

потираєч П 18

Одеська державна академія холоду

ПАРМЕНОВА ДАНА ГЕОРГІВНА

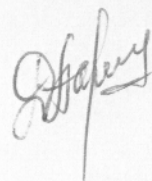
УДК 621.574

**ТЕПЛОВІ РЕЖИМИ ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИКІВ ІЗ
ЗАСТОСУВАННЯМ ДВОФАЗНИХ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧИХ ПАНЕЛЕЙ**

Спеціальність 05.14.06. – Технічна теплофізика і промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук



Одеса - 2006

Дисертація є рукописом
Робота виконана в Одеській державній академії холоду Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник -

доктор технічних наук, професор
Смирнов Генріх Федорович

Офіційні опоненти -

доктор технічних наук, професор
Мазур Віктор Олександрович
кафедра технічної термодинаміки Одеської державної академії холоду

кандидат технічних наук, доцент
Тіглов Олександр Сергійович
кафедра теплохладотехніки Одеської національної академії харчових технологій

Провідна організація -

Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України (м. Харків)

Захист дисертації відбудеться "19" червня 2006 р. об 11⁰⁰ годині в ауд. 108 на засіданні Спеціалізованої вченої ради Д.41.087.01 в Одеській державній академії холоду за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 65082.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці ОДАХ за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 65082.

Автореферат розісланий "10" травня 2006р.

Ізм.	Лист	№ док.	Пом.

Спеціалізованої ради

Мілованов В.І.

ок (Р) 2. Т_н = T_н / K

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи пов'язана з тим, що сучасні тенденції удосконалення побутової холодильної техніки містять у собі скорочення витрат часу на охолодження продуктів, збільшення корисного об'єму холодильних шаф, одержання рівномірного розподілу температур по об'єму холодильних камер, зниження рівня енергоспоживання і т.п. Застосування тих або інших удосконалень конструкції, дизайну, регулювання побутових холодильників призводить до змін таких показників як час виходу на режим, середньодобове енергоспоживання та ін. Традиційний шлях визначення змін цих показників зв'язаний з організацією відповідних експериментів та вимагає великих часових і матеріальних витрат. Крім цього, аналіз результатів експериментів у багатьох випадках не дозволяє надійним образом з'ясувати дійсні причини несприятливих змін значень тих або інших показників. Тому розробка спрощених, але вірогідних методів математичного моделювання, що допомогли б правильно оцінювати результати експериментів та ефективним чином удосконалити конструкцію і технологію виготовлення побутових холодильників, представляється актуальною.

Крім того, одержання рівномірного розподілу температур в об'ємах холодильників і експериментальних термокамер є проблемою, що має важливе практичне значення, тому що рівномірність температурного поля дозволяє збільшити корисний об'єм камер, знизити споживану електроенергію й одночасно досягти якісного і більш швидкого охолодження або нагрівання в цих камерах.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до Постанови Верховної Ради України №75/94-ВР від 1.07.94 р., що затвердила Закон України "Про енергозбереження".

Мета і задачі досліджень. Метою даної роботи є визначення можливостей удосконалення параметрів і характеристик побутових холодильників на основі застосування двофазних теплопередаючих панелей, а також оцінка раціональності такого технічного рішення з точки зору спроможності вирівнювання температурних полів у внутрішніх об'ємах холодильників.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Визначити шляхи удосконалення конструкцій шаф компресійних холодильників, які широко розповсюджені на споживчому ринку, з метою зниження їхнього енергоспоживання без суттєвого збільшення вартості.
2. Розробити математичні моделі для визначення температурних режимів холодильних шаф побутових холодильників, які дозволять прогнозувати ефективність їх конструктивних змін з урахуванням геометричних і теплофізичних характеристик.
3. Розробити математичну модель температурних режимів теплопередаючих панелей з замкненим двофазним термосифоном.
4. Дослідити вплив від застосування теплопередаючих панелей з термосифоном в об'ємі холодильної шафи для компресійних побутових холодильників на його температурні режими.

xv 1135
ІНСТИТУТ ХОЛОДУ
ОНАУТ

ОДЕСЬКА
БІБЛІОТЕКА
НАЦІОНАЛЬНОЇ АКАДЕМІЇ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

5. Провести експериментальні дослідження роботи компресійного побутового холодильника з внутрішніми джерелами тепловиділення та без них при періодичній роботі компресора.

6. Провести експериментальні дослідження роботи теплопередаючих панелей на базі замкненого двофазного термосифона при різних режимах теплопідводу для оцінки теплопередаючої спроможності панелей.

7. Провести перевірку адекватності розроблених моделей для побутового холодильника та теплопередаючих панелей шляхом зіставлення розрахункових і експериментальних даних.

Об'єктом досліджень є побутовий компресійний холодильник та алюмінієві теплопередаючі панелі з замкненням двофазним термосифоном (ЗДФ) із проміжним теплоносієм.

Предметом досліджень є визначення теплових режимів теплопередаючих панелей, побутових холодильників без теплопередаючих панелей, з ними, з внутрішніми джерелами тепловиділення та без них.

Методи дослідження: математичне моделювання, експерименти, апробація розробленої математичної моделі на реальному побутовому холодильнику і на теплопередаючих панелях із замкнутим двофазним термосифоном, узагальнення.

Наукове положення.

Теплопередаючі панелі з двофазним термосифоном дозволяють отримати рівномірний розподіл температур з перепадом температур по висоті 1 - 2°C при різних теплових навантаженнях, а використання теплопередаючих панелей в об'ємі побутових холодильників дозволяє досягнути зменшення маси теплоносія в робочому контурі та знизити енергоспоживання на 5-10%.

Обґрунтованість і достовірність наукового положення визначається задовільним узгодженням експериментальних і розрахункових даних.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Застосування методу аналізу теплових режимів радіоелектронної апаратури (РЕА) школи професора Дульнева Г.М., для аналізу показників роботи побутових холодильників дозволяє одержати адекватні математичні моделі режимів їх роботи.

