

**ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

НАУКОВІ ПРАЦІ

ВИПУСК 39

ТОМ 1

**ПУБЛІКУЄТЬСЯ ЗА МАТЕРІАЛАМИ
МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
«СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ
ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ»,
ПРИСВЯЧЕНОЇ 90-РІЧЧЮ З ДНЯ НАРОДЖЕННЯ
ПРОФЕСОРА В. Ф. ЧАЙКОВСЬКОГО**



ОДЕСА

2011

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України



НАУКОВІ ПРАЦІ ОНАХТ

Випуск 39, том 1, 2011

Наукове видання
серія
Технічні науки

Засновник:
Одеська національна
академія харчових
технологій

Засновано в Одесі
у 1937 р.
Відновлено з 1994 р.

Наукові праці ОНАХТ входять до нового Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися основні результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Бюлетень ВАК України, № 5, 2010)

Головний редактор

Заступник головного редактора

Відповідальний редактор

Сгоров Б.В., д-р техн. наук, професор

Капрельянци Л.В., д-р техн. наук, професор

Станкевич Г.М., д-р техн. наук, професор

Редакційна колегія:

Амбарцумянц Р.В., д-р тех. наук, проф.

Безусов А.Т., д-р тех. наук, проф.

Бурдо О.Г., д-р тех. наук, проф.

Віннікова Л.Г., д-р тех. наук, проф.

Гапонюк О.І., д-р тех. наук, проф.

Гладушняк О.К., д-р тех. наук, проф.

Дідух Н.А., д-р тех. наук, проф.

Жуковський Е.Й., д-р тех. наук, проф.

Іоргачова К.Г., д-р тех. наук, проф.

Моргун В.О., д-р тех. наук, проф.

Осіпова Л.А., д-р тех. наук, проф.

Тележенко Л.М., д-р тех. наук, проф.

Черно Н.К., д-р тех. наук, проф.

Харківський Д.Ф., д-р екон. наук, проф.

**За достовірність інформації
відповідає автор публікації**

ББК 36.81 + 36.82

Реєстраційне свідоцтво
КВ № 12577-1461 ПР
від 16.05.2007 р. Видано
Міністерством юстиції України

Усі права захищені.
Передрук і переклади дозволяються
лише зі згоди автора та редакції

Рекомендовано до друку
Ученою радою
Одеської національної
академії харчових технологій,
протокол № 8 від 5.04.2011 р.

Мова видання:
українська, російська, англійська

УДК 663 / 664

Одеська національна академія харчових технологій

Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України. – Одеса, 2011. – Вип. 39. – Том. 1. – 317 с.

Адреса редакції:

вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039

© Одеська національна академія харчових
технологій, 2011 р.



ЧАЙКОВСЬКИЙ **Владислав Феліксович** **(26 червня 1921 р. – 12 травня 1998 р.)**

Владислав Феліксович Чайковський народився в с. Москалівка Жмеринського району Вінницької області в сім'ї бухгалтера. У 1939 році закінчив школу в с. Козачівка. У цьому ж році поступив в Одеський інститут інженерів морського флоту, закінчив його в 1945 р.

З березня 1949 р. В. Ф. Чайковський працював в Одеському технологічному інституті харчової і холодильної промисловості (ОТІХХП) на посаді асистента (1949–1953), завідував заочним відділенням (1949–1952), був заступником декана холодильного факультету (1953–1957), доцентом кафедри холодильних машин (1955–1960); працював деканом холодильного факультету (1957–1960), проректором по учебній роботі і в. о. завідувача кафедрою «Холодильні машини» (1960–1962).

У 1953 р. В. Ф. Чайковський захистив дисертацію на тему: «Термодинамічне дослідження процесу швидкохідного компресора».

З 1962 по 1965 рр. Владислав Феліксович знаходився у відрядженні в Індії, де працював експертом і главою місії ЮНЕСКО у Бомбейському технологічному інституті і керував підготовкою інженерів і наукових кадрів в області холодильної техніки, а також організацією лабораторної бази інституту.

У 1965 р. В. Ф. Чайковський повернувся в ОТІХХП на посаду проректора по учебній роботі і завідувача кафедрою «Компресори і холодильне машинобудування».

Наукові дослідження Владислава Феліксовича лягли в основу розробки нового методу вдосконалення холодильних машин шляхом застосування азеотропних і неазеотропних сумішей агентів. У 1967 р. він захистив докторську дисертацію на тему: «Холодильні машини, працюючі на неазеотропних сумішах агентів». У 1968 р. йому був присвоєний вчений ступінь доктора технічних наук, він був затверджений у вченому званні професора по кафедрі «Холодильні машини».

У 1968 р. наказом Міністра освіти УРСР В. Ф. Чайковський був призначений ректором ОТІХП ім. М. В. Ломоносова. Впродовж року поєднував нову посаду з обов'язками завідувача кафедрою ОТІХП, а з серпня 1969 р. був обраний завідуючим кафедрою теплохолодотехніки (раніше вона називалася кафедрою теоретичних основ теплотехніки) ОТІХП.

У період з жовтня 1971 р. по серпень 1973 р. В. Ф. Чайковський відряджався головним технічним радником ООН в м. Александрію (Єгипет), де під його керівництвом був створений науковий центр Близького Сходу по підготовці науковців і професорів для університетів.

В. Ф. Чайковський — автор близько двохсот наукових робіт, у тому числі йому належить 30 авторських свідоцтв на винаходи і патентів. Під його керівництвом захищені 3 докторські і 46 кандидатських дисертацій.

Результативна піввікова науково-педагогічна і адміністративна діяльність професора В. Ф. Чайковського відмічена двома орденами «Знак пошани» (1961, 1969), орденом «Дружби народів» (1981), медалями «Дружба» МНР за підготовку кадрів для зарубіжних країн (1969), «За доблесну працю» (1970), Почесною грамотою Президії Верховної Ради УРСР (1987), Почесною грамотою Міністерства вищої освіти УРСР (1988). В. Ф. Чайковський нагороджений медаллю «За доблесну працю у Великій Вітчизняній війні 1941–1945 рр.» (1946).

