік ізотерм в холодопроводі оптимізованої форми. Як показують розрахунки, максимальний перепад температур на холодопроводі становить  $1,05^\circ\text{C}$ , що приблизно на 66% менше ніж у раніше розглянутого холодопроводу традиційної форми.

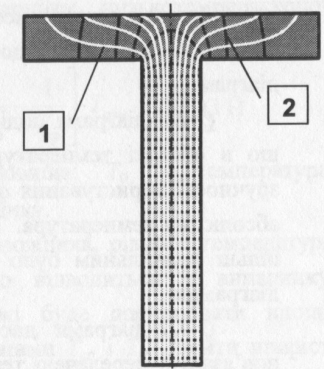


Рис. 3. Контурний графік ізотерм і ліній струму в холодопроводі традиційної форми. 1 – лінії струму; 2 – ізотерми.

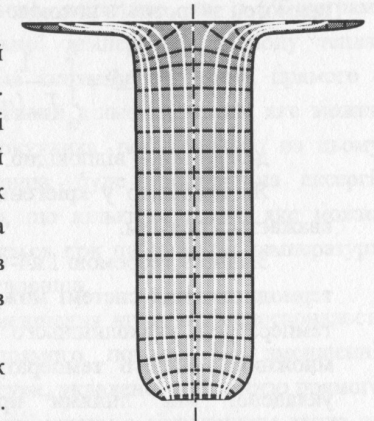


Рис. 4. Контурний графік ізотерм і ліній струму в холодопроводі оптимізованої форми.

Другий розділ дисертації присвячений вдосконаленню криогенних циклів.

Одним інструментів вдосконалення криогенних циклів є використання  $q$ - $1/T$ -діаграм.

$Q$ - $1/T$ -діаграма подібна до  $q$ - $T$ -діаграми і відрізняється від неї тільки тим, що в області температур вище  $1K$   $q$ - $1/T$ -діаграма стиснута в  $1/T$  разів. Для зручності користування  $q$ - $1/T$ -діаграмою, по осі ординат відкладається не  $1/T$ , а абсолютна температура. Тому, назва  $q$ - $1/T$ -діаграма не зовсім точна, формально більш правильним було б називати її спеціальним чином деформованою  $q$ - $T$  діаграмою.

$Q$ - $1/T$ -діаграма дає наочне уявлення про термодинамічні втрати, які пов'язані з передачею тепла при кінцевій різниці температур. Приріст ентропії при передачі  $dq$  джоулів тепла від потоку речовини з температурою  $T_1$  до потоку з температурою  $T_2$  знаходиться за формулою:

$$dS = dq \cdot \left[ \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right]. \quad (9)$$

Неважно переконатися, що права частина цього рівняння дорівнює площі елементарної ділянки, яка укладається між лініями прямого і зворотного потоків на  $q$ - $1/T$ -діаграмі. Отже, загальне прирощення ентропії в розглянутому теплообміннику дорівнюватиме площі ділянки діаграми, укладеної між лініями прямого і зворотного потоків:

$$\Delta S = \int_{q_1}^{q_2} \frac{1}{T_{Об}(q)} dq - \int_{q_1}^{q_2} \frac{1}{T_{Пр}(q)} dq = \int_{q_1}^{q_2} \left[ \frac{1}{T_{Об}} - \frac{1}{T_{Пр}} \right] dq, \quad (10)$$

де  $T_{Пр}$  і  $T_{Об}$  – відповідно, температури прямого і зворотного потоків.

Як прийнято у криогенній техніці, потік з більш високою температурою вважається прямим.

Згідно з теоремою Гюї-Стодоли, термодинамічні втрати (втрати ексергії) в термодинамічній системі можуть бути знайдені як добуток приросту ентропії і температури навколишнього середовища. Тому, з точністю до постійного множника, рівного температурі навколишнього середовища, площа ділянки, укладеної між лініями прямого і зворотного потоків, дорівнюватиме термодинамічним втратам в теплообміннику.

Для аналізу можливостей зменшення термодинамічних втрат в низькотемпературних установках дуже важливо те, що  $q$ - $1/T$ -діаграма не тільки дає наочне уявлення про абсолютну величину термодинамічних втрат, а й показує ті ділянки теплообмінника, на яких відбувається найбільший приріст ентропії.

Ексергія тепла, що відводиться в випарнику низькотемпературної установки, може бути знайдена за формулою:

$$E_0 = Q_0 \cdot \left[ \frac{T_{cp} - T_0}{T_0} \right] = Q_0 \cdot \left[ \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{cp}} \right] \cdot T_{cp}, \quad (11)$$

де  $T_{cp}$  – температура навколишнього середовища;  $T_0$  – температура випаровування;  $Q_0$  – тепло, що відводиться в випарнику.

Отже, з точністю до такого ж постійного множника, рівного температурі навколишнього середовища, ексергія тепла, що відводиться у випарнику низькотемпературної установки, на  $q$ - $1/T$ -діаграмі буде дорівнювати площі прямокутника висотою  $Q_0$ , укладеного між ізотермами  $T_{cp}$  і  $T_0$ . Знайти приріст ентропії в дроселі також не становить труднощів. Термодинамічні втрати в дроселі зручно представити у вигляді прямокутника, укладеного між ізотермами  $T_{cp}$  і  $T_0$ . Це дозволяє побудувати на  $q$ - $1/T$ -діаграмі фігури, площі яких пропорційні ексергії тепла, що відводиться від об'єкту охолодження, або втрат ексергії в теплообміннику і дросельному вентилі.

На рис. 5 показана  $q$ - $1/T$ -діаграма теплообмінника рефрижератора Лінде, у якого відсутня температурна недорекуперація. Користуючись цією діаграмою дуже просто визначити кількість тепла, яке можна відвести від прямого потоку, якщо відома мінімальна температура, при якій може відбуватися відвід тепла на проміжному температурному рівні. Для цього достатньо на  $q$ - $1/T$ -діаграмі провести ізотерму, відповідну цієї мінімальної температури відводу тепла. Довжина відрізка між точками перетину цієї ізотерми з лініями прямого і зворотного потоків буде відповідати максимальній кількості тепла, яке можна відвести від прямого потоку, а площа прямокутника, побудованого на цьому відрізку і ізотермі навколишнього середовища, буде пропорційна ексергії відведеного тепла. На діаграмі добре видно, що кількість тепла, яке можна відвести від прямого потоку швидко зменшується при наближенні температури відводу тепла до температури оточуючого середовища.

На цій же діаграмі легко відобразити зменшення втрат від недосконалості теплообміну при відведенні тепла від прямого потоку. Це зменшення термодинамічних втрат пропорційно площі фігури, укладеної між лінією прямого потоку без відводу тепла і лінією для прямого потоку з відведенням тепла на проміжному температурному рівні. З урахуванням цього, стає можливим дуже наочно пояснити причини того, що ексергія тепла, яке відводиться від прямого потоку, істотно менше ексергії додаткової кількості холоду, який здобувається при проміжному охолодженні.

В даному випадку, це пояснюється зменшенням термодинамічних втрат в теплообміннику і в дросельному вентилі. Зменшення втрат ексергії в теплообміннику і дросельному вентилі, плюс ексергія відведеного від прямого потоку тепла, і дають нам збільшення ексергії виробленого в установці холоду.

$Q$ - $1/T$ -діаграма також виявляється дуже зручною для аналізу роботи теплової машини в складі криогенної установки. Це пов'язано з тим, що ідеальний цикл Карно, що складається з двох ізотерм і двох адіабат, на  $q$ - $1/T$ -діаграмі зображується у вигляді прямокутника, площа якого пропорційна роботі циклу.

На рис. 6 наведена  $q$ - $1/T$ -діаграма для рефрижератора Лінде, що працює спільно з тепловою машиною Карно, яка відбирає тепло від прямого потоку на

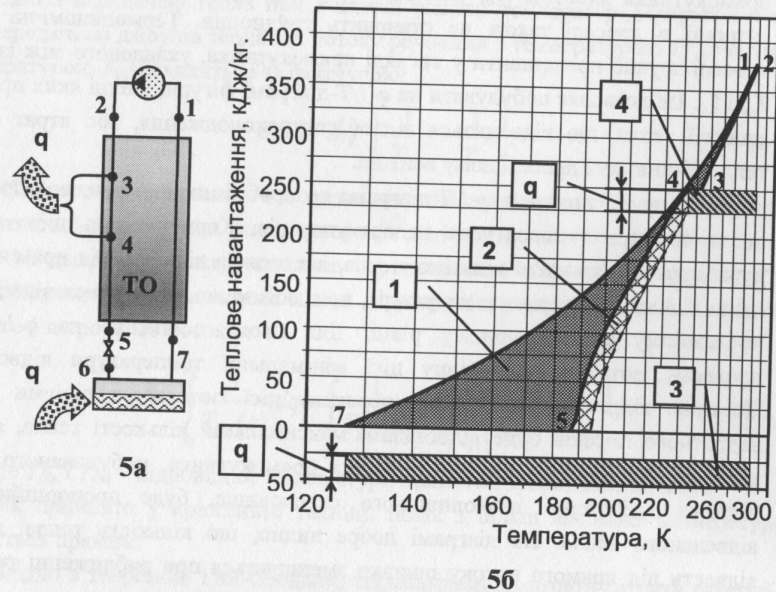


Рис. 5а. принципова схема рефрижератора Лінде з проміжним охолодженням прямого потоку.

Рис. 5б.  $Q$ - $1/T$  діаграма теплообмінника рефрижератора Лінде з проміжним охолодженням прямого потоку.

- 1 – термодинамічні втрати від недосконалості теплообміну;
- 2 – зменшення термодинамічних втрат від недосконалості теплообміну при проміжному охолодженні прямого потоку;
- 3 – ексергія додаткового холоду;
- 4 – ексергія відведеного від прямого потоку тепла;
- q – додаткова кількість відведеного тепла.

проміжному температурному рівні. В якості холодного джерела тепла машина використовує рідину, яка кипить у випарнику рефрижератора.

Так як тепла машина відбирає від прямого потоку більше тепла, ніж віддає у випарнику, то включення теплової машини в криогенну установку призведе до підвищення її холодопродуктивності на величину роботи, яка вироблена тепловою машиною.

З наведеної  $q$ - $1/T$ -діаграми видно, що при зниженні температури відведення тепла від прямого потоку збільшується кількість тепла, яке можна використовувати в теплової машині; але, з іншого боку, при зниженні температури відводу тепла зменшується термічний к.к.д. машини Карно. Звідси витікає, що для розглянутого рефрижератора Лінде є деяке оптимальне значення температури відводу тепла в теплову машину, при якому досягається максимум

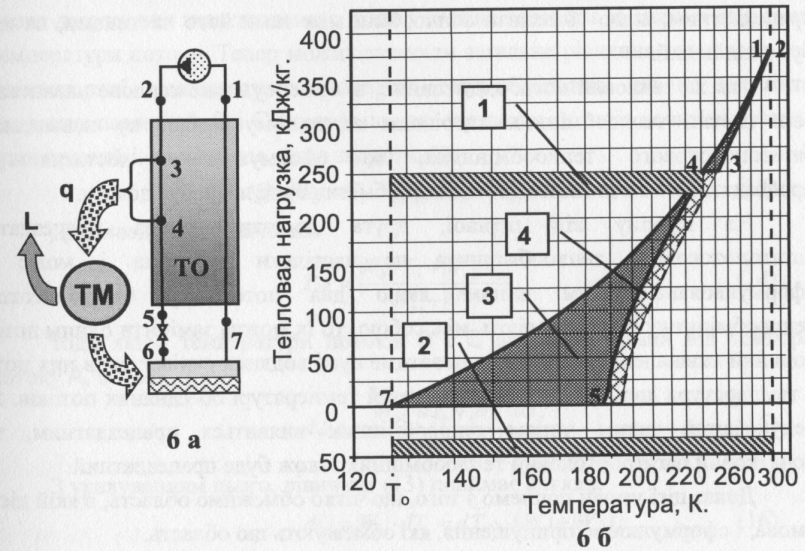


Рис. 6 а. Принципова схема криорефрижератора Лінде з тепловою машиною;

Рис. 6 б.  $Q$ - $1/T$  діаграма теплообмінника криорефрижератора Лінде, який працює разом з тепловою машиною Карно.