2. Вперше поставлені і виконані експериментальні дослідження теплових режимів побутових холодильників із внутрішніми джерелами тепловиділення та без них.

3. Отримані експериментальні дані по тепловим режимам теплопередаючих панелей з ізобутаном як проміжним теплоносієм.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Результати роботи можуть бути використані в технології виробництва конструкторських побутових холодильників та термокамер (із теплопередаючими панелями).

2. Результати досліджень підтвердили ефективність застосування теплопередаючих панелей для спрощення технології і собівартості АДХА, оскільки раніше на рівні авторських свідоцтв і патентів такі переваги застосування теплопередаючих панелей були визнані, але не мали експериментального підтвердження. Було показа-

но, що запровадження таких пристроїв при умовах забезпечення необхідних термічних опорів покращують теплові режими та знижують енергоспоживання.

3. Апробований підхід до математичного моделювання теплових режимів побутових холодильників і термокамер, разом з методиками експериментування, може бути рекомендований для застосування в групах і відділах технічних виробництв, що займаються створенням нових зразків побутового і промислового холодильного обладнання.

Особистий внесок здобувача полягає у розробці програми і методики експериментальних досліджень і підготовці відповідних публікацій, створенні експериментальних стендів та проведенні експериментальних досліджень, створенні математичних моделей для аналізу роботи побутових холодильників та тепло передаючих панелей з замкненням двофазним термосифоном, проведенні аналізу і узагальненні отриманих результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та висновки дисертаційного дослідження доповідались на щорічних конференціях аспірантів з 1999 по 2002 роки; на наукових семінарах кафедри кріогенної техніки (протокол №1 від 20 січня 2005р. та протокол №1 від 12 жовтня 2005р.); на 62-ій науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу Одеської державної академії холоду (Одеса, 2005).

Публікації. По темі дисертації опубліковано чотири друкованих роботи у науково-технічних журналах, що відповідають вимогам ВАК України.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація викладена на 133 сторінках, включаючи 40 рисунків, і складається з вступу, чотирьох глав, списку літератури з 61 найменування і додатків на 25 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ.

У вступі відображена актуальність роботи, сформульовані мета і задачі дослідження, що виходять із сучасного стану проблеми, сформульовані наукове положення, новизна, основні результати роботи і визначена її практична цінність.

У першому розділі розглянуті існуючі математичні моделі компресійних та абсорбційно-дифузійних побутових холодильників, а також існуючі конструкції холодильних шафів з теплопередаючими панелями і тепловими трубами або термосифонами.

Аналіз літератури, присвяченої створенню математичних моделей побутових холодильників, показує, що існуючі математичні моделі, в основному, присвячені моделюванню процесів тепло - і масопереносу в окремих елементах холодильної машини: компресор, конденсатор, випарник, капілярна трубка та ін., однак, не описують теплові режими холодильної шафи і не дозволяють правильно оцінити ефективність роботи холодильника в цілому з урахуванням основних особливостей його елементів.

У теперішній час компресійні холодильники широко розповсюджені на споживчому ринку і актуальним є удосконалення їхньої конструкції з метою зниження нерівномірності температурного поля, спрощення конструкції холодильної камери без помітного збільшення собівартості, що може бути досягнуте за допомогою застосування теплових труб, термосифонів і теплопередаючих панелей. Передбачається, що використання теплопередаючих панелей з термосифоном для компресійних побутових холодильників дозволить збільшити їхній корисний об'єм і знизити температурний рівень в об'ємі холодильної шафи, спростити конструкцію випарника в холодильній камері. Відомі пропозиції на рівні авторських свідоцтв і патентів на холодильні агрегати з теплопередаючими панелями, але відсутні будь-які експериментальні дослідження, що підтверджують можливість їх практичного застосування.

В другому розділі представлені математичні моделі теплових режимів побутової компресійної холодильної шафи з імітаторами продуктів та без них, для теплопередаючих панелей із замкненим двофазним термосифоном з ізобутаном як проміжним теплоносієм.

При розробці нестационарної математичної моделі теплових режимів холодильної шафи був використаний підхід, розроблений у роботах професора Г.М.Дульнева зі співробітниками стосовно до розрахунків теплових режимів радіоелектронної апаратури, що полягає у тому, що об'єкт, для якого складається математична модель теплових режимів, замінюється деякою "тепловою моделлю".

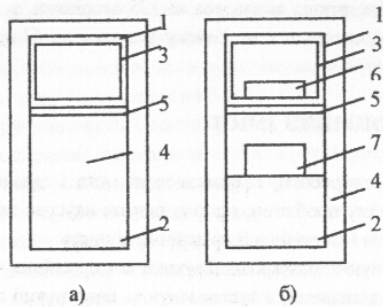


Рис.1. а) Теплова модель «порожнього» (без продуктів) холодильника.

1 – область морозильного відділення; 2 – область холодильного відділення; 3 – область випарника; 4 – стінки холодильної шафи; 5 – перегородка.
б) Теплова модель холодильника з продуктами:
1 – область морозильного відділення; 2 – область холодильного відділення; 3 – область випарника; 4 – стінки холодильної шафи; 5 – перегородка; 6 – продукт МВ; 7 – продукт ХВ

Як об'єкт моделювання і теплової моделі для розрахунку двокамерного побутового холодильника обрано тіло, що складається з областей, кожна з яких має свої теплофізичні і геометричні параметри. Схема теплової моделі порожнього холодильника представлена на рис.1а; теплова модель холодильника з імітаторами продуктів у холодильному і морозильному відділеннях представлена на рис.1б.