Владислав Феліксович був багатогранною особою — талановитим організатором, великим вченим, видатним громадським діячем, досвідченим педагогом. Колеги і учні відмічали в ньому енциклопедичність знань, увагу до людей, чуйність. Він мав заслужений авторитет у усіх, хто його знав.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ І КРІОГЕННОЇ ТЕХНІКИ, СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ. ПРОБЛЕМИ ПЕРЕХОДУ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНІ РОБОЧІ ТІЛА

МЕТОДИКА ТА ПРИСТРІЙ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ТЕСТУВАННЯ КОМПРЕСІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИЛАДУ

Байдак Ю.В., канд. техн. наук, доцент
Одеська державна академія холоду, м. Одеса

В роботі наведена математична модель методики тестування енергетичної ефективності холодильного приладу, яку покладено в основу виготовленого пристрою його випробувань за місцем використання.

The mathematical model of refrigeration unit energy efficiency testing methods, which served the basis for manufacturing of testing device intended for tests conducting on the place of refrigeration unit application is given in the article.

Ключові слова: компресійний холодильний прилад, холодильна машина, енергетична ефективність, тепловий потік.

Вступ. Останнім часом проблема з удосконалення нормативної бази ЄС від 1992 року за якою здійснюється маркування енергоспоживання побутовими компресійними холодильними приладами (КХП) та встановлення класу їх енергетичної ефективності (ЕЕ) залишається не вирішеною. Європейська асоціація виробників побутових холодильних приладів (CECED) вказує, що, незважаючи на введення нових маркувань класів енергоспоживання, значна частина споживачів не сприймає їх і, тому, потрібно наново переглядати існуючі можливості щодо його визначення та проведення [1]. З метою гарантувати ефективність енергетичного маркування холодильних приладів, ЄС пропонує проведення повторних і навіть регулярних визначень класів енергетичної ефективності холодильних приладів безпосередньо за місцем їх використання у споживача. В умовах постійного зростання вимог щодо підвищення енергетичної досконалості побутових холодильних приладів, як потужних споживачів електрики, Європейським парламентом у 2008 році передбачено зменшення ними енергоспоживання на 20 % до 2020 року порівняно з 1990 роком і, у першу чергу, шляхом покращення ефективності її використання [2]. Відповідні кроки прийняті і Україною, як членом Всесвітньої Організації Торгівлі [3]. Причому обидві сторони визнають, що встановлення класу ЕЕ холодильного приладу повинно проводитись за обмеженою сукупністю його показників, які легко отримати без втручання у герметичну систему холодильних машини (ХМ) із зовні, тобто за непрямыми ознаками.

Аналіз попередніх досліджень. Огляд фахових джерел інформації щодо вирішення проблеми із визначення впливових параметрів, критеріїв ЕЕ КХП, розробки інженерної (спрощеної) методики чисельного розрахунку, наприклад — питомого електричного холодильного коефіцієнту ХМ із герметичним компресором за непрямыми ознаками її роботи, і, тим більше, побудови портативного пристрою — тестера, придатного для проведення випробувань за місцем використання КХП, вказує на її складність і невирішеність. Найбільш перспективним з відомих розглядається метод непрямого визначення ЕЕ КХП через відношення холодильної продуктивності компресора

$$Q_k = \int_0^{\tau} G_a q_0 d\tau,$$

де G_a , q_0 — масова витрата і холодильна продуктивність хладону, до споживаної двигуном компресора електричної енергії $W = \int_0^{\tau} P_1 d\tau$ за визначений проміжок часу $d\tau$.

Заснований на сукупності параметрів, які можливо отримати тільки шляхом розгерметизації ХМ, метод постає незручним при застосуванні масово. Інші методи, запропоновані у ДСТУ та впроваджені у виробництві, потребують складних приладів і лабораторних умов щодо їх проведення. До того ж вони також потребують розгерметизації ХМ. Слід зауважити, що розгерметизацію ХМ, із вилученням шкідливого хладону, здійснюють для встановлення датчиків тиску на окремих її ділянках. У подальшому, для проведення випробувань ЕЕ КХП, герметизацію відновлюють та завантажують новий об'єм хладону. Таким чином випробування ЕЕ здійснюватимуть вже на іншому КХП, який дещо відрізнятиметься від його прототипу. Після завершення випробувань, КХП відновлюють у зворотному порядку.

Мета роботи. Визначення питань, які впливають на показник енергоспоживання КХП тісно пов'язане з аналізом природної досконалості його компонентів — холодильної машини (ХМ), товщини і типу використаної теплоізоляції шаф охолодження, ЕЕ застосованого хладону та виконання споживачем умов експлуатації приладу. Що ж стосується ЕЕ КХП, то питання дещо складніше. На наступний час відсутні методика і пристрій з енергетичного тестування КХП за непрямими ознаками його роботи без розгерметизації ХМ. Метою роботи є усунення визначених недоліків існуючих методик випробувань ХМ шляхом їх удосконалення та розробка на її підставі пристрою енергетичного тестування КХП.

Матеріал і результати досліджень. ХМ — головна складова КХП яка здійснює незворотний процес відбору і трансформації теплового потоку із ізолюваної за теплом об'єму шафи охолодження у більш тепле зовнішнє середовище при відповідних змінах температур. Тому саме температура і має бути прямою ознакою для визначення ЕЕ КХП. Оскільки при дослідженні ЕЕ ХМ обов'язковим постає визначення величини продуктивності компресора Q_k , яка є мірою пересування компресором маси хладону у холодильній машині за допомогою роботи електричного двигуна, то до загальної кількості теплового потоку, вилученого із замкнутого об'єму холодильника $Q_{zag} = Q_0 + Q_{вн}$, потрібно додавати втрати потужності у електричному двигуні $Q_{Ад} = P_1 (1 - \eta_{Ад})$ ХМ і, після цього, в обсязі $Q_k = Q_{zag} + Q_{Ад}$ він вже відводиться у зовнішнє середовище теплообмінним конденсатором. У виразах застосовані: Q_0 — загальний приток тепла із оточуючого середовища до ізолюваних за теплом шаф охолодження; $Q_{вн}$ — приток тепла від об'єкту охолодження в шафах та на мережі трубопроводів тепломеханічної системи (як правило не перевищує $0,5 Q_0$); P_1 — активна потужність спожита електричним двигуном із мережі живлення; $\eta_{Ад}$ — коефіцієнт корисної дії електричного двигуна привода компресора. На підставі наведених теоретичних відомостей, припустимо вважати основним показником енергетичної досконалості ХМ питомий елект-

ричний холодильний коефіцієнт, або — коефіцієнт корисної дії холодильного циклу $\varepsilon_e = \frac{Q_{zag}}{P_1}$.