- 1 – робота, яка вироблена ідеальною тепловою машиною Карно;
- 2 – ексергія додаткового холоду, який отриманий в рефрижераторі;
- 3 – термодинамічні втрати від недосконалості теплообміну в теплообміннику;
- 4 – зменшення термодинамічних втрат від недосконалості теплообміну при залученні теплової машини.

роботи, виробленої цією машиною.

В дисертації сформульовані достатні умови працездатності багатопотокових теплообмінників.

Тільки для двопотокових теплообмінних апаратів можна гарантувати їх працездатність, спираючись лише на перший і другий закони термодинаміки.

У трьохпотоковому теплообміннику для визначення температур на його кінцях потрібно враховувати кінетику процесів теплопередачі і площі поверхонь, через які здійснюється теплообмін між потоками.

Першу достатню умову працездатності багатопотокового теплообмінника можна сформулювати таким чином: якщо багатопотоковий теплообмінник можна розділити теплоізолюючими перегородками на кілька теплообмінників, кожен з яких виявиться працездатним, то і весь багатопотоковий теплообмінник буде працездатним, якщо обмежити теплообмін між тими його частинами, на які він був розділений.

Так як тепловий потік аддитивний, а, отже, сумарне теплове навантаження всіх частин теплообмінника дорівнює загальному тепловому навантаженню багатопотокового теплообмінника, то сформульована достатня умова працездатності багатопотокового теплообмінника не потребує доказу.

На відміну від першої, друга достатня умова працездатності багатопотокового теплообмінника не настільки очевидна і може бути сформульована таким чином: якщо два потоки у багатопотоковому теплообміннику не взаємодіють між собою, то їх можна замінити одним потоком, водяний еквівалент, якого дорівнюватиме сумі водяних еквівалентів цих потоків, а температура дорівнює середньозваженій температурі об'єднаних потоків. Якщо редукований таким чином теплообмінник виявиться працездатним, то й початковий багатопотоковий теплообмінник також буде працездатний.

Доказ цієї умови почнемо з того, що чітко обмежимо область, в якій діє дана умова, і сформулюємо припущення, які обмежують цю область.

Перше припущення: будемо розглядати тільки протитечійні теплообмінники. Для криогенної техніки це припущення практично не звужує сферу застосування даної умови, так як практично всі основні теплообмінні апарати криогенних установок – теплообмінники протитечійного типу.

Для визначеності розглянемо трьохпотоковий теплообмінник схема теплообміну, в якому показана на рис. 7. Будемо вважати, що потоки В і С прямі, а потік

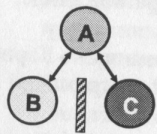


Рис. 7.

Схема теплообміну.

А – зворотний. У цьому випадку тепловий баланс довільного перетину теплообмінника можна записати у вигляді:

$$dQ = -W_a \cdot dT_a = W_b \cdot dT_b + W_c \cdot dT_c, \quad (12)$$

де  $W_a$ ,  $W_b$  і  $W_c$  – водяні еквіваленти відповідних потоків;  $dT_a$ ,  $dT_b$  і  $dT_c$  – диференціали температури відповідних потоків.

Напрямок потоку, прямий або зворотний, задається знаком при водяному еквіваленті цього потоку. Для прямих потоків обраний позитивний знак водяного еквіваленту, а для зворотних – негативний.

Зробимо ще одне припущення: прямий потік завжди охолоджується ( $dT_{пр} < 0$ ), а зворотний потік завжди нагрівається ( $dT_{обр} > 0$ ). Це допущення також практично не має значення в області криогенної техніки, так як теплообмінники криогенних установок завжди працюють саме за такою схемою. З урахуванням цього допущення знак теплового потоку можна задавати за знаком диференціалу температури потоку. Тепер можна записати загальне рівняння теплового балансу елементарної ділянки трьохпотокового теплообмінника, що не залежить від напрямку потоків А, В і С (природно, що серед цих потоків повинен бути хоча б один прямий і, як мінімум, один зворотний):

$$dQ = |W_a| \cdot dT_a = |W_b| \cdot dT_b + |W_c| \cdot dT_c. \quad (13)$$

Далі введемо позначення:

$$\bar{T}_{cb} = \frac{|W_b| \cdot T_b + |W_c| \cdot T_c}{|W_b| + |W_c|}, \quad (14)$$

тоді, якщо температури потоків В і С залежить тільки від температури потоку А, маємо:

$$d\bar{T}_{cb} = \frac{|W_b| \cdot dT_b + |W_c| \cdot dT_c}{|W_b| + |W_c|}. \quad (15)$$

З урахуванням цього, рівняння (13) приймає вигляд:

$$dQ = |W_a| \cdot dT_a = d\bar{T}_{cb} \cdot (|W_b| + |W_c|). \quad (16)$$

Останній вираз якраз і означає, що будь-які два потоки трьохпотокового теплообмінника, між якими відсутній прямий теплообмін, у розрахунках можна замінити одним потоком, водяний еквівалент якого дорівнює сумі водяних еквівалентів потоків, що об'єднуються, а температура цього потоку знаходиться як середньозважена температура цих потоків за формулою (14). Якщо ж температури потоків А, В і С є залежними одна від одної, тоді диференціал середньозваженої температури буде визначатися не формулою (15), а більш складним виразом, і рівняння (16) виявиться хибним.

xv847

Основна перевага середньозваженої температури потоків, полягає в тому, що середньозважена температура потоків не залежить від кінетичних параметрів теплообміну. Залежно від конструкції конкретного теплообмінника і кінетичних параметрів теплообміну може змінюватися хід температури того чи іншого потоку робочого тіла. Але середньозважена температура декількох потоків робочого тіла знаходиться з теплового балансу теплообмінника і залишається незмінною при варіюванні умов теплообміну окремих потоків. Іншими словами середньозважена температура потоків є інваріантом, і цим пояснюється її практичне значення для аналізу схемних рішень низькотемпературних установок.

У **третьому розділі** дисертації викладена хвильова теорія періодичних адсорбційних процесів.

У хвильовому підході до аналізу і розрахунку періодичних процесів, адсорбція і десорбція компонента розглядаються як парні категорії, які взаємно доповнюють одне одного. Це дозволяє не тільки істотно спростити розрахунки періодичних процесів розділення газів, але і краще зрозуміти фізику процесів, що протікають в сучасних адсорбційних установках. Тому хвильова теорія періодичних процесів адсорбції – це не просто новий метод розрахунку адсорбційних процесів, це, в першу чергу, нова парадигма в адсорбційній техніці, на основі якої розроблена нова методика розрахунку адсорбційних процесів

Розглянемо процес адсорбції деякого компонента, розчиненого в газі-носії. При математичному описі процесу адсорбції такої суміші приймемо таку фізичну картину поширення компонента в пористому шарі адсорбенту. Газ-носіє, змішаний з компонентом, який нас цікавить, фільтрується крізь пористий шар адсорбенту. Поблизу точок дотику зерен адсорбенту утворюються застійні зони, в яких газ практично нерухомий. Потік газу в розглянутому пористому шарі проходить по ланцюжку каналів і порожнин у вільному просторі між зернами адсорбенту.

Таким чином, весь простір, який заповнений адсорбентом, умовно можна розділити на дві зони: нерухомий каркас, що складається з пористих зерен адсорбенту і прилеглих до них застійних зон, і систему каналів і порожнин, в яких рухається газ-носіє з розчиненим у ньому компонентом. У нерухомому каркасі поширення компонента відбувається в основному за рахунок його молекулярної дифузії в газі-носії, що заповнює пори адсорбенту і застійні зони. В системі каналів, які пронизують нерухомий каркас, компонент переноситься шляхом конвекції.

З урахуванням вище викладеного, перше рівняння молекулярної дифузії в нерухомому каркасі може бути записано у вигляді:

$$D_s \frac{\partial^2 C(x, \tau)}{\partial x^2} - \beta \cdot F [C(x, \tau) - C_g(x, \tau)] = \left( \frac{da}{dC} \right) \frac{\partial C(x, \tau)}{\partial \tau}, \quad (18)$$

де  $C(x, \tau)$  – поточна об'ємна концентрація компонента в нерухомому каркасі (газі, що знаходиться в порах адсорбенту і застійних зонах, навколо частинок адсорбенту),  $[\text{нм}^3/\text{м}^3]$ ;  $C_g(x, \tau)$  – поточна об'ємна концентрація розглянутого компонента в рухомому газі-носії,  $[\text{нм}^3/\text{м}^3]$ ;  $\beta$  – коефіцієнт масообміну між нерухомим каркасом і газом, який рухається в порожнинах між зернами адсорбенту,  $[\text{нм}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)]$ ;  $F$  – питома поверхня контакту нерухомого каркасу і рухомого газу-носія,  $[\text{м}^2/\text{м}^3]$ .  $D_e$  – еквівалентне значення коефіцієнта дифузії сорбата в шарі адсорбенту, що враховує особливості дифузії в пористому тілі – відносний обсяг пор, змінний перетин пор, наявність тупикових пор і т.п.,  $[\text{м}^2/\text{с}]$ .  $\left( \frac{da}{dC} \right) = K_r$  – безрозмірна форма константи Генрі для компонента, що поглинається адсорбентом, де  $a$  – адсорбція газу, виражена в нормальних кубічних метрах сорбата на  $1 \text{ м}^3$  насипного об'єму адсорбенту.

Матеріальний баланс компонента в елементарному обсязі газу-носія, що рухається по системі порожнин між зернами адсорбенту, можна записати у вигляді диференціального рівняння:

$$\beta \cdot F [C(x, \tau) - C_g(x, \tau)] - G \cdot \frac{dC_g(x, \tau)}{dx} = 0, \quad (19)$$

де  $G$  – об'ємна витрата суміші газу-носія з розчиненим компонентом, віднесена до одиничного перетину шару адсорбенту,  $[\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)]$ .

Ці два рівняння при спільному розгляді дозволяють знайти розподіл концентрації компонента в рухомому газі-носії та в нерухомому каркасі.

У даній роботі розглянутий адіабатний сталий процес адсорбції у теплоізолюваному від навколишнього середовища шарі адсорбенту.

Якщо розглядається сталий режим проходження концентраційної хвилі в газі-носії, який фільтрується крізь шар адсорбенту, то згідно до теореми Пригожина, виробництво ентропії в цьому шарі має сягати свого мінімуму. Так як процес адсорбції супроводжується тепловим ефектом, то в силу принципової необоротності теплообміну, тепло, яке було віддане в процесі адсорбції компонента, ніколи не може бути повністю повернене в процесі його десорбції. Отже, сталий процес, при якому відбувається періодична зміна маси адсорбованої речовини, за визначенням, буде істотно незворотним. Звідси витікає, що мінімум виробництва ентропії в сталому процесі руху концентраційної хвилі крізь шар адсорбенту буде досягатися тільки в тому випадку, коли маса адсорбованого компонента залишається незмінною. Незмінність маси адсорбованого компонента

досягається тільки при таких частотах коливань його концентрації, для яких миттєве значення концентрації компонента на вході в шар адсорбенту дорівнює миттєвому значенню його концентрації на виході з цього шару. Це можливо тільки в тому випадку, коли довжина концентраційної хвилі в нерухомому каркасі буде дорівнювати товщині шару адсорбенту. Слідуючи загальноприйнятій термінології, назвемо такі коливання концентрації компонента – власними концентраційними коливаннями для даного шару адсорбенту, а частоти таких коливань – власними частотами для даного шару адсорбенту.