Повні схеми термічних опорів (ТО), що відповідають даній тепловій моделі, представлені на рис.2, де стрілками позначені напрямки теплових потоків. Тут $t_{\text{нп1}}$, $t_{\text{нп2}}$ – температура навколишнього

повітря; $t_{\text{К1}}$ – температура стінки морозильної камери; $t_{\text{К2}}$ – температура стінки холодильної камери; t_i – температура на поверхні випарника.

Система рівнянь (1) описує зміну температур у порожній холодильній шафі. Кожне з рівнянь описує температурний режим розглянутого елемента холодильної шафи з огляду на теплові зв'язки цього елемента з іншими елементами, розташованими в холодильній шафі.

$$\begin{cases} \frac{C_{\text{МВ}}}{2} \left[\frac{dt_{\text{К1}}}{dt} + \frac{dt_{\text{нов1}}}{dt} \right] = \sigma_{\text{нп1}}(t_{\text{нп}} - t_{\text{нов1}}) + \sigma_{\text{ВВ}}(t_{\text{нов1}} - t_{\text{К1}}) + \sigma_{\text{КВ}}(t_{\text{К2}} - t_{\text{К1}}) + \sigma_{\text{МВ}}(t_{\text{К2}} - t_{\text{К1}}) - \sigma_{\text{К1}}(t_{\text{К1}} - t_i) \\ \frac{C_{\text{ХВ}}}{2} \left[\frac{dt_{\text{К2}}}{dt} + \frac{dt_{\text{нов2}}}{dt} \right] = \sigma_{\text{нп2}}(t_{\text{нп}} - t_{\text{нов2}}) + \sigma_{\text{ВВ}}(t_{\text{нов2}} - t_{\text{К2}}) - \sigma_{\text{КВ}}(t_{\text{К2}} - t_{\text{К1}}) - \sigma_{\text{МВ}}(t_{\text{К2}} - t_{\text{К1}}) - \sigma_{\text{К2}}(t_{\text{К2}} - t_i) \\ C_i \frac{dt_i}{dt} = -Q_o + \sigma_{\text{К1}}(t_{\text{К1}} - t_i) + \sigma_{\text{К2}}(t_{\text{К2}} - t_i) \\ \sigma_{\text{ВВ}}(t_{\text{нов1}} - t_{\text{К1}}) = \sigma_{\text{К1}}(t_{\text{К1}} - t_i) \\ \sigma_{\text{ВВ}}(t_{\text{нов2}} - t_{\text{К2}}) = \sigma_{\text{К2}}(t_{\text{К2}} - t_i) \end{cases} \quad (1)$$

де $C_{\text{МВ}}$, $C_{\text{ХВ}}$, C_i – загальна теплоємність стінок морозильного відділення (МВ) та холодильного відділення (ХВ) та випарника, відповідно; $t_{\text{К1}}$, $t_{\text{К2}}$ – температура внутрішньої стінки МВ та ХВ, відповідно; $t_{\text{нп}}$ – температура навколишнього середовища; $t_{\text{нов1}}$, $t_{\text{нов2}}$ – температура зовнішньої поверхні МВ та ХВ, відповідно; t_i – температура поверхні випарника; $\sigma_{\text{нп1}}$, $\sigma_{\text{нп2}}$ – теплова провідність зв'язки між навколишнім середовищем і зовнішньою поверхнею МВ та зовнішньою поверхнею ХВ; $\sigma_{\text{ВВ}}$, $\sigma_{\text{ХВ}}$ – теплова провідність ізоляції МВ та ХВ, відповідно, яка обумовлена експериментально; $\sigma_{\text{КВ}}$ – теплова провідність зв'язки між внутрішніми стінками морозильної і холодильної камер через ізоляцію; $\sigma_{\text{МВ}}$ – теплова провідність конвективного зв'язки між внутрішніми стінками морозильного і холодильного відділень; $\sigma_{\text{К1}}$, $\sigma_{\text{К2}}$ – теплова провідність зв'язки між внутрішньою стінкою МВ і випарником та ХВ і випарником; Q_o – холодопродуктивність компресорно-конденсаторного агрегату, що є функцією температури кипіння холодильного агента t_s і температури навколишнього середовища $t_{\text{нп}}$

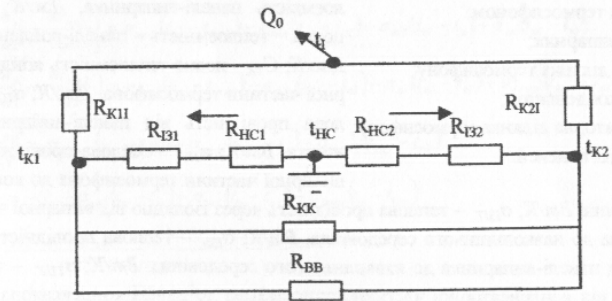


Рис.2. Схема еквівалентних термічних опорів для холодильної шафи без імітаторів продуктів.

$$Q_o = f(t_s, t_{nc})$$

Аналогічно були отримані рівняння для нестационарного режиму роботи холодної шафи з імітаторами продуктів.

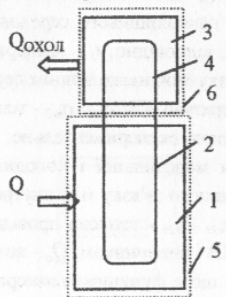
Для реалізації керування тепловими режимами за допомогою реле температури в математичних моделях холодильної шафи характеристика компресорно-конденсаторного агрегату виражалася у виді квадратичної функції від різниці температур навколишнього середовища і випарника й апроксимувалася рівнянням виду:

$$Q_o = a(t_s - t_i)^2 + b(t_s - t_i) + c \quad (2)$$

де t_s - температура кипіння холодоагенту, C ; t_{nc} - температура навколишнього повітря, C ; a, b, c - постійні коефіцієнти.

Об'єктом математичного моделювання теплопередаючих панелей на базі замкненого двофазного термосифону була робоча частка експериментальної установки, тепла модель якої представлена на рис.3.