Чим коефіцієнт більше, тим досконаліше ХМ та КХП.

Оскільки загальний приток тепла із оточуючого середовища до корисного об'єму шаф охолодження потрапляє у випарник ХМ та паром хладону переносяться до теплообмінного конденсатора при працюючому — ΔQ_p і вимкненому — ΔQ_n компресорі, можна записати, що $Q_0 = \Delta Q_p + \Delta Q_n$. Теоретично приток тепла до випарника і пару хладону, за рис. 1, становить

$$\Delta Q_p = k_p F \left[(t_{об} - t_{бал}) \int_0^{\Delta \tau_p} d\tau - (t_1 - t_{бал}) \int_0^{\tau_p} e^{\alpha_p \tau} d\tau \right] = k_p F \left[(t_{об} - t_{бал}) \Delta \tau_p - \frac{1}{-\alpha_p} (t_1 - t_{бал}) (1 - e^{\alpha_p \Delta \tau_p}) \right],$$

$$\Delta Q_n = k_n F \int_0^{\Delta \tau_n} (t_{об} - t_2) e^{\alpha_n \tau} d\tau = \frac{k_n F}{\alpha_n} (t_{об} - t_2) (1 - e^{\alpha_n \Delta \tau}).$$

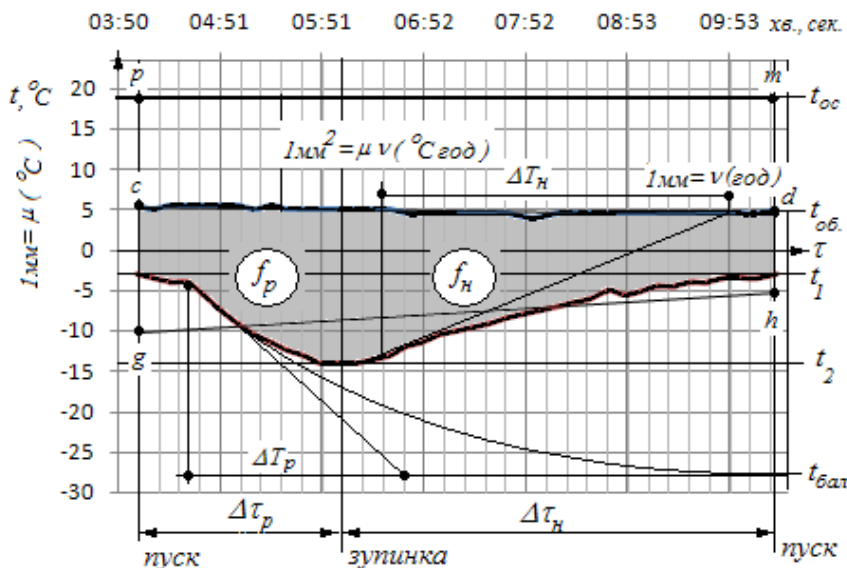


Рис. 1 – Цикл роботи ХМ типу КШ-160 в упорядкованому режимі, отриманий експериментально

Визначення складових теплового потоку передбачає заздалегідь відомі значення сталих часу перехідного процесу зміни температури на робочій $\frac{1}{-\alpha_p} = T_p$ і неробочій $\frac{1}{\alpha_n} = T_n$ ділянках циклу охолодження холодильної машини, працюючої в упорядкованому режимі. В свою чергу, сталі часу

$$T_p = \frac{Gc}{\Delta Q_{zag}^p + k_p F}, \quad T_n = \frac{Gc}{k_n F},$$

де ΔQ_{zag}^p — загальна кількість тепла, яке притікає до випарника і примусово висмоктується компресором на протязі робочої частини циклу ХМ (збурена роботою компресора);

c, F, G — питома теплоємність, площа поверхні і вага випарника відповідно є залежними величинами від коефіцієнтів тепловіддачі k_p і k_n із повітря холодильних шаф у випарник, які до того ж складним чином пов'язані із властивостями матеріалу, формою та поверхнею випарника і суттєво залежать від його температури.

Виходячи з математичного пояснення сталої часу, яка дорівнює піддотичній до графіку зміни температури, її визначення можливо здійснити графоаналітичним методом із застосуванням результатів моніторингу температури t_2 в реперній точці у морозильній шафі і на протязі одного циклу роботи холодильної машини, рис. 1. Такий підхід дещо складний і впливає на теоретичні засади щодо обґрунтування методу за яким повинен працювати стаціонарний прилад визначення питомої електричної холодильної продуктивності КХП і, тому, потребує аналітичного розв'язання.

Відомо, що рівняння теплового балансу, складене для внутрішнього об'єму випарника відносно його температури в упорядкованому режимі на інтервалі часу від початку включення компресора і до моменту його вимкнення — при температурі t_2 , рис. 1, має рішення виду

$$t = t_1 e^{-\frac{\tau}{T_p}} + t_{\text{бал}} \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T_p}} \right), \quad (1)$$

де t_1 — значення температури у реперній точці морозильної камери на початку включення компресора;

$t_{\text{бал}}$ — значення температури поверхні випарника на ділянці випаровування хладону в момент вимкнення компресора;

τ — час перехідного процесу.

Оскільки сталі часу більшості КХП пропорційні масі, питомої теплоємності об'єктів охолодження та зворотно пропорційні коефіцієнту тепловіддачі у випарник і його поверхні охолодження, то вони відносно тривалі. Стала температура охолодження може бути досягнутою через багато годин та при відсутності терморегулятора.