В дисертації знайдено аналітичне рішення системи диференціальних рівнянь (18) та (19) для вихідного перерізу адсорбційного шару. Для цього запишемо рівняння (18) в операторній формі ( $s$  – оператор диференціювання у часі):

$$D_s \frac{\partial^2 C(x,s)}{\partial x^2} - \beta \cdot F(C(x,s) - Cg(x,s)) = s \cdot K_r C(x,s) - Co(x). \quad (20)$$

Тоді, граничні умови другого роду у операторному вигляді:

$$\frac{\partial C(0,s)}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial C(h,s)}{\partial x} = 0. \quad (21)$$

Будуємо скінченне інтегральне косінус-перетворення по координаті  $x$ :

$$\bar{C}_k(s) = \int_0^h C(x,s) \cos\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) dx; \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (22)$$

Формула обернення:

$$C(x) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\bar{C}_k(s)}{\|\psi_k\|^2} \cos\left(\mu_k \frac{x}{h}\right); \quad (23)$$

де  $\|\psi_k\|^2$  – квадрат норми функції:

$$\|\psi_k\|^2 = \int_0^h \cos^2\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) dx; \quad (24)$$

Останній вираз являє собою табличний інтеграл:

$$\|\psi_k\|^2 = \int_0^h \cos^2\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) dx = \left(\frac{x}{2} + \frac{h}{2\mu_k} \sin\left(2\mu_k \frac{x}{h}\right)\right)\Big|_0^h = \frac{h}{2} + \frac{h}{2\mu_k} \sin(2\mu_k). \quad (25)$$

Перетворимо вираз для образу другої похідної концентрації компонента в нерухомому каркасі за формулою інтегрування частинами:

$$\int_0^h \frac{\partial^2 C(x,s)}{\partial x^2} \cos\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) dx = \frac{\partial C(x,s)}{\partial x} \cos\left(\mu_k \frac{x}{h}\right)\Big|_0^h + \frac{\mu_k}{h} \int_0^h \frac{\partial C(x,s)}{\partial x} \sin\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) dx = \left[\frac{\partial C(x,s)}{\partial x} \cos\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) + C(x,s) \left(\frac{\mu_k}{h}\right) \sin\left(\mu_k \frac{x}{h}\right)\right]\Big|_0^h - \frac{\mu_k^2}{h^2} \int_0^h C(x,s) \cos\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) dx. \quad (26)$$

Знаходимо власні числа інтегрального перетворення  $\mu_k$  так, щоб забезпечити виконання граничних умов. Гранична умова при  $x=0$  має вигляд:

$$\left[\frac{\partial C(x,s)}{\partial x} \cos\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) + C(x,s) \left(\frac{\mu_k}{h}\right) \sin\left(\mu_k \frac{x}{h}\right)\right]\Big|_{x=0} = \frac{\partial C(0,s)}{\partial x} = 0. \quad (27)$$

Отже, гранична умова при  $x = 0$  для обраного косінус-перетворення виконується автоматично. Гранична умова при  $x=h$  має вигляд:

$$\left[\frac{\partial C(x,s)}{\partial x} \cos\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) + C(x,s) \left(\frac{\mu_k}{h}\right) \sin\left(\mu_k \frac{x}{h}\right)\right]\Big|_{x=h} = \left[\frac{\partial C(h,s)}{\partial x} \cos(\mu_k) + C(h,s) \left(\frac{\mu_k}{h}\right) \sin(\mu_k)\right]. \quad (28)$$

Знаходимо власні числа інтегрального перетворення так, щоб виконувалася умова:

$$tg(\mu_k) = 0; \quad \mu_k = \pi \cdot k. \quad \text{де } k = 0, 1, 2, \dots \quad (29)$$

З урахуванням цього отримуємо вираз для квадрата норми ядра інтегрального перетворення:

$$\|\psi_k\|^2 = \int_0^h \cos^2\left(\mu_k \frac{x}{h}\right) dx = \frac{h}{2} + \frac{h}{2\mu_k} \sin(2\mu_k) = \frac{h}{2}, \quad (30)$$

і для самого інтегрального перетворення:

$$\int_0^h \frac{\partial^2 C(x,s)}{\partial x^2} \cos\left(\pi \cdot k \frac{x}{h}\right) dx = -\frac{(\pi \cdot k)^2}{h^2} \int_0^h C(x,s) \cos\left(\pi \cdot k \frac{x}{h}\right) dx = -\frac{(\pi \cdot k)^2}{h^2} \bar{C}_k(s). \quad (31)$$

Після косінус-перетворення рівняння дифузії в нерухомому каркасі приймає вигляд:

$$-\frac{(\pi \cdot k)^2}{h^2} \bar{C}_k(s) = \left(s \frac{K_r}{D_s} + \frac{\beta \cdot F}{D_s}\right) \cdot \bar{C}_k(s) + \frac{1}{D_s} \int_0^h Co(x) \cdot \cos\left(\pi \cdot k \frac{x}{h}\right) dx - \frac{\beta \cdot F}{D_s} \bar{C}_{gk}(s); \quad (32)$$

Звідси знаходимо образ функції, яка описує концентрацію розглянутого компонента в нерухомому каркасі:

$$\bar{C}_k(s) = -\frac{\beta \cdot F}{\left(\frac{(\pi \cdot k)^2}{h^2} + s \frac{K_r}{D_s} + \frac{\beta \cdot F}{D_s}\right)} \bar{C}_{gk}(s); \quad (33)$$

Задано хвильовим характером коливань концентрації компонента в газі-носії. Причому, відразу ж задано не випадковими частотами концентраційних коливань, а власними частотами для даного адсорбційного процесу, тобто такими частотами, при яких по товщині адсорбційного шару укладається ціле число концентраційних хвиль:

$$Cg_k(x, \tau) = A_k \cos\left(2\pi \cdot k \left(\frac{x}{h} + \frac{\tau}{T}\right)\right) \quad (34)$$

де  $T$  – період головних коливань концентрації компонента, [с];

$A_k$  – амплітуда  $k$ -ї гармоніки коливань концентрації компонента в газі-носії, [нм<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>].

Будемо скінчене інтегральне косінус-перетворення по координаті  $x$  для вхідного концентраційного сигналу:

$$\overline{Cg}_k(\tau) = A_k \cos\left(2\pi \cdot k \cdot \frac{\tau}{T}\right) \frac{h}{2}. \quad (35)$$

Переходимо до операторної форми останнього виразу:

$$\overline{Cg}_k(s) = \frac{A_k \cdot h}{2} \frac{s}{s^2 + \left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)^2}. \quad (36)$$

Підставивши в отриманий вираз для образу концентрації компоненту в газі-носії в рівняння (33), після елементарних перетворень отримаємо вираз, який зручним для переходу до оригіналу за часом:

$$\overline{C}_k(s) = \frac{D_2 \cdot \beta \cdot F \cdot \overline{Cg}_k(s)}{K_r \left(s + \frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right)} = \frac{D_2 \cdot \beta \cdot F \cdot A_k \cdot h \cdot s}{2K_r \left(s^2 + \left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)^2\right) \left(s + \frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right)}. \quad (37)$$

Переходимо до оригіналу за часом:

$$\overline{C}_k(\tau) = \left(\frac{D_2 \cdot \beta \cdot F \cdot A_k \cdot h}{2K_r}\right) \frac{\left(\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right) \cos\left(2\pi \cdot k \cdot \frac{\tau}{T}\right) + \left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right) \sin\left(2\pi \cdot k \cdot \frac{\tau}{T}\right)}{\left(\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)^2 + \left[\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right]^2\right)} - \left(\frac{D_2 \cdot \beta \cdot F \cdot A_k \cdot h}{2K_r}\right) \frac{\left(\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right) \exp\left[-\left(\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right)\tau\right]}{\left(\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)^2 + \left[\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right]^2\right)} \quad (38)$$

Друга складова цього рівняння в сталому режимі прямує до нуля, тому, далі ця складова відсутня, бо розглядається сталий режим адсорбції:

$$\overline{C}_k(\tau) = \left(\frac{D_2 \cdot \beta \cdot F \cdot A_k \cdot h}{2K_r}\right) \frac{\left(\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right) \cos\left(2\pi \cdot k \cdot \frac{\tau}{T}\right) + \left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right) \sin\left(2\pi \cdot k \cdot \frac{\tau}{T}\right)}{\left(\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)^2 + \left[\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right]^2\right)}. \quad (39)$$

Концентрація компонента у вихідному перерізі адсорбційного шару при проходженні  $k$ -ї власної концентраційної хвилі описується таким рівнянням:

$$C_k(\tau) = B_{ok} \sqrt{B_{ck}^2 + B_{sk}^2} \cos\left(\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)\tau - \varphi_k\right); \quad (40)$$

$$\text{де } B_{ok} = \left(\frac{D_2 \cdot \beta \cdot F \cdot A_k \cdot h}{2K_r}\right); \quad B_{sk} = \frac{\left(\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right)}{\left(\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)^2 + \left[\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right]^2\right)};$$

$$B_{ck} = \frac{\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)}{\left(\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)^2 + \left[\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right]^2\right)}; \quad \varphi_k = \arctg\left(\frac{B_{sk}}{B_{ck}}\right).$$

Фізичний зміст цієї формули досить очевидний, амплітуда коливань концентрації компонента в нерухомому каркасі пропорційна амплітуді коливань концентрації компонента в газі-носії (на вході в шар адсорбенту), помноженій на деякий коефіцієнт, що залежить від швидкості газу і властивостей адсорбенту. Фаза коливань концентрації компонента в нерухомому каркасі відстає від фази коливань концентрації компонента в газі-носії, що входить в шар адсорбенту. Іншими словами, при однаковій швидкості руху газу-носія, швидкість поширення концентраційної хвилі в шарі адсорбенту виходить менше, ніж швидкість руху концентраційної хвилі поза шаром адсорбенту. Причому, ця різниця швидкостей залежить від багатьох факторів і в тому числі від константи Генрі для адсорбції газу.

Розглянемо рішення рівняння матеріально балансу компоненту (19). Так як компонент з газу-носія може переходити тільки в нерухомий каркас, і, навпаки, з нерухомого каркасу компонент може перейти тільки в газ-носії, то звідси витікає, що коли в газі-носії концентрація компонента зменшується, то в нерухомому каркасі його концентрація може тільки зростати. І, навпаки, якщо в нерухомому каркасі концентрація компонента збуває, то в газі-носії вона повинна зростати.

Для виконання цієї умови представимо концентраційну хвилю в нерухомому каркасі у вигляді функції синус:

$$C_k(x, \tau) = A_{c_k} \cdot \sin \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) \right]. \quad (41)$$

Тоді, для функцій обраного виду, рівняння матеріального балансу (19) набуває вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{\beta \cdot F}{G} A_{c_k} \cdot \sin \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) \right] - \frac{\beta \cdot F}{G} A_k \cdot \cos \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) \right] = \\ = -\frac{2\pi \cdot k}{h} A_k \cdot \sin \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) \right]. \end{aligned} \quad (42)$$

Проводимо групування подібних членів:

$$\begin{aligned} A_k \left\{ \frac{2\pi \cdot k}{h} \sin \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) \right] - \frac{\beta \cdot F}{G} \cos \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) \right] \right\} = \\ = -\frac{\beta \cdot F}{G} A_{c_k} \sin \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) \right]. \end{aligned} \quad (43)$$

Скориставшись формулою для синуса різниці кутів, перетворимо останній вираз до виду, який є зручним для подальшого аналізу:

$$A_k \sin \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) - \phi_k \right] = \frac{\beta \cdot F}{G} A_{c_k} \sin \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) \right]. \quad (44)$$

Отриманий вираз можна інтерпретувати як просторове відставання концентраційної хвилі в газі-носії на виході з адсорбера від хвилі в нерухомому каркасі. Амплітуди коливань в газі-носії і в нерухомому каркасі вийшли різними, що і повинно бути.