Математична модель дозволяла одержати нестационарну зміну температури на панелі-випарнику $t_{пв}$ і на панелі-конденсаторі $t_{пк}$, на випарній частині термосифона $t_{пв}$ і на конденсаторній частині термосифона $t_{пк}$. Система складається з чотирьох диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами:



ми:

$$\begin{cases} C_{пв} \frac{dt_{пв}}{dt} = \sigma_{пв} (t_{ш} - t_{пв}) - \sigma_{пк} (t_{пк} - t_{пв}) - \sigma_{пш} (t_{пв} - t_{ш}) \\ C_{пк} \frac{dt_{пк}}{dt} = Q - \sigma_{пк} (t_{пк} - t_{ш}) - \sigma_{пв} (t_{пк} - t_{ш}) \\ C_{шк} \frac{dt_{шк}}{dt} = -Q_{охол} + \sigma_{пк} (t_{пк} - t_{шк}) - \sigma_{пш} (t_{шк} - t_{ш}) \\ C_{пш} \frac{dt_{пш}}{dt} = \sigma_{пш} (t_{пш} - t_{пк}) - \sigma_{пш} (t_{пш} - t_{шк}) - \sigma_{пш} (t_{пш} - t_{ш}) \end{cases} \quad (3)$$

де $C_{пв}$ - повна теплоємність випарної частини термосифона, Дж/К; $C_{пк}$ - повна теплоємність панелі-випарника, Дж/К; $C_{пш}$ - повна теплоємність панелі-конденсатора, Дж/К; $C_{шк}$ - повна теплоємність конденсаторної частини термосифона, Дж/К; $\sigma_{пв}$ - теплова провідність від панелі-випарника до конденсаторної частини, Вт/К; $\sigma_{пк}$ - теплова провідність від випарної частини термосифона до конденсаторної частини, Вт/К; $\sigma_{пш}$ - теплова провідність через ізоляцію від випарної частини термосифона до навколишнього середовища, Вт/К; $\sigma_{пш}$ - теплова провідність через ізоляцію від панелі-випарника до навколишнього середовища, Вт/К; $\sigma_{пш}$ - теплова провідність через ізоляцію від конденсаторної частини термосифона до панелі-конденсатора, Вт/К; $\sigma_{пш}$ - теплова провідність через ізоляцію від панелі-конденсатора до навколишнього середовища, Вт/К; $\sigma_{пш}$ - теплова провідність через ізоляцію від конденсаторної частини термосифона до навколишнього середовища, Вт/К.

Рис.3. Теплова модель робочої ділянки з двофазним термосифоном:
1 - панель-випарник;
2 - випарна ділянка термосифону;
3 - панель-конденсатор;
4 - конденсаторна ділянка термосифону;
5, 6 - ізоляція панелей.

Рис.4. Схема холодильної шафи з теплопередаючими панелями:
1 - морозильне відділення; 2 - холодильне відділення; 3 - випарник; 4 - перегородка; 5 - полиці; 6 - панель-конденсатор; 7 - панель-випарник; 8 - ящик для збереження овочів.

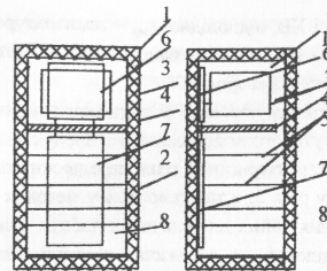


Рис.4. Схема холодильної шафи з теплопередаючими панелями:
1 - морозильне відділення; 2 - холодильне відділення; 3 - випарник; 4 - перегородка; 5 - полиці; 6 - панель-конденсатор; 7 - панель-випарник; 8 - ящик для збереження овочів.

У моделі були враховані теплові зв'язки "випарник - панель морозильної камери", "випарник - продукт морозильного відділення", "випарник перегородка", "перегородка - панель холодильного відділення", "панель холодильного відділення - продукт холодильного відділення" і т.д.

Розглядалися варіанти: холодильна шафа з теплопередаючими панелями та без них.

Модель складається з шістьох диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами і двох лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} C_{пш} \frac{dt_{пш}}{dt} = \sigma_{пш} (t_{с1} - t_{пш}) + \sigma_{пш} (t_{с2} - t_{пш}) - \sigma_{пш} (t_{пш} - t_{ш}) \\ C_{пк} \frac{dt_{пк}}{dt} = \sigma_{пк} (t_{с2} - t_{пк}) - \sigma_{пк} (t_{пк} - t_{ш}) + \sigma_{пк} (t_{пк} - t_{с2}) \\ \frac{C_{ш1}}{2} \left[\frac{dt_{с1}}{dt} + \frac{dt_{пш1}}{dt} \right] = \sigma_{пш} (t_{с1} - t_{пш1}) - \sigma_{пш} (t_{с1} - t_{ш}) + \sigma_{пш} (t_{с1} - t_{с2}) \\ \frac{C_{ш2}}{2} \left[\frac{dt_{с2}}{dt} + \frac{dt_{пш2}}{dt} \right] = \sigma_{пш} (t_{с2} - t_{пш2}) - \sigma_{пш} (t_{с2} - t_{ш}) + \sigma_{пш} (t_{с2} - t_{с1}) \\ C_{пш} \frac{dt_{пш}}{dt} = \sigma_{пш} (t_{с2} - t_{пш}) - \sigma_{пш} (t_{пш} - t_{ш}) - \sigma_{пш} (t_{пш} - t_{с2}) \\ C_{ш} \frac{dt_{ш}}{dt} = -Q_o - \sigma_{пш} (t_{ш} - t_{пш}) - \sigma_{пш} (t_{ш} - t_{с1}) - \sigma_{пш} (t_{ш} - t_{с2}) \\ t_{пш1} = \frac{t_{с1} (\sigma_{пш} + \sigma_{пш} + \sigma_{пш}) - \sigma_{пш} t_{ш} - \sigma_{пш} t_{пш}}{\sigma_{пш}} \\ t_{пш2} = \frac{t_{с2} (\sigma_{пш} + \sigma_{пш} + \sigma_{пш}) - \sigma_{пш} t_{ш} - \sigma_{пш} t_{пш}}{\sigma_{пш}} \end{cases} \quad (4)$$

тнин термосифона, Вт/К; $\sigma_{пш}$ - теплова провідність стінки панелі-конденсатора до води, Вт/К.