З метою скорочення часу дослідження, яке до того ж не може бути більше ніж тривалість робочого циклу компресора, сталу температуру можна приблизно визначити за початковою ділянкою кривої охолодження. Для цього доцільно скористатися розрахунком залежності $\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = f(\tau)$. Так, після диференціювання рівняння (1), отримуємо залежність швидкості зміни температури у реперній точці морозильної камери виду

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{t_{\text{бал}} - t_1}{T_p} e^{-\frac{\tau}{T_p}}, \quad (2)$$

в якому, з того ж виразу (1)

$$t_{\text{бал}} - t = (t_{\text{бал}} - t_1) e^{-\frac{\tau}{T_p}}. \quad (3)$$

Здійснюючи підстановку (3) у (2), отримаємо

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{t_{\text{бал}} - t}{T_p}, \quad \text{звідки} \quad t = t_{\text{бал}} - T_p \frac{dt}{d\tau}. \quad (4)$$

Рівняння (4) показує, що температура t знаходиться у лінійній залежності від швидкості її зміни $\frac{dt}{d\tau}$ і

$$T_p = \frac{t_{\text{бал}} - t}{\frac{dt}{d\tau}} d\tau, \quad \text{або чисельно}$$

$$T_p = \frac{t_{обл.} - t_2}{t_2 - t_1} \tau_p, \quad (5)$$

у якому τ_p — тривалість робочого циклу компресора.

Аналогічно до виразу (5) визначається стала часу охолодження у морозильній камері під час неробочого циклу компресора

$$T_n = \frac{t_{об.} - t_2}{t_2 - t_1} \tau_n, \quad (6)$$

де $t_{об}$ — температура об'єкту охолодження у холодильній шафі;

t_2 — значення температури у шафі морозильника на початку виключення компресора;

t_1 — температура у морозильній шафі на початку наступного циклу включення компресора;

τ_n — тривалість неробочого циклу компресора.

Як видно з виразів (5) і (6), для визначення сталих часу перехідного процесу охолодження на протязі одного циклу роботи ХМ за непрямим методом, аналізатору ЕЕ КХП трьох датчиків температури, що вимірюватимуть $t_{об}$, $t_{ал}$, t_2 , та лічильник потужності, споживаної електричним двигуном.

Аналізатор ЕЕ КХП, принципова електрична схема якого наведена на рис. 2, має три цифрові програмовані датчики температури 3 типу TSN75, програмований мікроконтролер 9 типу AT89C52-L з двома малопотужними транзисторними ключами 7, 12, виконаними на базі транзистору 2N7002, які навантажено на котушки проміжних електромагнітних реле 8, 13 постійного струму типу JQX-7F-1Z, що вмикають двигун 11 компресора та вентилятора 6 примусового охолодження, лічильник активної потужності 10, виконаний на мікроконтролері типу ADE7755ARS, електронну оптичну пару 2 із датчиком 1.50131RAB та приймачем SFN-313FA і комбінований порт RS232 підключення до комп'ютера 5 через драйвер 4 типу MAX232A, а також малопотужний блок живлення 1, виконаний на регуляторі напруги LM7805.

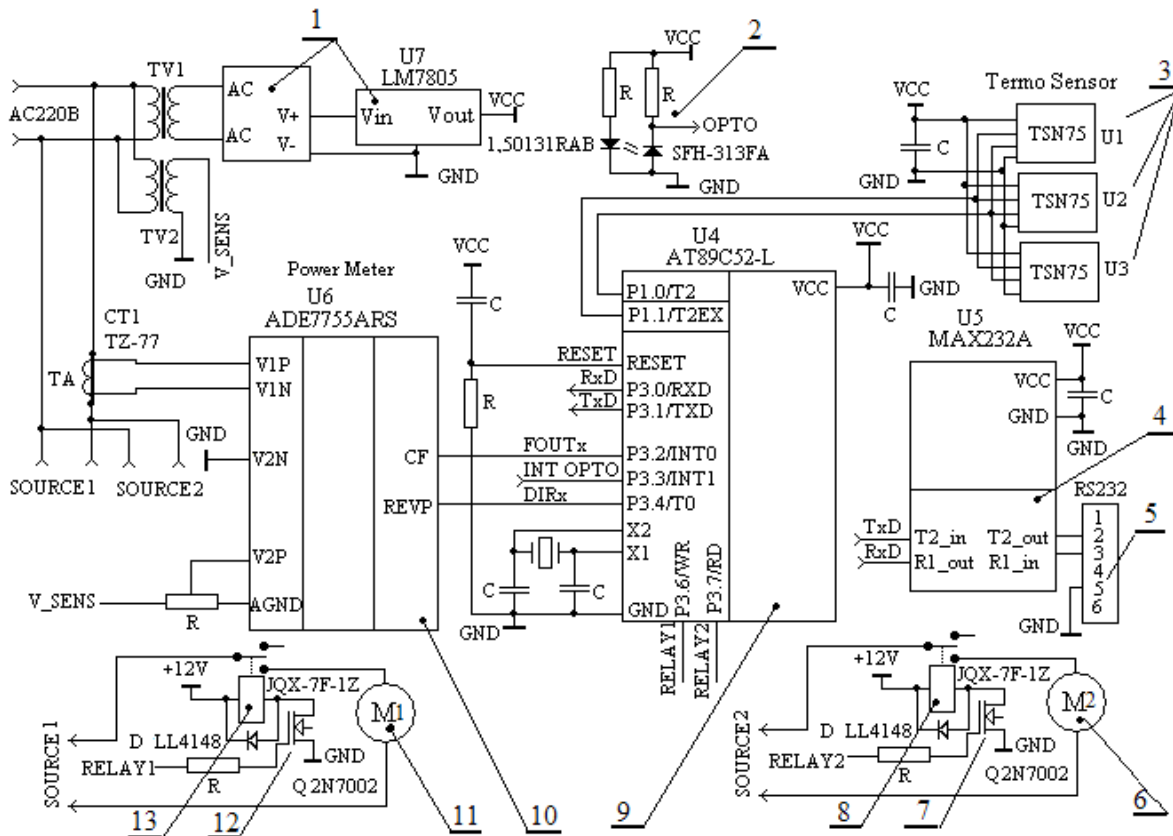


Рис. 2 – Принципова електрична схема аналізатора енергетичної ефективності холодильного апарату