Тангенс кута зсуву фаз коливань концентрації компонента в нерухомому каркасі і в газі-носії дорівнює:

$$\phi_k = \arctg \left\{ \frac{\beta \cdot F \cdot h}{2\pi \cdot k \cdot G} \right\}. \quad (45)$$

Остаточно, рішення для  $k$ -ї власної концентраційної хвилі, в газі-носії на виході з адсорбційного шару має такий вигляд:

$$C_{g_k}(x, \tau) = \frac{A_k}{2} \cdot \cos \left[ 2\pi k \left( \frac{x}{h} + \frac{\tau}{T} \right) - \varphi_k - \phi_k \right]. \quad (46)$$

Фізичний зміст цієї формули цілком очевидний – при проходженні власної хвилі через шар адсорбенту, її амплітуда і частота залишаються незмінними, а фаза хвилі відстає за часом на кут  $\varphi_k$ , і відстає на кут  $\psi_k$  у просторі. Причому, для концентраційних хвиль різної довжини кути зсуву фаз є різними.

Принципово важливим для розглянутої математичної моделі є те, що система власних функцій, яка отримана для розглянутого адсорбційного шару – повна. Це означає, що будь-яка періодична послідовність імпульсів довільної форми, навіть не обов'язково аналітична або гладка, може бути з будь-якою наперед заданою точністю розкладена в кінцевий ряд з таких власних функцій. Це положення доведено відповідними теоремами математичного аналізу. Тому, будь-який концентраційний сигнал, що входить в адсорбційну колонку, можна розкласти в ряд по власним частотам цієї колонки. Далі, пропустивши окремо, отримані власні хвилі через адсорбційну колонку, на виході з колонки можна знову їх об'єднати у вихідний концентраційний сигнал. Таким чином, маючи аналітичне рішення для набору власних хвиль адсорбційної колонки, можна порівняно просто отримати рішення для будь-якої періодичної послідовності концентраційних імпульсів.

На рис. 8 наведена схема проходження власної концентраційної хвилі крізь шар адсорбенту. Суцільною лінією показаний рух концентраційної хвилі без адсорбенту, пунктирна лінія – рух власної концентраційної хвилі в шарі адсорбенту.

Хвильова теорія періодичних адсорбційних процесів дозволяє не тільки розраховувати хроматографічні процеси поділу газових сумішей, а ще й дати раціональне пояснення деяким емпіричним фактам. Одною з найважливіших

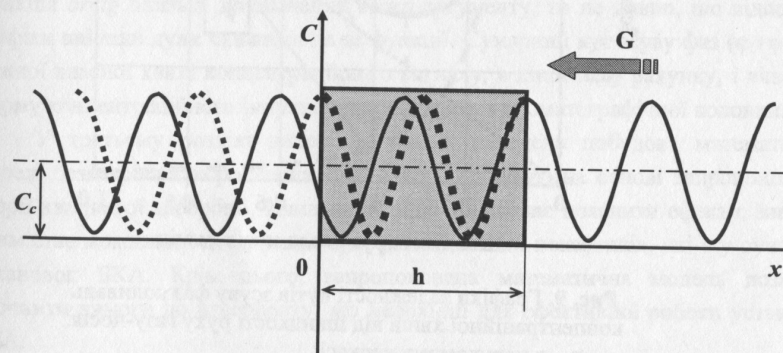


Рис. 8. Проходження власної концентраційної хвилі крізь шар адсорбенту.

емпіричних залежностей, яка знайшла пояснення у межах хвильової теорії є емпірична формула Ван-Деемтера. Відповідно до цієї формули, відносна ширина концентраційного піку на хроматограмі залежить від швидкості течії газу-носія. Причому характер цієї залежності такий, що у неї є мінімум – швидкість газу-носія, при якій, за інших рівних умов, має місце мінімальне розмивання концентраційного піку.

Відносна ширина концентраційного піку і швидкість газу-носія, пов'язані між собою емпіричним рівнянням Ван-Деемтера, яке має вигляд:

$$h_T = A_D + \frac{B}{V} + CV, \quad (47)$$

де  $A_D$ ,  $B$  і  $C$  – деякі константи;  $V$  – швидкість газу-носія.

Наявність мінімуму відносної ширини концентраційного піку, пояснюється тим, що рівнянням Ван-Деемтера являє собою суму спадаючої функції – гіперболи і зростаючої прямої лінії. На рис. 9 наведені графіки залежності кута зсуву фаз головної концентраційної хвилі в часі ( $\varphi_1$ ), у просторі ( $\psi_1$ ), а також сумарного кута зрушення фаз ( $\varphi_1 + \psi_1$ ) від швидкості руху газу-носія.

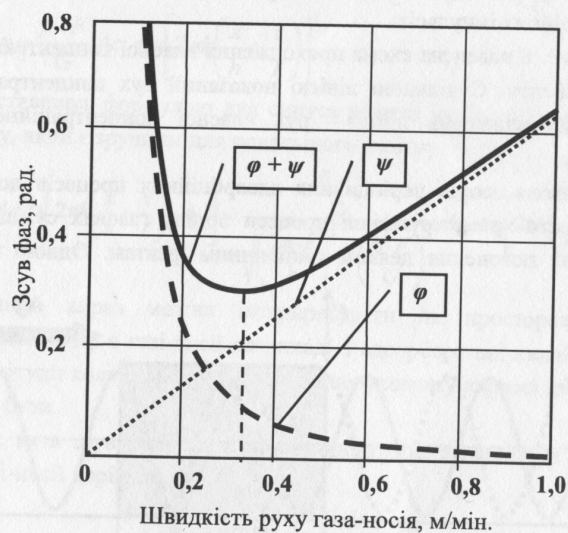


Рис. 9. Графіки залежності кутів зсуву фаз коливань концентраційної хвилі від швидкості руху газу-носія.

$\varphi$  – в нерухомому каркасі;  
 $\psi$  – в газі-носії, що заповнює шар адсорбенту;  
 $\varphi+\psi$  – сумарний зсув фаз.

Легко переконатися в тому, що графіки зсуву фаз концентраційних хвиль являють собою гіперболу і пряму лінію. Вираз, що є аргументом функції  $arctg$  у формулі (40) для часового зсуву фаз власних хвиль в нерухомому каркасі, після спрощення, приймає вигляд:

$$\frac{B_s}{B_c} = \frac{\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)}{\left(\frac{\beta \cdot F}{K_r} + \frac{(\pi \cdot k)^2 D_2}{h^2 K_r}\right)}. \quad (48)$$

Якщо врахувати, що кінетичний коефіцієнт масообміну  $\beta$  при ламінарному режимі течії не залежить від швидкості газу-носія, то знаменник розглянутого вираження є константою. У чисельнику змінною величиною є тільки період головної власної хвилі, який зворотнопропорційний до швидкості газу-носія. Отже, кут зсуву фази концентраційної хвилі в нерухомому каркасі буде пропорційний швидкості газу-носія:

$$\varphi_k = arctg\left(\frac{B_{sk}}{B_{ck}}\right) \approx V. \quad (49)$$

Зсув фаз між концентраційної хвилею в нерухомому каркасі і концентраційної хвилею, яка виходить з хроматографічної колонки, визначається виразом:

$$\phi_k = arctg\left\{\frac{\beta \cdot F \cdot h}{2\pi \cdot k \cdot G}\right\} \approx \frac{1}{V}, \quad (50)$$

який є зворотнопропорційним до швидкості газу-носія.

Отже, графіками залежності зсуву фаз у просторі та часі від швидкості газу-носія є гіпербола і лінійна функція. Так як при малих значеннях аргументу функція  $arctg$  близька до значення свого аргументу, то не дивно, що відповідні графіки вийшли дуже схожими на ці функції. Сумарний кут зсуву фаз ( $\varphi_1 + \psi_1$ ) для кожної власної хвилі концентраційного сигналу, в кінцевому рахунку, і визначає форму концентраційного імпульсу, що виходить з хроматографічної колонки.

У третьому розділі дисертації також наведена побудова математичної моделі безнагрівної короткоциклової адсорбції (БКА) на основі запропонованої теорії хвильової адсорбції. Хвильовий підхід дозволяє пояснити ефекти, завдяки яким стає можливим досягнення високих технічних показників, які є у сучасних установок БКА. Крім цього, запропонована математична модель дозволяє уточнити вимоги до адсорбенту, які необхідні для ефективної роботи установок БКА.

Хвильова теорія дозволяє також враховувати процеси всередині зерен адсорбенту. На рис. 10 наведено розрахунковий графік залежності концентрації

азоту як функції відстані від поверхні зерна адсорбенту і часу при проходженні прямокутного концентраційного сигналу крізь шар адсорбенту. З графіка видно, що на деякій відстані від поверхні зерна адсорбенту концентраційний сигнал згладжується і відстає по фазі від коливань концентрації компонента на поверхні зерна.

Наступним кроком до побудови математичної моделі установки, що працює за принципом БКА, стало врахування можливості змінного по напрямку і по швидкості руху газу в адсорбційному апараті. Цю проблему можна вирішити, скориставшись лінійністю системи рівнянь (18) і (19).

Як відомо математичного аналізу, якщо система лінійних диференціальних рівнянь має два окремих рішення, то і сума або різниця цих рішень також буде

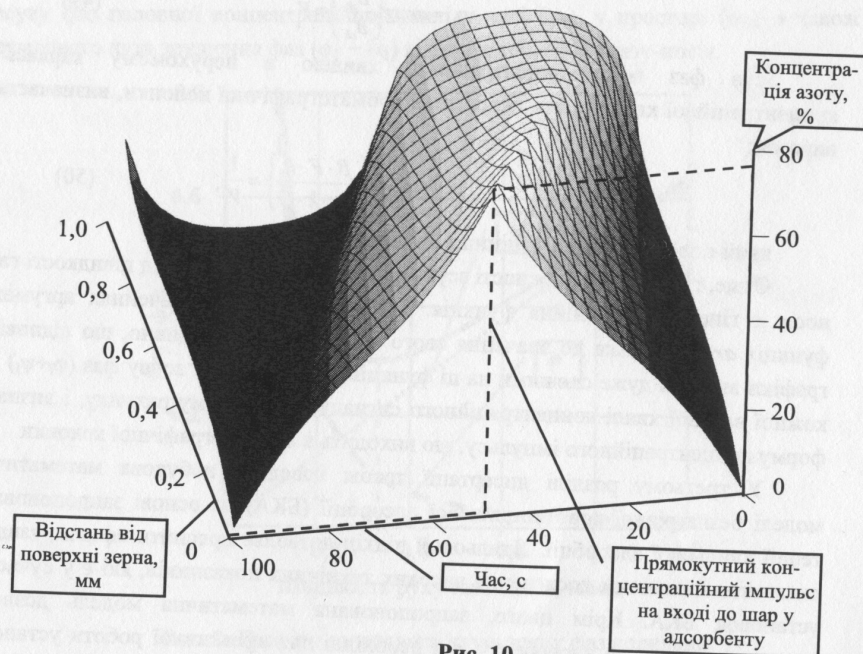


Рис. 10.

Зміна концентрації азоту в залежності від відстані від поверхні зерна адсорбенту і часу при проходженні прямокутного концентраційного сигналу крізь шар адсорбенту.

рішенням цієї системи диференціальних рівнянь. Тому для побудови математичної моделі установки БКА можна об'єднати рішення для прямого потоку суміші, що розділяється, з рішенням для потоку регенеруючого газу, що рухається у зустрічному напрямку. Сума і різниця двох рішень для прямого потоку суміші, що розділяється, і для потоку регенеруючого газу з математичної точки зору рівноправні. Це означає, що система диференціальних рівнянь (18) і (19) має два рішення. Яке з цих рішень буде реалізовано на практиці, визначається початковими умовами.

Установка БКА являє собою складну автоколивальну систему з нестационарними процесами і потоками. Тому моделювання та розрахунки таких установок повинні проводитися на основі понятійного апарату та методів теорії динамічних систем. У термінах теорії динамічних систем сталий режим роботи установки БКА з коливаннями концентрацій і тисків компонентів, які повторюються, прийнято називати граничним циклом.