Для моделювання роботи побутового холодильника з встановленими у внутрішній об'єм теплопередаючими панелями з двофазним термосифоном як тепла модель була використана схема холодильної шафи, яка представлена на рис.4. Для кожного відділення існує окрема теплопередаюча панель, у якій зона випару (кипіння) розташовується на стінці камери, зона конденсації розташована на відповідній частині випарника основного холодильного контуру.

Тут t_{ni} , t_{n2} – температура панелей у МВ і ХВ, відповідно; $t_{пер}$ – температура перегородки між МВ та ХВ; $C_{лю}$, $C_{но}$, $C_{пер}$ – повна теплоємність панелей МВ і ХВ та перегородки, відповідно; $C_{пер}$ – повна теплоємність перегородки.

Третій розділ присвячений розробці і конструюванню експериментальних стендів, що дозволяють моделювати роботу побутового холодильника з продуктами і без продуктів, досліджувати експериментальні характеристики теплопередаючих панелей на базі замкненого двофазного термосифону рис. 5, а так само опису методик експериментальних досліджень і обробці дослідних даних для вивчення роботи холодильних шаф і теплопередаючих панелей, націлених на одержання експериментальної інформації для перевірки надійності й адекватності математичних моделей.

На рис.5 представлена схема експериментальної установки, яка була створена для одержання розподілу температур на поверхні теплопередаючих панелей з двофазним

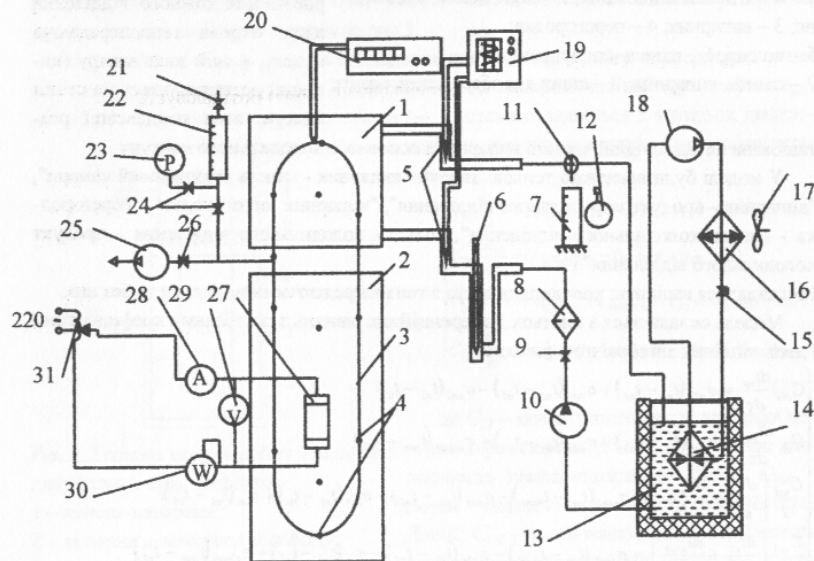


Рис.5. Схема експериментальної установки з термосифоном:

1-панель-конденсатор; 2- панель-випарник; 3- термосифон; 4- місця встановлення термопар; 5- диференціальні термопари; 6- термометр; 7- мірна ємність; 8- фільтр; 9- вентиль; 10- насос; 11- трьохходовий кран; 12- секундомір; 13- ємність з водою; 14- випарник; 15- дросельний вентиль; 16- конденсатор; 17- вентилятор; 18- компресор; 19- самопишучий пристрій; 20- мілівольтметр; 21- запірний клапан; 22- мірна ємність; 23- манометр; 24- вентилі; 25- вакуумний насос; 26- вакуумний вентиль; 27- нагрівач; 28- амперметр; 29- вольтметр; 30- ватметр; 31- лабораторний автотрансформатор.

термосифоном. Замкнений двофазний термосифон приєднувався до теплопередаючих панелей. В зоні випару встановлювався нагрівач, а зона конденсації охолоджувалась водою. Дослідження проводилися при різних потужностях нагрівача $Q=50;110;152;200$ і $313Вт$. Була отримана зміна температур у часі на поверхні панелей і на поверхні випарної і конденсаторної частини термосифона.

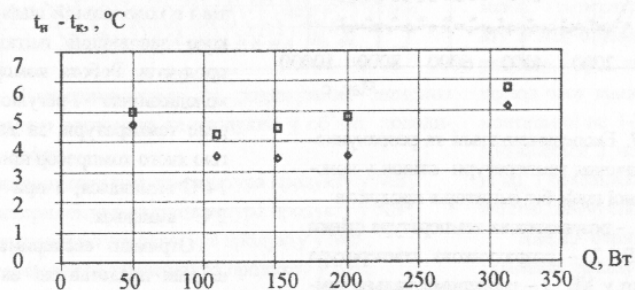


Рис.6. Теоретичні та експериментальні дані з теплопередаючої здатності термосифону
□ - експериментальна різниця температур між випарниковою та конденсаторною частинами термосифону;
◇ - теоретична різниця температур між випарниковою та конденсаторною частинами термосифону

Одержані результати експерименту дозволяли визначити залежність теплопередаючої здатності (рис.6) термосифону від перепаду температур між поверхнею випару t_i та конденсації t_k ізобутану в зонах випару та конденсації, відповідно. Ці дані дають можливість аналізувати ефективність використання даного холодоагенту як теплоносія в двофазному термосифоні для переносу тепла між панелями.