Аналізатор ЕЕ КХП працює таким чином. До включення ХМ три датчики температури 3 встановлюються уручну по одиниці на ділянці випаровування хладону у випарнику щільним приляганням до його поверхні, всередині об'ємів холодильної шафи і морозильної камери. Одночасно комбінований порт 5

приєднується до ПЕОМ в середовищі EXCEL якої повинна бути встановлена відповідна керуюча випробуваннями та розрахунками енергетичних показників КХП програма написана на мові Visual Basic Application. Після вмикання аналізатору ЕЕ до однофазної мережі живлення її напруга потрапляє до малопотужного блоку 1, живлячому постійним струмом всі ланки пристрою на рівнях ± 5 В та ± 12 В, і, одночасно, до електричного двигуна 11 приводу компресора холодильної машини та 6 — приводу вентилятора примусового охолодження. Запуск програми моніторингу значень температури та споживаної КХП електричної енергії і їх відлік починається відразу, як то передбачено програмою теплових випробувань, із видачею результатів на монітор комп'ютера та оформленням контрольного протоколу тестування. Таким чином забезпечується синхронність початку випробувань ХМ із початком вимірювання її енергетичної досконалості. ХМ починає відпрацьовувати розбіжність температури в неупорядкованому режимі роботи, яку встановлено в шафах КХП за допомогою власного парового терморегулятора або за допомогою програмованих датчиків температури 3, тимчасово виконуючих функцію терморегулятора та, поступово, виходить в упорядкований режим роботи.

Випробування ЕЕ КХП починається автоматично з моменту виходу його ХМ в упорядкований режим роботи, за умови, що тривалість часу циклів між послідовними включеннями двигуна компресора не відрізняється більш ніж на 5 %, або у напіваавтоматичному режимі — оператором, який уручну запускає програму випробувань, кликнувши кнопкою миші на строчці «Пуск» керуючої програми. Тестування ЕЕ у автоматичному режимі роботи аналізатора починається в мить часу включення двигуна приводу компресора для циклу, який тестується та закінчується у наступну мить включення двигуна компресора, тобто на протязі одного повного циклу роботи компресора. Заздалегідь запрограмований, мікроконтролер 9 встановлює послідовність і швидкість зчитування вимірюваних показників та їх передачу до ПЕОМ а саме: поточного часу, температур датчиків, інформації про відкриття дверей холодильної шафи яка надходить від електронної оптичної пари 2, величини споживаної потужності, електричної енергії, що надходить від лічильника 10. По закінченню одного циклу роботи ХМ, яка тестується, програма випробувань КХП завершується із видачею його робочих характеристик на екрані монітору та у контрольному протоколі. Виготовлення аналізатору ЕЕ КХП згідно до опису, і його застосування при проведенні випробувань на моделі побутового холодильника типу КШД-160, підтвердили означені у опису його переваги порівняно із існуючими методами випробувань, а також надійність у роботі.

Висновки

Запропонований метод придатний до його реалізації у будь-яких умовах застосування КХП і не потребує розгерметизації ХМ, застосування складного обладнання, вимірювальних приладів і каталожних даних компресора та двигуна ХМ. Виготовлений тестер відноситься до приладів вимірювальної техніки і призначений для перевірки ЕЕ КХП при проведенні їх теплових випробувань, дозволяє у реальному часі отримувати значення температур в шафах холодильника, визначати холодильну продуктивність, потужність споживану електричним двигуном із мережі живлення та розраховує питомий холодильний електричний коефіцієнт апарату, а також може бути застосованим у якості основного пристрою при проведенні технічного нагляду за дотриманням вимог стосовно ефективності використання КХП електричної енергії за місцем його встановлення.

Література

1. Council Directive 92/75EEC of 22 September 1992 on the indication by labeling and standard product information of the consumption of energy and other resources by household appliances // Official Journal. – 1992. – L. 297. – 14 October. – P. 0016-0019.
2. Commission Regulation (EC) No 1275/2008 of 17 December 2008 implementing Directive 2005/32/EC of the European Parliament and of the Council with regard to eco design requirements for standby and off mode electric power consumption of electrical and electronic household and office equipment // Official Journal. – 2008. – L. 339. – 18 December. – P. 0045-0048.
3. Постанова Кабінету Міністрів України № 787 від 3 вересня 2008 року. Про затвердження Технічного регламенту максимально дозволеного споживання електроенергії холодильними приладами.

ВЫБОР СТЕКА–АППАРАТА ВНУТРЕННЕГО ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ОХЛАДИТЕЛЯ

Бондаренко В.Л., д-р техн. наук, профессор
Одесская государственная академия холода, г.Одесса
Сурьянинова Н.Н., канд. техн. наук
ООО «Айсблик», г. Одесса

В статье даны рекомендации по выбору конструктивного исполнения стека-аппарата внутреннего теплообмена термоакустического устройства, работающего в цикле на стоячей волне. Дано описание стенда для исследования процессов, протекающих в газовых полостях термоакустического охладителя (ТАО). Приведены результаты исследовательских испытаний..

In the article are given the recommendations regarding the selection of the design concept of stack — the apparatus of the internal heat exchange of the thermo-acoustic device, which works in the cycle on the standing wave. Is given description of stand for investigating the processes, which take place in the gas cavities of thermo-acoustic cooler ([TAO]). The results of the research tests are given.

Ключевые слова: термоакустический охладитель (ТАО), стек, насадка стека.

Введение. На первом этапе работы авторами был проведен анализ современного состояния проблем создания термоакустических генераторов и охладителей [1] и представлены результаты пуско-наладочных испытаний экспериментального образца термоакустического устройства [2].

Учитывая отсутствие достаточного количества публикаций по термоакустике на русском языке, напомним основные понятия, используемые для описания процессов в термоакустических устройствах.

Итак, термоакустические устройства условно можно разбить на два основных типа, а именно устройства реализующие цикл на стоячей (первый тип) и бегущей (второй тип) волне. Особенностью устройств первого типа является наличие встроенного аппарата внутреннего теплообмена — так называемого стека. В отличие от встроенного аппарата внутреннего теплообмена в устройствах второго типа — регенератора, конструктивное исполнение стека должно обеспечивать свободное прохождение стоячей волны, без рассеивания. Поэтому геометрическое исполнение насадок стека значительно отличается от насадок регенераторов в классическом исполнении.