Можливі також пускові режими роботи установки БКА, в яких концентрації і тиски компонентів суміші, не повторюються, але з часом всі пускові режими приводять до одного і того ж сталого режиму роботи установки – до її граничного циклу. У теорії динамічних систем відомі об'єкти, які мають декілька граничних циклів. Початкові умови, при яких система може перейти до кількох граничних циклів отримали назву точок біфуркації.

Отже, адсорбер установки БКА, через який поперемінно проходить газ-носіє з розчиненим у ньому компонентом, що адсорбується, і зустрічний потік регенеруючого газу, має два сталих режими роботи, або, згідно з термінологією теорії динамічних систем – два граничних цикли.

Один граничний цикл досягається, коли в початковий момент, після пуску установки БКА, адсорбент добре відрегенований по компоненту, що поглинається. У цьому випадку, при проходженні суміші газу-носія з компонентом, що поглинається, через адсорбер, компонент буде активно поглинатися, і з адсорбера вийде практично чистий газ-носіє. Регенеруючий газ, який в цьому випадку представляє собою практично чистий газ-носіє, буде забирати раніше поглинений адсорбентом компонент, регенеруючи тим самим адсорбент. У підсумку, компонент, що поглинається, практично не буде проходити крізь установку БКА.

Другий сталий режим роботи установки БКА буде реалізований, якщо в момент пуску установки адсорбент буде насичений компонентом, що поглинається. У цьому випадку, при проходженні газу-носія з розчиненим компонентом через адсорбер, компонент практично не буде поглинатися

адсорбентом, так як він вже насичений цим компонентом. Тому з установки БКА буде виходити газ-носії з практично таким же, як і на вході в установку вмістом компонента. Якщо такий газ використовувати для регенерації адсорбенту, то вміст компонента в адсорбенті залишиться практично незмінним. Отже, в цьому режимі компонент, що поглинається, навпаки, буде легко проходити крізь установку БКА.

Якщо вважати атмосферне повітря сумішшю двох компонентів: азоту і кисню, то для моделювання установки БКА призначеної, наприклад, для одержання кисню, необхідно окремо розглянути процеси поглинання адсорбентом кисню та азоту. У цьому випадку будуть вже не два, а чотири варіанти початкових умов.

На підставі аналізу адсорбції повітря можна прийти до висновку, що необхідною умовою ефективної роботи установки БКА є адсорбція компонентів суміші, на різних активних центрах поверхні адсорбенту. Зовнішнім проявом цього є незалежність адсорбції одного компонента від ступеня насичення іншими компонентами суміші. По суті справи, саме в момент адсорбції молекул газів на різних активних центрах поверхні адсорбенту і відбувається поділ газової суміші.

За вищеписаною математичною моделлю були проведені розрахунки установки БКА для одержання кисню. В якості адсорбентів обрані цеоліти марки CaX, Oxyvis 5 і Oxyvis 7. Останні дві марки цеолітів розроблені в Linde Air Products Division laboratoris спеціально для використання в установках короткоциклової адсорбції, призначених для одержання кисню. На рис. 11 приведений вид розрахункових залежностей концентрації продукційного кисню від коефіцієнта вилучення кисню з повітря при роботі установки БКА на цеолітах марок CaX, Oxyvis 5 і Oxyvis 7.

У четвертому розділі дисертації викладена хвильова теорія періодичних теплообмінних процесів.

В дисертації розглядається конкретний приклад теплообмінника газової криогенної машини ЗІФ-700, аналога легендарної машини PLA-107, розробленої фірмою Philips. В якості насадки регенеративного теплообмінника в машині ЗІФ-700 використовується мідна сітка, сплетена з дроту діаметром  $2\delta = 50$  мкм. Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні насадки до гелію, який її омиває, при таких розмірах сітки має величину порядку  $50000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Компактність теплообмінника досягає  $50000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . Результат перемноження коефіцієнта тепловіддачі, питомої поверхні насадки і характерного розміру насадки  $\alpha F \delta \sim 10^2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ . Тому параметр  $\alpha F \delta / \lambda_y$  має значення порядку одиниці. Отже, у разі регенеративного теплообмінника газової криогенної машини вже не можна

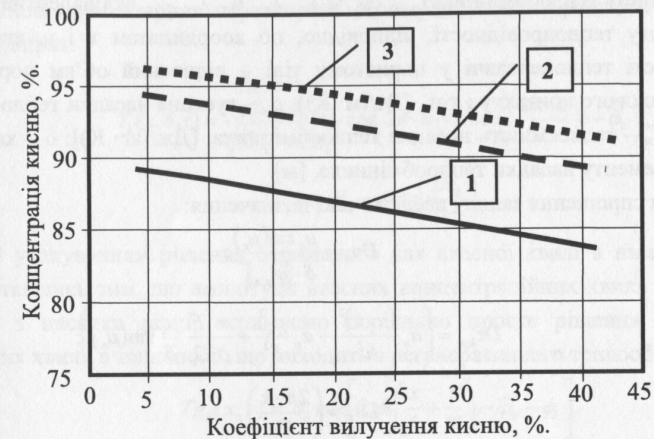


Рис. 11. Розрахункові залежності концентрації продукційного кисню від коефіцієнта вилучення кисню з повітря при роботі установки БКА на цеолітах марки CaX, Oxyvis 5 і Oxyvis 7.

1 – цеоліт CaX; 2 – цеоліт Oxyvis 5; 3 – цеоліт Oxyvis 7.

вважати, що температура поверхні елемента насадки практично збігається з температурою теплоносія, що його омиває. Це не дозволяє спростити отримане рішення, замінивши ряд Фур'є по координаті у одним з його членів, як це було зроблено при розгляді хвильової адсорбції. Тому, якщо на вхід регенеративного теплообмінника подається  $k$ -та власна концентраційна хвиля, то в сталому режимі отримемо такий вираз для образу теплової хвилі в насадці:

$$\tilde{T}_{n,k}(x, y, s) = \frac{B_k \cdot h \cdot \alpha \cdot F \cdot \cos\left(2\pi \cdot k \cdot \frac{x}{h}\right) \cdot s}{2 \cdot \rho_n C_n \left(s^2 + \left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)^2\right)} \times \sum_n \frac{\frac{\mu_n}{\delta \cdot \|y_{y,n}\|^2} \sin(\mu_n) \cos\left(\mu_n \frac{y}{\delta}\right)}{\left(a_x \frac{(\pi \cdot k)^2}{h^2} + a_y \frac{\mu_n^2}{\delta^2} + \frac{\alpha \cdot F \cdot \mu_n}{\rho_n C_n \delta} \sin(\mu_n) + s\right)} \quad (51)$$

де  $T(x, y, \tau)$  – поточна температура насадки теплообмінника, [К];  $Tg(x, \tau)$  – поточна температура теплоносія, [К];  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні насадки до теплоносія, [Вт/(К·м<sup>2</sup>)];  $F$  – питома поверхня насадки

(компактність теплообмінника),  $[M^2/M^3]$ .  $\lambda_x$  і  $\lambda_y$  – еквівалентне значення коефіцієнту теплопровідності, відповідно, по координатам  $x$  і  $y$ , яке враховує особливості теплопередачі у пористому тілі – відносний об'єм пор, кількість точок теплового контакту і т.п.,  $[Вт/(м \cdot K)]$ ;  $\rho_n$  – густина насадки теплообмінника,  $[кг/м^3]$ ;  $C_n$  – теплоємність насадки теплообмінника,  $[Дж/(кг \cdot K)]$ ;  $\delta$  – характерний розмір елемента насадки теплообмінника,  $[м]$ .

Для спрощення запису введемо такі позначення:

$$Da_n = \frac{\mu_n \sin(\mu_n)}{\delta \cdot \|\psi_{y,n}\|^2}; \quad (52)$$

$$Dc_{k,n} = \left( a_x \frac{(\pi \cdot k)^2}{h^2} + a_y \frac{\mu_n^2}{\delta^2} + \frac{\alpha \cdot F}{\rho_n C_n} \frac{\mu_n \sin(\mu_n)}{\delta} \right); \quad (53)$$

$$Ds_k = \left( \frac{2\pi \cdot k}{T} \right). \quad (54)$$

З урахуванням цього, вираз для образу температури насадки набуває вигляду:

$$\tilde{T}_{n,k}(x, y, s) = \frac{B_k \cdot h \alpha \cdot F}{2 \rho_n C_n} \cos\left(2\pi \cdot k \frac{x}{h}\right) \sum_n \frac{Da_n \cos\left(\mu_n \frac{y}{\delta}\right)}{(Dc_{k,n} + s)} \left( \frac{s}{s^2 + Ds_k^2} \right); \quad (55)$$

Розклавши отриманий вираз на прості дроби, переходимо від образів до оригіналу за часом. Відкинувши складові, які відповідають перехідному процесу, отримуємо рішення для сталого процесу проходження  $k$ -ї власної теплової хвилі крізь насадку регенеративного теплообмінника:

$$T_k(x, y, \tau) = \frac{B_k \cdot h \alpha \cdot F}{2 \rho_n C_n} \cos\left(2\pi \cdot k \frac{x}{h}\right) \times \sum_n \frac{Da_{k,n} \cos\left(\mu_n \frac{y}{\delta}\right)}{[Dc_{k,n}^2 + Ds_k^2]} \left\{ Ds_k \sin\left[\left(\frac{\pi \cdot k}{T}\right)\tau\right] + Dc_{k,n} \cos\left[\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)\tau\right] \right\}. \quad (56)$$

Якщо зафіксувати значення координати  $y$ , то отримане рішення можна інтерпретувати, як результат фіксованого часового зсуву теплової хвилі, що розповсюджується в насадці теплообмінника. Наприклад, на поверхні елементів насадки, при  $y = \delta$ , рівняння можна представити в більш зручному для аналізу вигляді:

$$T_k(x, \delta, \tau) = \frac{B_k \cdot h \alpha \cdot F}{2 \rho_n C_n} \cos\left(2\pi \cdot k \frac{x}{h}\right) \times \left\{ \tilde{D}s_k \sin\left[\left(\frac{\pi \cdot k}{T}\right)\tau\right] + \tilde{D}c_k \cos\left[\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)\tau\right] \right\}, \quad (57)$$

$$\text{де } \tilde{D}s_k = \sum_n \frac{Da_n \cos(\mu_n)}{Dc_{k,n}^2 + Ds_k^2} Ds_k; \quad \tilde{D}c_k = \sum_n \frac{Da_n \cos(\mu_n)}{Dc_{k,n}^2 + Ds_k^2} Dc_{k,n}.$$

Після елементарних перетворень отримуємо більш простий і зручний для аналізу вираз:

$$T_k(x, \delta, \tau) = \frac{B_k \cdot h \alpha \cdot F}{\sqrt{\tilde{D}c_k^2 + \tilde{D}s_k^2}} \cos\left(2\pi \cdot k \frac{x}{h}\right) \cdot \cos\left(\left(\frac{2\pi \cdot k}{T}\right)\tau - \tilde{\varphi}_k\right), \quad (58)$$

$$\text{де } \tilde{\varphi}_k = \arctg\left(\frac{\tilde{D}s_k}{\tilde{D}c_k}\right). \quad (59)$$

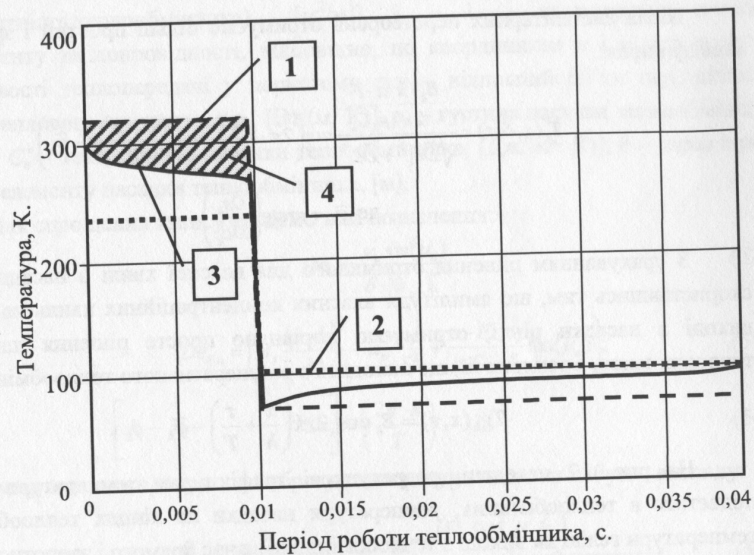
З урахуванням рішення отриманого для власної хвилі в насадці, а також скориставшись тим, що амплітуди власних концентраційних хвиль на вході і на виході з насадки рівні, отримуємо порівняно просте рішення для власних теплових хвиль в теплоносії, що виходить з регенеративного теплообмінника:

$$Tg_k(x, \tau) = B_k \cos\left[2\pi k \left(\frac{x}{h} + \frac{\tau}{T}\right) - \tilde{\varphi}_k - \phi_k\right]. \quad (60)$$

На рис. 12 наведені, розрахункові графіки для температури газу, що подається в теплообмінник, температури насадки на кінцях теплообмінника і температури гелію на виході з теплообмінника за час прямого і зворотного дуття.