Аналіз отриманих даних показує, що замкнутий двофазний термосифон, заправлений ізобутаном, здатний забезпечити ефективне перенесення тепла з зони випару в зону конденсації. З рисунка видно, що при тепловому навантаженні $Q=110Вт$ різниця температур між зонами випару і конденсації мінімальна, тобто при даному тепловому навантаженні ефективність роботи термосифона максимальна. При тепловому навантаженні $Q=313Вт$ різниця температур максимальна, а ефективність роботи термосифона при цьому тепловому навантаженні мінімальна. Зниження теплопередаючої здатності термосифона при $Q=313Вт$ пов'язано з тим, що зростає витрата теплоносія, зростає різниця тисків між ділянками випару і конденсації і, відповідно збільшується різниця температур між зонами випару та конденсації.

У четвертому розділі проведено аналіз і обговорення результатів експериментального і математичного моделювання типових теплових режимів роботи побутових холодильників і роботи теплопередаючих панелей на основі двофазного термосифона.

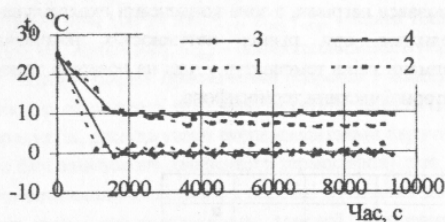


Рис.7. Експериментальні та розрахункові значення температури стінок у холодильній шафі без імітаторів продуктів:

1 – розрахункова температура стінки у МВ; 2 – розрахункова температура стінки у ХВ; 3 – експериментальна температура стінки у МВ; 4 – експериментальна температура стінки у ХВ.

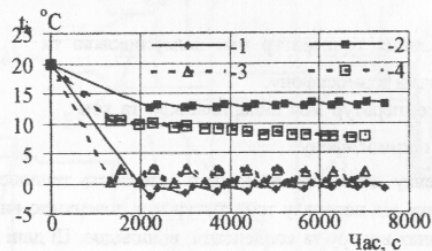


Рис.8 Експериментальне та розрахункове розподілення температур по стінках холодильної шафи з імітаторами продуктів:

1 – розрахункова температура стінки МВ;
2 - розрахункова температура стінки ХВ;
3 - експериментальна температура стінки МВ;
4 - експериментальна температура стінки ХВ.

З рис. 8-9 видно, що зміна експериментальної температури стінки морозильної камери відбувається зі стрибками температури 2°C , а розрахункова температура стінки МВ при запуску і вимиканні компресора змінюється на 1°C і чисельні значення температур відрізняються на 2°C - у момент вимикання компресора і на 3°C - у момент вимикання компресора. Розрахункова температура стінки ХВ практично не знижується у порівнянні з експериментальною, і розходження між експериментом і розрахунком складає $4\text{-}5^{\circ}\text{C}$. Розрахункова температура продукту МВ відрізняється від експеримен-

тальної температури на $2\text{-}5^{\circ}\text{C}$, і зниження температури продукту в МВ у розрахунок відбувається більш інтенсивно, ніж в експерименті. Температура продукту в ХВ, отримана в розрахунок, у початковий період часу вище експериментальної на $1\text{-}2^{\circ}\text{C}$, потім зрівнюється з нею і стабільно, з невеликою інтенсивністю, знижується.

Аналіз отриманих результатів показує, що характер зміни теоретичних і експериментальних температурних кривих однаковий. Похибка результатів

розрахунку складає від 5 до 10%. Таке відхилення даних теоретичного розрахунку від експериментальних зв'язано з тим, що в моделі не були враховані особливості роботи температурного реле, а також вплив місця розташування його чуттєвого елемента на поверхні випарника на моменти вмикання і вимикання компресора. Не враховувався вплив розподілу температури по поверхні елементів холодильної шафи і вплив періодичності роботи компресора на тепломасообмінні процеси, що відбуваються у каналах випарника.

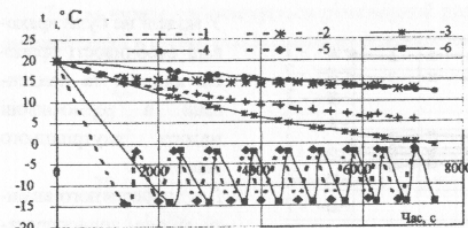


Рис.9. Експериментальні та розрахункові значення температур випарника та продуктів у об'ємі холодильної шафи:

1 – експериментальна температура продукту у МВ;
2 – експериментальна температура продукту у ХВ;
3 - розрахункова температура продукту у МВ;
4 – розрахункова температура продукту у ХВ;
5 - експериментальна температура випарника;
6 - розрахункова температура випарника.

розрахунку складає від 5 до 10%. Таке відхилення даних теоретичного розрахунку від експериментальних зв'язано з тим, що в моделі не були враховані особливості роботи температурного реле, а також вплив місця розташування його чуттєвого елемента на поверхні випарника на моменти вмикання і вимикання компресора. Не враховувався вплив розподілу температури по поверхні елементів холодильної шафи і вплив періодичності роботи компресора на тепломасообмінні процеси, що відбуваються у каналах випарника.

На рис.10 представлений графік розподілу температур по поверхням випару та конденсації панелей, які були одержані в експерименті за допомогою установки зображеної на рис.5, при потужності $Q=313\text{Вт}$.

Для теплового навантаження $Q=313\text{Вт}$ (рис. 10) було проведено порівняння даних експерименту з результатами розрахунку. Для панелі-конденсатора і конденсаторної частини термосифона кількісне розходження даних складає $2\text{-}3^{\circ}\text{C}$, а для панелі-випарника і випарної частини термосифона не більш 5°C .