Периодические процессы сжатия и расширения газа в акустической волне, совмещенные с процессами обмена тепла с внешними источниками, определяют классические процессы, протекающие в термоакустическом цикле. Эти процессы используются как в тепловых двигателях, преобразующих тепло внешних источников в акустическую энергию, так и в тепловых насосах, преобразующих звуковую энергию в тепло. Предметом данной статьи является изучение процессов, происходящих в стеке термоакустического охладителя (ТАО) на стоячей волне.

В термоакустических устройствах, работающих на стоячей волне, преобразование энергии происходит внутри встроенного аппарата–стека, который и определяет эффективность устройства в целом. Одним из факторов, сдерживающих применение термоакустических устройств, является низкое значение удельных плотностей тепловых потоков, по сравнению с потоками, характерными для традиционных тепловых насосов и охладителей, работающих по обратному циклу Стирлинга. В данной работе описываются результаты исследований связанные с попыткой получить рекомендации для выбора геометрического исполнения насадки стека, обеспечивающие получение достаточных плотностей тепловых потоков. Кроме этого, исследуется влияние различных параметров термоакустического устройства на эффективность работы стека.

Качественный анализ процессов, протекающих в газовых полостях термоакустических устройств. Наиболее полный анализ процессов, происходящих в термоакустических устройствах, приведен в работе G. Swift [3]. В этой же работе приведены рекомендации по выбору геометрических размеров зазоров теплообменных устройств термоакустического устройства на стоячей волне. Как видим из рекомендаций, значения газовых зазоров в стеке соизмеримы с размерами пограничного теплового слоя, тогда как значения газовых зазоров в регенераторе намного меньше значений теплового пограничного слоя.

В этом же источнике [3] проведен анализ очень важного параметра для термоакустики — критического температурного градиента ∇T_{crit} . Именно соотношение критического температурного градиента и отнесенного к длине аппарата (стека или регенератора) градиента температур по краям аппарата ∇T_m и

определяет направление цикла. Если $\nabla T_m > \nabla T_{crit}$, то устройство работает по прямому циклу (двигателя), а если $\nabla T_m < \nabla T_{crit}$, то устройство работает по обратному циклу (теплого насоса или охладителя).

Начнем с анализа основных параметров, определяющих тип и размер индикаторной диаграммы газовой полости термоакустического устройства. Итак, рассмотрим степень сжатия в цикле, как отношение максимального и минимального давления. Например, для цикла Стирлинга с которым часто ассоциируют цикл второго типа на бегущей волне, это отношение составляет величину порядка — 1,30, а для термоакустических устройств — 1,05. Это обусловлено тем, что в акустическом устройстве даже для очень высоких значений рабочих частот, добавка акустического давления (к среднему давлению в устройстве) составляет величину порядка 5 %. Поэтому, чтобы получить хотя бы сколько-нибудь ощутимый эффект по наполнению индикаторной диаграммы газовой полости термоакустического устройства, необходимо поддерживать значительное (десятки атмосфер) среднее давление в цикле. Следующее условия обеспечения наполнения индикаторной диаграммы — это обеспечение фазового сдвига между давлением (максимальным) и объемом (минимальным), причем для цикла охладителя необходимо обеспечить опережение изменения давления по отношению к изменению объема, в противном случае газ в полости будет нагреваться. Значение угла фазового сдвига обеспечивает наполняемость индикаторной диаграммы и по результатам исследований машины Стирлинга составляет величину близкую к 90°. Проанализируем данные приведенные G. Swift [3] и другими исследователями и даже реализованные в виде компьютерной анимации которые показывают, что фазовый угол между давлением и скоростью (или объемом) составляет единицы градусов и индикаторная диаграмма представляет из себя тоненький «лепесток» несколько отличающийся от прямой линии.

Таким образом, для достижения достаточного эффекта (т.е. обеспечения необходимой мощности для ощутимого — т.е. хотя бы несколько градусов охлаждения или нагрева газа в термоакустическом устройстве) необходимо поддерживать значительную частоту рабочих процессов — сотни герц.

Итак, необходимо поддерживать колебания в газе с высокой частотой рабочих процессов и с высоким значением среднего давления. Можно оценить геометрические показатели характерных размеров (зазоров) термоакустических устройств, в которых происходит взаимодействие акустической волны с регулярной насадкой. Величина пристенного слоя в котором происходят все описанные выше (1)–(4) фазы процесса термоакустического устройства определяется известными соотношениями [3] и для основных типов инертных газов, используемых в термоакустике (гелия, неона) при частотах рабочих процессов в сотни герц, составляет доли миллиметра.

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu}{\omega \cdot \rho}}; \quad (1)$$

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\omega \cdot \rho \cdot c_p}}, \quad (2)$$

где δ_v — толщина пограничного вязкого слоя, м;

δ_k — толщина пограничного термического слоя, м;

μ — коэффициент вязкости, кг/(м·с);

ω — круговая частота, рад/с;

ρ — плотность, кг/м³;

κ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

c_p — коэффициент удельной теплоемкости, Дж/(кг·К).

Полученный качественный анализ наполняемости индикаторной диаграммы газовой полости термоакустического устройства показывает, что управлять «наполнением» диаграммы будет на порядок сложнее, чем в машине Стирлинга. Поэтому любой оптимистический прогноз относительно того, что все современные методы исследования машин Стирлинга можно механически перенести на исследование газовой полости термоакустического устройства — глубокое заблуждение.

3. Выбор конструктивного исполнения стека и результаты исследовательских испытаний.

На рис. 1 показан общий вид стенда, укомплектованного экспериментальным термоакустическим охладителем (ТАО) и блоками контроля и управления.

В качестве объекта исследования выбран ¼ волновой термоакустический охладитель первого типа по циклу на стоячей волне, в котором в качестве источника звуковых колебаний используется линейный привод оригинальной конструкции. Внутри ТАО находятся встроенные теплообменные аппараты: два теплообменника с выходом на внешний контур и стек, расположенный между ними.