Спроба оптимізувати розміри теплообмінника показала, що конструкція теплообмінника вже оптимізована. Суттєво впливає на ефективність роботи регенеративного теплообмінника відносна величина обсягу пір. Максимальна ефективність роботи теплообмінника досягається при відносній величині обсягу пір, яка дорівнює 0,42. Типове значення відносної величини обсягу пір у насипних матеріалів зазвичай знаходиться в межах 0,3-0,35. При більшій величині відносного об'єму пор матеріали, що отримані шляхом спікання окремих частинок, втрачають цілісність і руйнуються. З урахуванням цього стає зрозумілим, чому в оригінальній конструкції теплообмінника машини PLA-107, розробленої фірмою Philips, в якості насадки використовувалася путанка з мідного дроту діаметром 25-30 мкм. Саме така конструкція теплообмінника дозволяє не тільки легко досягати оптимального значення обсягу пір, але і контролювати його в процесі виробництва. Максимальна ефективність роботи регенеративного теплообмінника виявилася рівною 0,81, що дорівнює значенню, при якому холодопродуктивність машини на азотному рівні температур становить 700 Вт.

В дисертації також розглянуто хвильовий підхід до розрахунку періодичних нестационарних процесів мембранного розділення газових сумішей. В установках з нестационарним режимом роботи мембрана, що розділяє, має форму замкненої мікросфери або мікрокапсули. У порожнинах цих мікрокапсул періодично накопичується один з компонентів поділюваної суміші. На наступному етапі



**Рис. 12.** Розрахункові залежності температури газу, що подається в теплообмінник, температури насадки на кінцях теплообмінника і температури гелію на виході з теплообмінника за одне обертання валу.

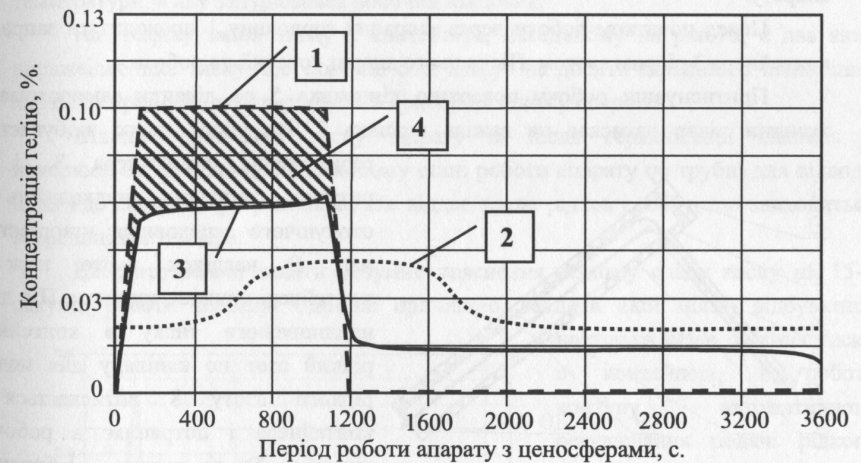
1 – температура на вході теплообмінника; 2 – температура насадки; 3 – температура газу на виході з теплообмінника, 4 – недорекуперація тепла  $\Delta Q$ .

роботи установки цей компонент виводиться з порожнин мікрокапсул. Мікроскопічні розміри капсул є їх основною перевагою, так як через їх тонкі стінки забезпечується висока швидкість дифузії газів, недосяжна в апаратах зі стаціонарним режимом роботи. Завдяки мікроскопічним розмірам капсул вони виявляються досить міцними, щоб витримувати перепади тисків у десятки мегапаскалей. Подальше зменшення розмірів мікрокапсул, аж до нанорозмірів, може призвести до радикального підвищення ефективності установок мембранного поділу газів.

У золі, що утворюється при спалюванні вугільного пилу на ТЕЦ, міститься приблизно 1-2% порожнистих алюмосилікатних мікросфер – ценосфер. Розміри ценосфер варіюються в діапазоні від декількох десятків до сотень мікрон. Однією з перспективних технологій, в яких можливе використання ценосфер, є дифузійна технологія добування гелію з природного газу.

В дисертації наведений конкретний приклад розрахунку установки для вилучення гелію з природного газу, в якій в якості поглинаючого елемента використовуються ценосфери. Концентрація гелію в природному газі прийнята рівною 0,1%. Така концентрація гелію в природному газі вважається мінімальною для економічно виправданого вилучення гелію з природного газу традиційними методами.

На рис. 13 наведені розрахункові залежності концентрації гелію в природному газі, що виходить з апарату з ценосферами, і концентрації гелію всередині ценосфер за період роботи установки. Крім цього, на малюнку є графік концентрації гелію в природному газі, що подається в апарат з ценосферами. Так як швидкість руху газу в апараті з ценосферами вважається постійною, то різниця концентрацій гелію на вході і на виході з апарату з ценосферами дозволяє знайти кількість гелію, який був поглинений ценосферами. Ця кількість гелію пропорційна площі фігури, яка позначена на графіку штрихуванням.



**Рис. 13.** Розрахункові залежності концентрації гелію в природному газі, що виходить з апарату з ценосферами, і концентрації гелію всередині ценосфер за період роботи установки.

1 – концентрація гелію в природному газі, що входить; 2 – концентрація гелію всередині ценосфер; 3 – концентрація гелію в природному газі, що виходить; 4 – кількість гелію, який поглинуто.

У п'ятому розділі дисертації наведена математична модель та результати експериментального дослідження кріохірургічного апарату КАУ-01. У

кріоаплікаторі КАУ-01 унікальні технічні характеристики вдало поєднуються з винятковою простотою конструкції, зручністю експлуатації та надійністю.

Принципова схема кріохірургічного апарату КАУ-01 наведена на рис. 14. Кріоаплікатор КАУ-01 включає в себе контейнер для зберігання запасу рідкого азоту 3, заповнення якого проводиться через заправну горловину 1. На заправній горловині встановлений клапан 2 з гумовим ущільненням. Контейнер для рідкого азоту 3 теплоізолюваний за допомогою пенопластової теплоізоляції 7.

Контейнер з'єднаний зі змінним робочим кінцевиком 5 через капіляр для подачі рідкого азоту 8. Для зручності використання апарату, змінний кінцевик 5 встановлений на кріозонд 4, довжина і діаметр останнього підбираються залежно від виду операції, для якої призначений апарат.

Пара рідкого азоту, що утворюється в процесі кріохірургічної операції, відводяться з робочого кінцевого 5 по трубці для відводу пари 9 і викидається в атмосферу через патрубок для виходу пари 10, розташований в нижній частині апарату.

Перед початком роботи через заправну горловину 1 проводиться заправка контейнера 3 рідким азотом. Після цього апарат готовий до роботи.

Притиснувши робочу поверхню кінцевого 5 до ділянки замороженої тканини лікар натискає на важіль клапана 2. Внаслідок цього відбувається герметизація контейнера 3, і за рахунок теплових надходжень з оточуючого середовища утворюється пар. Внаслідок цього тиск у контейнері починає зростати. Під дією надлишкового тиску в контейнері рідкий азот по капіляру для подачі рідкого азоту 8 витискається з контейнера і потрапляє в робочий кінцевик 5, де кипить, відбираючи тепло від замороженої тканини. Пара азоту, яка утворилася при цьому, відводяться з робочого кінцевого по трубці для відводу пари 9 і через патрубок для виходу пари 10 викидаються в атмосферу.

Особливістю кріохірургічного апарату КАУ-01 є те, що завдяки

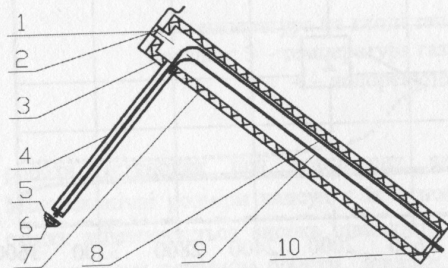


Рис. 14. □ Принципова схема кріохірургічного апарату КАУ-01.

1 – заправна горловина; 2 – клапан; 3 – контейнер для рідкого азоту; 4 – кріозонд; 5 – змінний робочий кінцевик; 6 – робоча поверхня кінцевого; 7 – теплоізоляція; 8 – капіляр для подачі рідкого азоту; 9 – трубка для відведення пари; 10 – патрубок для виходу пари.

теплообміну між зворотним потоком пари, яка проходить по трубці 9, і рідиною в контейнері 7 відбувається автоматичне регулювання надлишкового тиску в контейнері, а через нього і регулювання подачі рідкого азоту в робочий кінцевик.

У процесі експериментального дослідження кріохірургічного апарату проводилося синхронне вимірювання тиску в контейнері і температури робочої поверхні кінцевого. Тиск вимірювався за допомогою манометра діаметром 150 мм з межею вимірювання 1,6 бар і класом точності 1,5. Імпульсна трубка манометра з'єднувалася з контейнером апарату через медичну голку, пропущену через гумову прокладку на клапані 2.

Температура на робочій поверхні кінцевого вимірювалася за допомогою хромель-копелевої термодари, припаяної до зовнішньої поверхні кінцевого. Напруга на термодарі вимірювалася за допомогою мілівольметра з похибкою, яка не перевищує 0,1 мілівольта. Це відповідає похибці вимірювання температури приблизно 2-3 К. Тепловим навантаженням апарату слугувала вода кімнатної температури, в яку занурювався робочий кінцевик.

На графіку зміни тиску в контейнері, наведеному на рис.15, є два явно виражених піка тиску, що само по собі вказує на досить складний і нелінійний характер процесів, які протікають в кріохірургічному апараті.

Швидке зростання тиску відразу ж після герметизації клапана 2 пояснюється тим, що на початковому етапі роботи апарату по трубці для відводу пари йде сильно перегріта пара, яка віддає тепло рідкому азоту, що знаходиться всередині контейнера.

Набагато важче знайти розумне пояснення різкому спаду тиску на 15-й секунді роботи апарату. Єдиною причиною, завдяки якій могло відбуватися настільки різке падіння тиску в контейнері, є робота контуру автоматичного регулювання подачі рідкого азоту в робочий кінцевик.

Можна припустити, що різке падіння тиску в контейнері стало наслідком охолодження кріозонда. В результаті охолодження кріозонда парорідинна суміш, що виходить з кінцевого попадає до трубки 9, яка

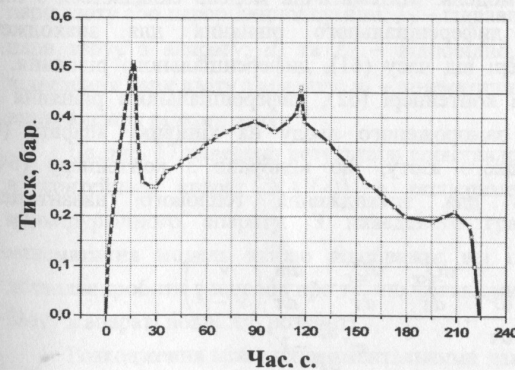


Рис. 15. Динаміка тиску в контейнері.