Аналіз експериментальних і теоретичних результатів показує, що теоретична модель якісно вірно описує роботу теплопередаючих панелей із двофазним термосифоном.

Відхилення розрахункових даних від дослідних значень знаходиться в межах від 2 до 15%. Відхилення даних теоретичного розрахунку від експериментальних обумовлені тим, що при моделюванні не була врахована нерівномірність нагрівання й охолодження панелей, тобто при розрахунку по моделі були отримані усереднені значення температур елементів моделювання.

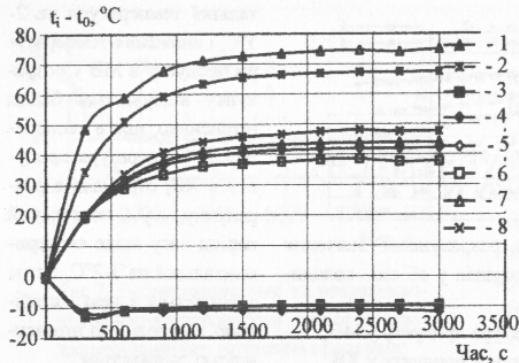


Рис. 10. Експериментальне та теоретичне розподілення температур на робочій ділянці при тепловому навантаженні $Q=313\text{Вт}$:

1 – розрахункова температура випарникової частини термосифону; 2 – розрахункова температура панелі-випарника; 3 – розрахункова температура панелі-конденсатора; 4 – розрахункова температура конденсаторної частини термосифону; 5 – експериментальна температура панелі-конденсатора; 6 – експериментальна температура конденсаторної частини термосифону; 7 – експериментальна температура панелі-випарника; 8 – експериментальна температура випарникової частини термосифону.

У результаті розрахунку були отримані графіки розподілу температур у холодильній шафі з панелями і з продуктами рис.11 - 12. Порівняння розрахункових даних з експериментальними проводилося для холодильної шафи без панелей.

Використання панелей дозволяє швидше виходить на стаціонарний режим і при цьому знижується енергоспоживання холодильника на 5-10%.

Зниження рівня енергоспоживання зв'язане з тим, що теплопередаючі панелі працюють за принципом двофазного випарного термосифона. Панель виготовлена з алюмінію і відіграє роль вискоєфективного ребра з коефіцієнтом ефективності $E=0.96\pm 0.98$, що дозволяє вирівнювати розподіл температур по об'єму холодильної шафи.

У моделі не були враховані особливості процесів кипіння та конденсації в термосифоні малого внутрішнього діаметра.

Для теоретичного аналізу впливу теплопередаючих панелей на роботу двокамерного побутового холодильника з повітрообміном на основі природної циркуляції використовувалися моделі двокамерних побутових холодильників у зосереджених параметрах. Розрахунки проводилися для холодильної шафи, у якій терморегулятор розташовувався на випарнику для варіанта ХШ без панелей і з панелями. Терморегулятор підтримував температуру в морозильному відділенні $t_{\text{зм}}=-14^\circ\text{C}$ і $t_{\text{ем}}=(-2\pm 2)^\circ\text{C}$.

Таким чином, забезпечується рівномірний розподіл температури у об'ємі холодильної шафи в порівнянні зі звичайною холодильною шафою, що дозволяє без вико-

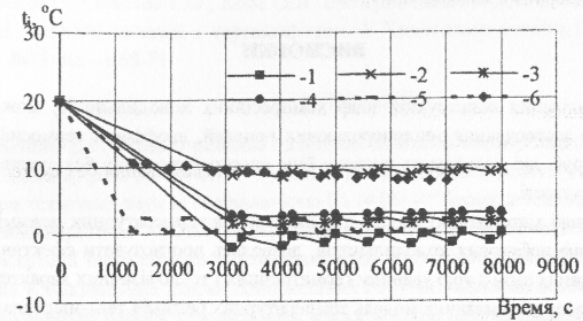


Рис.11. Розрахункові значення температур стінок та теплопередаючих панелей холодильної шафи з імітаторами продуктів:

1-розрахункова температура стінки МВ; 2 – розрахункова температура стінки ХВ; 3 – розрахункова температура панелі МВ; 4 – розрахункова температура панелі ХВ; 5 – експериментальна температура стінки МВ для ХШ з продуктами та без панелей; 6 – експериментальна температура стінки ХВ для ХШ з продуктами та без панелей.

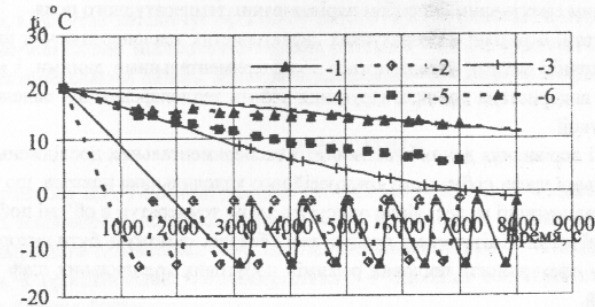


Рис. 12. Розрахункові значення температур для холодильної шафи з теплопередаючими панелями та імітаторами продуктів:

1 – розрахункова температура випарника; 2 – експериментальна температура випарника для холодильної шафи з імітаторами продуктів та без панелей; 3 – розрахункова температура імітаторів продуктів МВ; 4 – розрахункова температура імітаторів продуктів ХВ; 5 – експериментальна температура імітаторів продуктів МВ у ХШ без панелей; 6 – експериментальна температура продуктів ХВ у ХШ без панелей.

ристання вентилятора і систем повітророзподілення забезпечити якісне охолодження продуктів у холодильному відділенні, а також значно знизити енергоспоживання побутовими двокамерними холодильниками.