Конструктивно стек представляет собой корпус, выполненный из материала с низкой теплопроводностью (винипласт) заполненный насадкой. Насадка стека представляет собой регулярную структуру из

пакетов пластин. В качестве материала насадки используется медная фольга толщиной 20 мкм. Геометрическое исполнение каждой пластины позволяет обеспечить расстояние между двумя соседними слоями 0,5 мм, таким образом, выполняется условие по свободному (без рассеивания) прохождению звуковой волны через насадку стека. Каждый пакет насадки укладывается перпендикулярно соседним пакетам, таким образом, сводится к минимуму теплопроводность по насадке вдоль оси распространения звуковой волны. На рис. 2 приведен фронтальный вид матрицы насадки стека и даны основные геометрические размеры.



Рис. 1 – Общий вид экспериментального стенда ТАО

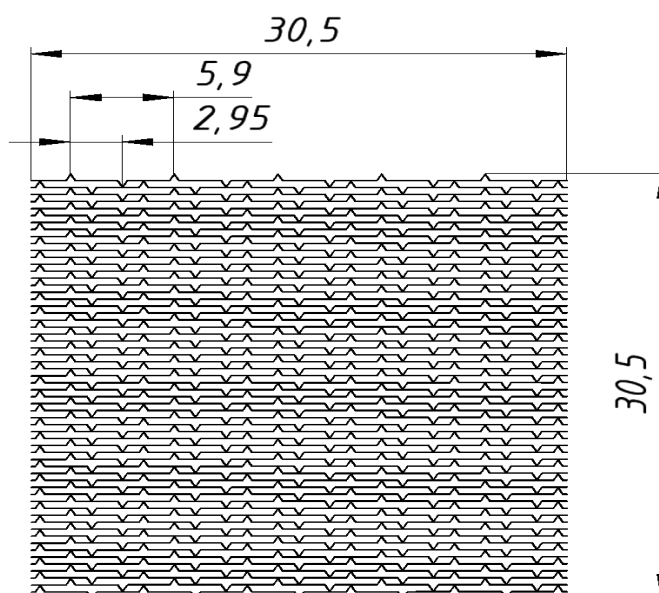
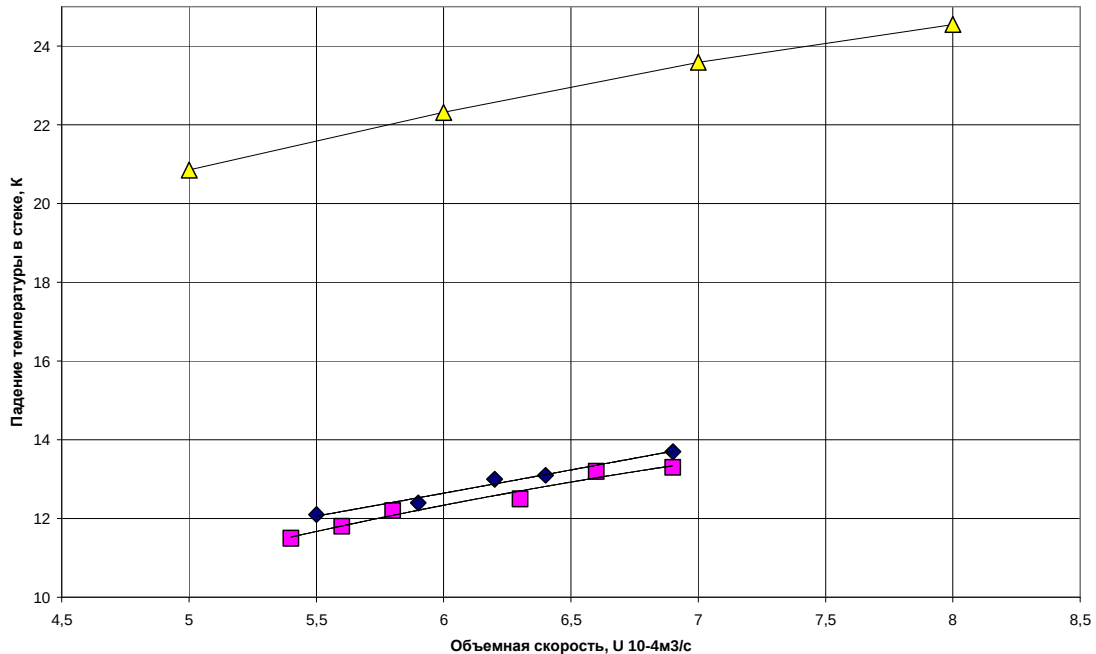


Рис. 2 – Фронтальный вид матрицы стека

В работе [2] приведены результаты исследовательских испытаний макета ТАО и для выбранных конструктивных размеров $\frac{1}{4}$ волнового макета, реализующего цикл на стоячей волне, определено значение оптимального значения рабочей частоты процессов — 101,7 Гц. При этой частоте, при прочих равных параметрах, снижение температуры в стеке имеет максимальное значение.

Нами были проведены исследовательские испытания двух конструктивных исполнений стека, отличающихся длиной аппарата (одинарная и двойная длина стека) вдоль направления распространения звуковой волны. Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 3.



Δ — расчет; — эксперимент при двойной длине стека; ◇ — эксперимент при одинарной длине стека

Рис. 3 – Зависимость снижения температуры в стеке от объемной скорости гелия при частоте рабочих процессов 101,7 Гц

Качественный анализ расчетных зависимостей [3] определения мощности теплового потока в стеке показывает, что увеличение длины стека при прочих равных условиях, в два раза увеличивает площадь теплообмена, следовательно в два раза увеличивает холодопроизводительность. С другой стороны увеличение в два раза длины стека приводит к снижению наполовину критического температурного градиента. То есть в идеальном случае при отсутствии вязких потерь и теплопритоков по тепловым мостам, никакого различия быть не должно.

В реальных условиях есть различие, которое наблюдается на рис. 3 — снижение температуры в стеке, имеющим одинарную длину превышает аналогичный показатель для стека, имеющего двойную длину, при прочих равных условиях. Данный эффект можно объяснить превалированием вязких потерь по двойной длине стека по сравнению с одинарной длиной стека.