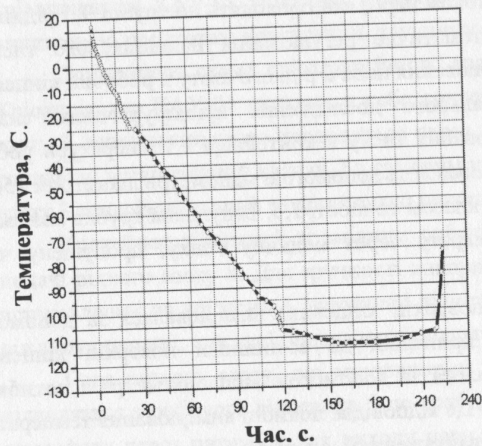


Рис. 16. □ Динаміка температури на поверхні робочого наконечника.

температури пояснюється тим, що приблизно на 110 секунді роботи апарату відбувся перехід від плівкового до бульбашкового режиму кипіння рідкого азоту всередині робочого кінцевика. Результатом цього стало різке збільшення щільності теплового потоку, що спричинило за собою зменшення перепаду температур між рідким азотом, який кипить всередині кінцевика і стінкою кінцевика.

На підставі таких уявлень про роботу кріохірургічного апарату КАУ-01 створена його математична модель. Математична модель складається з низки диференціальних рівнянь: диференціального рівняння для знаходження залежності тиску у контейнері від часу (61), диференціального рівняння, яке описує зміну маси рідини в контейнері (62), диференціального рівняння для швидкості зростання шару замороженого льоду на кінцвику апарату (63), рівняння, яке дає масу рідкого азоту, що відібрано з контейнеру (64) і диференціального рівняння для знаходження теплового навантаження теплообмінника (65):

$$\frac{dP}{d\tau} = \frac{\frac{dQ_{cp}}{d\tau} - \frac{dQ_T}{d\tau} + r \frac{dm_o}{d\tau} \left( \frac{v'}{v''-v'} \right)}{m' \frac{di'}{dP} - V}; \quad (61)$$

проходить всередині контейнера 3. Кипіння рідкого азоту в трубці 9 за рахунок тепла, яке відводиться від насиченої пари в контейнері 3, очевидно, і стало безпосередньою причиною падіння тиску в контейнері для рідкого азоту.

Зіставлення графіків тиску і температури (рис. 16) дозволяє легко пояснити стрибок тиску на 110-120 секундах роботи апарату. На графіку температури можна побачити різке падіння температури зовнішньої поверхні робочого кінцевика в той самий час. Такий хід кривих тиску і

$$\frac{dm'}{d\tau} = \frac{dm_o v'}{v''-v'}; \quad (62)$$

$$\frac{dR}{d\tau} = \frac{dQ_o v_L}{Q_L 2\pi R^2}; \quad (63)$$

$$\frac{dm_o}{d\tau} = \sqrt{\frac{2P}{\lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{16v_1}{(\pi d_1)^2} + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{16v_2}{(\pi d_2)^2} + \lambda_3 \frac{L_3}{d_3} \frac{16v_3}{(\pi d_3)^2}}}; \quad (64)$$

$$\frac{dQ_T}{d\tau} = \min \left\{ \begin{array}{l} q_k \pi L_3 d_3 \frac{m'_o - m'}{m'_o} \\ -r \frac{dm_o}{d\tau} - \left( \frac{dQ_o}{d\tau} + \frac{dQ_{cp}}{d\tau} \right) \end{array} \right\}; \quad (65)$$

де  $P$  – тиск у контейнері;  $\tau$  – час;  $Q_T$  – тепло, відведене у теплообміннику;  $Q_{cp}$  – теплові надходження з довкілля;  $m_o$  – маса рідкого азоту, що відібрано з контейнеру;  $m'$  – маса рідкого азоту в контейнері;  $v'$  – питомий об'єм пари азоту;  $v''$  – питомий об'єм рідкого азоту;  $V$  – об'єм контейнеру;  $i'$  – ентальпія рідкого азоту;  $Q_o$  – тепло, підведене у кінцвику;  $v_L$  – питомий об'єм льоду;  $Q_L$  – теплота замерзання води;  $\lambda_1$  – гідравлічний опір трубки для подачі рідкого азоту в кінцевик апарату;  $d_1$  та  $L_1$  – відповідно, діаметр і довжина трубки для подачі рідкого азоту;  $v_1$  – кінематична в'язкість рідкого азоту;  $\lambda_2$  – гідравлічний опір каналу для відведення пари азоту з кінцевика апарату;  $d_2$  та  $L_2$  – відповідно, діаметр і довжина каналу для відведення пари азоту;  $v_2$  – кінематична в'язкість пари азоту або парорідинної суміші;  $\lambda_3$  – гідравлічний опір трубки для відведення пари азоту з апарату;  $d_3$  та  $L_3$  – відповідно, діаметр і довжина трубки для відведення пари азоту з апарату;  $v_3$  – кінематична в'язкість пари азоту;  $r$  – теплота випарювання рідкого азоту.

На рис. 17 наведено результати співставлення розрахованої динаміки тиску в контейнері апарат КАУ-01 з експериментальними даними для цього кріохірургічного апарату. З наведеного графіку видно, що вищеописана математична модель якісно відображає всі особливості роботи апарату. Це дозволяє зробити висновок про те, що механізми саморегулювання подачі рідкого азоту в апараті повністю розкриті.

Розходження між експериментальними даними та результатами розрахунку можуть бути пояснені тим, що математична модель не повністю враховує особливості гідравлічного опору кільцевого каналу в якому рухається

парорідинна суміш азоту, а також особливості кипіння азоту в стислому об'ємі кінцевика. Не зважаючи на це, математична модель може бути використана у практичних розрахунках кріохірургічних апаратів.

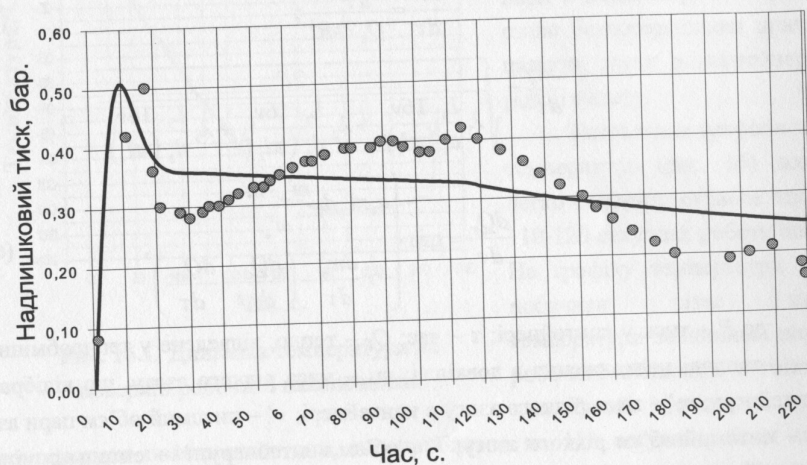


Рис. 17. Співставлення розрахованої динаміки тиску в контейнері апарату КАУ-01 з експериментальними даними.

### Висновки і результати

1. Отримана система безрозмірних критеріїв і відповідне критеріальне рівняння, дозволяють з високою точністю узагальнити експериментальні дані по теплообміну при сублімації холодоагенту на поверхні теплообміну.
2. Шляхом підбору лише одного коефіцієнта узагальнено експериментальні дані по теплообміну при сублімації холодоагенту в присутності ацетону, який підвищує інтенсивність тепловіддачі.
3. Теплообмін при плавленні або сублімації холодоагенту може бути використаний для моделювання тепловіддачі стінки при граничних умовах другого роду  $q = const$ .
4. Запропонований алгоритм для оптимізації профілю твердотільних тепло- і холодопроводів, дозволяє найкращим чином розподілити теплопровідний матеріал у холодопроводі.
5. Біонічний підхід до оптимізації тепло- і холодопроводів заснований на запозиченні ряду ідей і принципів з живої природи, дозволяє вдосконалити

форму уздовжніх ребер атмосферних випарників і форму тепло і холодопроводів.

6. Використання теплової машини в якості ступені охолодження кріогенних циклів дозволяє підвищити їх енергетичну ефективність.
7. Новий детандерний цикл середнього тиску для зрідження повітря, дозволяє підвищити холодопродуктивність повітророзподільних установок за рахунок зниження термодинамічних втрат.
8. Сформульовано та обгрунтовано дві достатніх ознаки працездатності багатопотокових теплообмінників, які дозволяють без використання кінетичних параметрів теплообміну оцінити працездатність багатопотокових теплообмінників.
9. Використання достатніх ознак працездатності багатопотокових теплообмінників дозволяє не тільки перевірити працездатність тієї чи іншої схеми теплообміну, а й вибрати таку схему, яка має найбільшу термодинамічну досконалість.
10. Запропоновано нову фізичну модель адсорбції газу, який рухається в зернистому шарі адсорбенту. У цій моделі весь простір, в якому знаходиться адсорбенту і прилеглих до них застійних зон, і систему пов'язаних між собою порожнин і каналів. У нерухомому каркасі поширення даного компонента відбувається за рахунок молекулярної дифузії в газі-носії. В системі каналів, розташованих між зернами адсорбенту компонент переноситься головним чином за рахунок конвекції.
11. Знайдено аналітичне рішення системи диференціальних рівнянь дифузії та поглинання компонента в зернах адсорбенту, і рівняння матеріального балансу компонента, який рухається у вільному просторі між зернами адсорбенту для випадку гармонійних коливань концентрації компонента на вході у розглянутий шар адсорбенту.
12. Розроблено нову методику розрахунку періодичних нестационарних, але сталих процесів адсорбції, яка заснована на розкладанні вхідного концентраційного сигналу в ряд Фур'є по власних частотах даного адсорбційного процесу. При цьому кожна з власних частот незалежно від інших, пропускається через шар адсорбенту, а на виході з цього шару всі рішення для окремих власних частот сумуються. В результаті сумування рішень для окремих власних частот, отримується рішення задачі проходження складного періодичного концентраційного сигналу через шар адсорбенту.
13. Навіть істотна різниця в енергії зв'язку молекул адсорбованих газів з поверхнею адсорбенту, зовнішнім проявом якої є різниця в величині адсорбції газів даними адсорбентом, не забезпечує ефективного поділу газової суміші методом безнагрівної короткоциклової адсорбції.

14. Важливою умовою ефективної роботи установки безнагрівної короткоциклової адсорбції є адсорбція компонентів суміші, на різних активних центрах поверхні адсорбенту. Зовнішнім проявом цієї властивості адсорбенту є незалежність адсорбції одного компонента від ступеню насичення іншими компонентами суміші.
15. Математична модель, яка розроблена на базі хвильового підходу до аналізу і розрахунку процесів адсорбції, дозволяє пояснити механізми, завдяки яким у сучасних установках коротко циклової адсорбції досягаються високі концентрації продукційного кисню (більше 90%) при коефіцієнті вилучення більше 40%.
16. Запропонована хвильова методика розрахунку регенеративних теплообмінників, яка дозволяє враховувати наступні фактори:
- нестационарну теплопровідність в елементах насадки регенеративного теплообмінника;
  - подовжню теплопровідність насадки теплообмінника;
  - змінну температуру теплоносія на вході в теплообмінник;
17. Хвильова методика розрахунку регенеративних теплообмінників перевірена на прикладі одного з найскладніших, з точки зору його розрахунку, теплообмінників – регенеративному теплообміннику газової криогенної машини, що працює за циклом Стірлінга. Розрахункове значення ефективності регенеративного теплообмінника газової криогенної машини ЗІФ-700 практично точно збіглося з реальною величиною ефективності теплообмінника.
18. Хвильовий підхід до моделювання періодичних адсорбційних процесів дозволяє моделювати технологію розділення газових сумішей, відому під назвою «Dual Piston Pressure Swing Adsorption System» або DP-PSA, в якій коливання тиску і зміни напрямку потоків в адсорбційному апараті створюються за допомогою гармонійного руху двох поршнів.
19. Запропоновано фізичну та математичну моделі поглинання гелію шаром ценосфер. У цій моделі процес поглинання гелію шаром ценосфер розглядається як результат процесів дифузії та накопичення гелію всередині ценосфер, а також процесу конвекції гелію у вільному просторі між ценосферами.
20. Запропоновано хвильову методику розрахунку періодичних нестационарних, але сталих процесів поглинання гелію, яка заснована на розкладанні вхідного концентраційного сигналу в ряд Фур'є по власних частотах даного періодичного процесу.
21. Розкрито механізми саморегулювання подачі рідкого азоту в залежності від теплового навантаження робочого наконечника в криохірургічному апараті КАУ-01.