ВИСНОВКИ

1. Удосконалення конструкцій шаф компресійних холодильників, можливо за допомогою застосування теплопередаючих панелей, двофазних термосифонів та теплових труб, які дозволяють знизити їхнє енергоспоживання без суттєвого збільшення вартості.
2. Розроблені математичні моделі для визначення температурних режимів холодильних шаф побутових холодильників, дозволять прогнозувати ефективність їх конструктивних змін з урахуванням геометричних і теплофізичних характеристик.
3. Розроблена математична модель температурних режимів теплопередаючих панелей з замкненим двофазним термосифоном дозволяє отримати розподіл температур по висоті панелей та по поверхні термосифону.
4. Використання теплопередаючих панелей з термосифоном для компресійних побутових холодильників дозволить збільшити їхній корисний об'єм і знизити температурний рівень в об'ємі холодильної шафи.
5. Проведені експериментальні дослідження показали, що перенесення тепла за допомогою теплопередаючих панелей на базі замкненого двофазного термосифона є реальним ефективним способом вирівнювання температурного поля.
6. Результати, отримані в розрахунках характеристик теплопередаючих панелей по математичній моделі, узгоджуються з експериментальними даними, і модель може бути використана для прогнозування роботи теплопередаючих панелей різної конструкції.
7. Аналіз і порівняння даних аналітичних і експериментальних досліджень роботи холодильної шафи побутового компресійного холодильника показав, що запропоновані математичні моделі вірно описують зміну температур в об'ємі побутової холодильної шафи з імітаторами продуктами і без них та можуть бути використані для аналізу ефективності теплових режимів побутових холодильних шаф різних конструкцій.

ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Делігіоз Д.Г., Смирнов Г.Ф., Коба О.Л. Математична модель температурних режимів побутових холодильників та термокамер // Холодильна техніка і технологія. – 1998. - №58. – с.36-39.
2. Делігіоз Д.Г., Смирнов Г.Ф., Коба О.Л. Теоретичний аналіз теплових режимів побутових холодильників з теплопередаючими панелями // Теплові режими і охолодження радіоелектронної апаратури. – 1999. - №1. – с.23-26.

3. Делігіоз Д.Г., Смирнов Г.Ф., Коба О.Л. Моделювання температурних режимів побутових холодильників // Холодильна техніка і технологія. – 2002. - №78. – с.23-25.
4. Делігіоз Д.Г., Смирнов Г.Ф., Коба О.Л. Експериментальні дослідження теплопередаючої здатності панелей з термосифоном. // Холодильна техніка і технологія. – 2002. - №79-80. – с.68-71

АНОТАЦІЯ

Парменова Д.Г. Теплові режими побутових холодильників із застосуванням двофазних теплопередаючих панелей. - Рукопис. Дисертація на здобуття ученого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06. – “Технічна теплофізика і промислово-енергетика”. – Одеська державна академія холоду, Одеса, 2006р.

У дисертації представлена математична модель, що описує розподіл температурних полів у холодильних шафах компресійних побутових холодильників з урахуванням періодичності роботи холодильного агрегату. Отримана математична модель дозволяє проводити аналіз ефективності теплових режимів побутових холодильних шаф різних конструкцій. Представлені результати експериментальних і теоретичних досліджень роботи теплопередаючих панелей на базі замкненого двофазного термосифону, заправленого ізобутаном.

Проведені експериментальні дослідження показали, що перенос тепла за допомогою теплопередаючих панелей на базі замкненого двофазного термосифону є реальним ефективним способом вирівнювання температурного поля в об'ємі холодильної камери, а ізобутан забезпечує ефективну роботу термосифона по переносу тепла.

Ключові слова: математична модель, розподіл температур, побутовий холодильник, теплопередаюча панель, замкнений двофазний термосифон, коефіцієнт тепловіддачі.

АННОТАЦИЯ

Парменова Д.Г. Тепловые режимы бытовых холодильников с применением двухфазных теплопередающих панелей. - Рукопись. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06. – “Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика”. – Одесская государственная академия холода, Одесса, 2006г.

В диссертации представлена математическая модель, описывающая распределение температурных полей в холодильных шкафах компрессионных бытовых холодильников с учётом периодичности работы холодильного агрегата. Полученная математическая модель позволяет проводить анализ эффективности тепловых режимов бытовых холодильных шкафов различных конструкций. Представлены результаты экспериментальных и теоретических исследований работы теплопередающих панелей на базе замкнутого двухфазного термосифона, заправленного изобутаном.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что перенос тепла с помощью теплопередающих панелей на базе замкнутого двухфазного термосифона является реальным эффективным способом выравнивания температурного поля в объёме

ме холодильной камеры, а изобутан обеспечивает эффективную работу термосифона по переносу тепла.

Ключевые слова: математическая модель, распределение температур, бытовой холодильник, теплопередающая панель, замкнутый двухфазный термосифон, коэффициент теплоотдачи.

THE SUMMARY

Parmenova D.G. Thermal regimes of domestic refrigerators with application two phase's heat transfer panels.- The Manuscript. The dissertation for a scientific degree of Cand. Tech. Sci. on a speciality 05.14.06. – “Technical thermal physics and production heat power engineering”. – Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, 2006r.

The mathematical models is presented at the theses. It is describing the temperature at the chambers distribution of compressor domestic refrigerators with take into consideration of periodical work of the refrigeration unit. The exceeding mathematical model allows to conduct of the analysis of effective work of thermal regimes of the domestic refrigerators of the various designs. The experimentation and theoretical research of the work of the heat transfer panels with a thermocycphon filling up with isobutene conducted.

The experimentation showed what the heat transfer by the heat transfer panels on the closed two phase's thermocycphon is real effective way to improve temperature field uniformity into the volume of refrigeration chamber, and the isobutene provides with effective work of the thermocycphon for heat transfer.

Key words: mathematical model, the temperature distribution, the domestic refrigerator, the heat transfer panel, closed two phase's thermocycphon, coefficient of heat transfer.

xv 1135
ІНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