#### Публікації.

1. Кравченко М.Б., Наер В.А. АС СССР №1706587 «Криохірургический аппарат». – 1991 г.
2. Кравченко М.Б. Анализ термодинамических циклов низкотемпературных установок с помощью (q-1/T) диаграмм. //Технические газы. – 2004. – №2, – С.43-46.
3. Кравченко М.Б. Простой способ повышения эффективности прямых ребер. //Холодильная техника и технология. – 2007. – №5(109). С.59-65.
4. Кравченко М.Б. Исследование теплоотдачи при сублимации или плавлении хладагента на стенке теплообменного аппарата. // Технические газы. – 2007. – №2, – С.22-27.
5. Кравченко М.Б., Сизоненко Л.А. Экспериментальное исследование криохірургического аппарата КАУ-01. //Холодильная техника и технология. – 2008. – №3(113). С.27-38.
6. Кравченко М.Б. Расчет температурных полей в хладопроводе методом R-функций. //Холодильная техника і технологія, – Одеса: ОДАХ. – 2009. – №1 (120) – С.7-12.
7. Кравченко М.Б. Новый цикл среднего давления для ожижения воздуха и возможность его применения в ВРУ. // Холодильная техника і технологія, – Одеса: ОДАХ. – 2009. – №2 (118) – С.5-11.
8. Кравченко М.Б. Условия работоспособности многопоточных рекуперативных теплообменников криогенных установок. //Технические газы. – 2009. – №4, – С.29-36.
9. Кравченко М.Б. Достаточные условия работоспособности многопоточных теплообменников. //Холодильная техника і технологія, – Одеса: ОДАХ. – 2009. – №6 (122) – С.20-31.
10. Кравченко М.Б. Обобщенный цикл низкого давления для ожижения воздуха. //Холодильная техника і технологія, – Одеса: ОДАХ. – 2010. – №1 (123). – С.27-38.
11. Кравченко М.Б. Оптимизация оппозитных теплообменников. //Технические газы. – 2010. – №4. – С37-43.
12. Кравченко М.Б. Аналитическое исследование противоточных теплообменников. //Технические газы. – 2010. – №5. – С24-30.
13. Кравченко М.Б. Оптимизация тепло- и хладопроводов. //Холодильная техника і технологія, – Одеса: ОДАХ. – 2011. – №6 (134) – С.19-24.
14. Лавренченко Г.К., Кравченко М.Б. Тепловая машина как ступень охлаждения в циклах криогенных систем. // Технические газы. – 2011. – №2, – С.22-26.

15. Кравченко М.Б. О возможности применения криогенного цикла с тепловой машиной для сжижения природного газа. //Холодильная техника и технология, – Одеса: ОДАХ. – 2011. – №3 (131) – С.47-55.
16. Кравченко М.Б. Волновая адсорбция. 1. Аналитическое описание и анализ процессов. //Технические газы. – 2011. – №5. – С49–59.
17. Кравченко М.Б. Волновая адсорбция. 2. Практическое применение. //Технические газы. – 2011. – №6. – С33–38.
18. Кравченко М.Б. Волновая адсорбция и газовая хроматография. 1.Математическая модель волновой адсорбции. //Холодильная техника и технология. – 2012. – № 1(135). – С 58-67.
19. Кравченко М.Б. Волновая адсорбция. Влияние размера зерен адсорбента на процессы короткоциклового адсорбции. //Холодильная техника и технология. – 2012. – № 3. – С 63-74.
20. Кравченко М.Б. Влияние размера зерен адсорбента на процессы короткоциклового адсорбции. //Технические газы. – 2012. – №3. – С52-55.
21. Кравченко М.Б. Волновой подход к моделированию процессов короткоциклового адсорбции. //Технические газы. – 2013. – №5. – С35-41.
22. Кравченко М.Б. Не криогенный способ разделения неонгелиевой смеси. //Технические газы. – 2014. – №1. – С32-39.
23. Кравченко М.Б. Волновая адсорбция: моделирование процессов в DP-PSA-установке. //Технические газы. – 2014. – №5. – С.44-51.
24. Кравченко М.Б. Волновой подход к моделированию периодических процессов теплообмена. //Технические газы. – 2014. – №6. – С20-27.
25. Кравченко М.Б. Волновая адсорбция. – Саарбрюккен: Lap. Lambert Academic Publishing. 2014. – 168с.

#### АНОТАЦІЯ

Михайло Борисович Кравченко „Науково-технічні основи вдосконалення періодичних тепломасообмінних процесів у криогенній техніці”. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціонування. Одеська національна академія харчових технологій. Одеса, 2016.

Дисертація присвячена дослідженню періодичних тепломасообмінних процесів, які застосовуються в криогенній техніці і техніці призначеної для скраплення і поділу газових сумішей.

У роботі отримана проста система безрозмірних критеріїв і критеріальне рівняння, що дозволяють з високою точністю узагальнити експериментальні дані по теплообміну при сублимації холодоагенту на поверхні теплообміну.

Запропонована ідеологія і простий алгоритм для оптимізації профілю твердотільних тепло- і холодопроводів, що дозволяє найкращим чином розподілити теплопровідний матеріал у холодопроводі.

Досліджена можливість застосування теплової машини і термотрансформатора для поліпшення енергетичних показників криогенних установок.

Запропоновані достатні умови працездатності багатопотокового теплообмінника, що дозволяє обійтися без використання кінетичних параметрів теплообміну при розрахунку багатопотокових теплообмінників і криогенних циклів.

Запропонована математична модель хвильової адсорбції, яка дає якісні та кількісні результати, що добре узгоджуються з емпіричними даними, накопиченими в області аналітичної газової хроматографії і адсорбційної техніці поділу газових сумішей. Математична модель хвильової адсорбції дозволяє удосконалити методи розрахунку динаміки сорбції для широкого класу адсорбційних апаратів періодичної дії, наприклад, таких як установки для одержання азоту або кисню, що працюють за методом короткоциклової адсорбції.

Запропонована хвильова методика розрахунку регенеративних теплообмінників, що дозволяє враховувати такі фактори:

- нестационарний теплообмін в елементах насадки;
- подовжню теплопровідність насадки теплообмінник;
- змінну температуру теплоносія на вході в теплообмінник;

Працездатність нової методики розрахунку регенеративних теплообмінників перевірена на регенеративному теплообміннику газової криогенної машини, що працює за циклом Стірлінга.

Описано застосування хвильового підходу до аналізу періодичних процесів адсорбції і десорбції для побудова математичної моделі установки, що працює по DP-PSA-технології, з гармонійним рухом поршнів.

Запропоновано методику розрахунку періодичних нестационарних, але сталих процесів поглинання гелію, шаром ценосфер.

#### АННОТАЦИЯ

Михаил Борисович Кравченко „Научно-технические основы совершенствования периодических тепломассообменных процессов в криогенной технике”. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.14 – Холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования. Одесская национальная академия пищевых технологий. Одесса, 2016.

Диссертация посвящена исследованию периодических теплообменных процессов, которые применяются в криогенной технике и технике предназначенной для сжижения и разделения газовых смесей.

В работе получена простая система безразмерных критериев и критериальное уравнение, позволяющие с высокой точностью обобщить экспериментальные данные по теплообмену при сублимации хладагента на поверхности теплообмена.

Предложена идеология и простой алгоритм для оптимизации профиля твердотельных тепло- и хладопроводов, позволяющий наилучшим образом распределить теплопроводящий материал в хладопроводе.

Исследована возможность применения тепловой машины и термотрансформатора для улучшения энергетических показателей криогенных установок.

Предложены достаточные условия работоспособности многопоточного теплообменника, которые позволяют обойтись без кинетических параметров теплообмена при расчете криогенных циклов.

Предложенная математическая модель волновой адсорбции дает качественные и количественные результаты, которые хорошо согласуются с эмпирическими данными, накопленными в области аналитической газовой хроматографии и адсорбционной технике разделения газов. Математическая модель волновой адсорбции позволяет усовершенствовать методы расчета динамики сорбции для широкого класса адсорбционных аппаратов периодического действия, например, таких как установки для получения кислорода или азота, работающие по методу короткоциклового адсорбции.

Предложена волновая методика расчета регенеративных теплообменников, позволяющая учитывать следующие факторы:

- нестационарный теплообмен в элементах насадки;
- продольную теплопроводность насадки теплообменника;
- переменную температуру теплоносителя на входе в теплообменник;

Работоспособность новой методики расчета регенеративных теплообменников проверена на регенеративном теплообменнике газовой криогенной машины, работающей по циклу Стирлинга.

Описано применение волнового подхода к анализу периодических процессов адсорбции и десорбции для построения математической модели установки, работающей по DP-PSA-технологии, с гармоническим движением поршней.

Предложена методика расчета периодических нестационарных, но установившихся процессов поглощения гелия, слоем ценосфер.

## ABSTRACT

Michael B. Kravchenko „Scientific and technical bases for improvement of heat and mass periodic processes in cryogenic engineering”. – Manuscript.

Thesis for the scientific degree of Doctor of technical sciences, specialty 05.05.14 – Cryogenic, vacuum and compressor equipment, air-conditioning system. Odessa National Academy of Food Technologies. Odessa, 2016.

This research focuses on the heat and mass periodicals processes used in cryogenic engineering and technology, designed for liquefaction and separation of gas mixtures.

A simple system of dimensionless criteria and criterion equations for accurately summarize the experimental data on heat transfer in refrigerant which sublimating on heat transfer surface, has been obtained.

The ideology and simple algorithm for optimization the thermal profile of solid-state heat-conductor, allowing best distribute conductive material in the heat-conductor has been proposed .

The possibility of the use of a heat engine and heat-transformer to improve the energy performance of cryogenic equipment has been shown.

The sufficient condition of performance of the multiflow exchanger which avoids the using of kinetic parameters in the calculation of cryogenic heat cycles has been proposed.

The mathematical model of wave adsorption, which gives qualitative and quantitative results are in good agreement with empirical data accumulated in the analytical gas chromatography and adsorption technology of gas mixtures division has been proposed. Mathematical model of wave adsorption allows improving methods for calculating the dynamics of adsorption for a wide class of periodic action adsorption apparatus, such as installation for obtaining of oxygen or nitrogen working on a PSA technology.

The proposed wave method for calculating regenerative heat exchanger that takes into account the following factors:

- unsteady heat transfer in the packing of exchanger;
- longitudinal thermal conductivity of the packing of heat exchanger
- variable coolant temperature at the inlet to the heat exchanger;

The efficiency of the new method of calculating the regenerative heat exchanger has been checked for regenerative exchanger of gas cryogenic machines working on Stirling cycle.

The using of wave approach has been described the analysis of periodic adsorption and desorption processes for the construction of a mathematical model of a facility working on DP-PSA-technology, with harmonic motion of pistons.

The method of calculating the periodic unsteady process of adsorption helium by layer of cenospheres has been proposed.