В целом, проведенные исследовательские испытания подтвердили правильность выбранных конструктивных решений стека для ТАО, работающего в цикле на стоячей волне, но поставили ряд задач, требующих продолжения дальнейшего изучения процессов, протекающих в термоакустических устройствах.

Литература

1. Бондаренко В.Л. Состояние вопроса разработки термоакустических генераторов и охладителей / В.Л.Бондаренко, О.С.Обертун, Н.Н.Сурьянинова // Наукові праці ОНАХТ. – Одеса : 2009. – Вип.35. – Т.1. – С.210-216.
2. Бондаренко В.Л. Результаты испытаний макетного образца термоакустического охладителя / В.Л. Бондаренко, Н.Н. Сурьянинова // Технические газы. – 2010. – № 1. – С.23-27.
3. Swift G. W. Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators. – Published by the Acoustical Society of America through the American Institute of Physics. – 2002. – 300 p.

ФИЛЬТР ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА ДЛЯ СРЕДСТВ ЗАПРАВКИ БАЛЛОННЫХ ДРОССЕЛЬНЫХ МИКРОКРИОГЕННЫХ СИСТЕМ

Ильин В.М., канд. техн. наук, доцент, Баранов Е.Д., Михалев А.В.
ООО «НТК «Криогенная техника», г. Омск

В настоящем докладе представлены результаты работ по изучению глубокой очистки воздуха от диоксида углерода на гидроокисях щелочных металлов. Сформирован состав химпоглотителя. Разработан фильтр картриджного типа для воздушного заправщика баллонных дроссельных микрокриогенных систем.

This report presents results of studies on deep cleansing of the air of carbon dioxide in the alkali metal hydroxide. Formed the composition of chemical absorber. Designed filter cartridge type for pure air generator of the bottle-type throttle micro-cryogenic systems.

Ключевые слова: очистка воздуха от диоксида углерода, воздушный заправщик, баллонные дроссельные микрокриогенные системы.

Разомкнутые баллонные дроссельные микрокриогенные системы (БДМКС) широко применяются для криостатирования при температурах до 80 К фотоприемников инфракрасного излучения. Их преимуществами являются простота конструкции, возможность работы без потребления энергии от внешнего источника, малые размеры и масса.

Наиболее доступным и дешевым криоагентом для баллонных дроссельных микрокриогенных систем (БДМКС) является атмосферный воздух. Его использование позволяет организовать производство криоагента непосредственно в месте его потребления, но связано с необходимостью глубокой очистки от легкоконденсируемых примесей. В частности, для обеспечения надежной работы БДМКС содержание CO_2 в криоагенте не должно превышать 1 ppm.

Применимость хорошо отработанных и широко используемых в криогенной технике адсорбционных методов очистки на цеолитах в портативных средствах обеспечения криоагентом проблематична ввиду низкой адсорбционной ёмкости указанных сорбентов по диоксиду углерода и её резкой температурной зависимости в диапазоне эксплуатационных температур. Перспективно применение химической очистки от диоксида углерода, однако выпускаемые отечественной промышленностью поглотители не рассчитаны на очистку с указанной глубиной, и их возможности в данной области выходных концентраций не изучены.

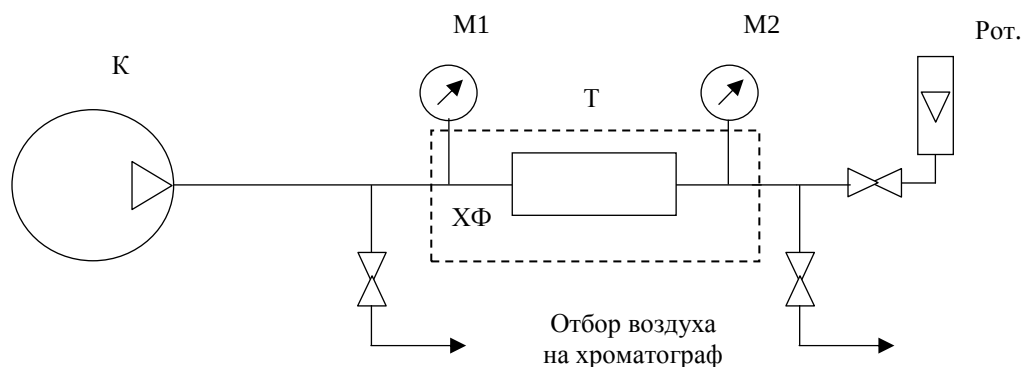
Целью настоящей работы является оценка возможности обеспечения очистки воздуха от диоксида углерода до остаточного содержания на уровне 1 ppm на гидроокисях щелочных металлов и поглотителя на их основе, выбор поглотителя, разработка фильтра для воздушного заправщика.

Возможность выполнения требований к глубине очистки воздуха была изучена на ряде материалов на основе гидроокисей щелочных металлов, применяемых в системах жизнеобеспечения, а также для контроля содержания диоксида углерода химическим методом [1].

Поглотительные свойства образцов определялись на стенде (рис. 1). Содержание диоксида углерода на входе и выходе фильтра с поглотителем измерялось хроматографическим методом по ранее разработанной методике [2] с концентрированием примеси. Влага из отбираемых на анализ проб воздуха удалялась осушителем ИК-011-1 (ТУ-2163-024-03533913-99), для охлаждения концентратора использовалась кубовая жидкость.

При оценке применимости и сравнении образцов сопоставлялись полученные значения глубины очистки и динамической ёмкости поглотителей, а также устойчивость остаточной концентрации диоксида углерода в очищенном потоке к изменению расхода воздуха. Измерения проводились при температуре 20 ± 3 °С, концентрация диоксида углерода на входе фильтра составляла $350 \div 500$ ppm, длина слоя поглотителя была равна 130 мм. Измерения проводились при давлениях 2,5 и 3,7 МПа, линейная скорость потока варьировалась в диапазоне 0,2–1 см/сек. По результатам проведённых испытаний был сделан предварительный выбор наиболее перспективных образцов поглотителей.

Номенклатура и результаты определения поглотительных свойств выбранных образцов приведены в табл. 1.



*К – компрессор; М1, М2 – манометры; ХФ – химический фильтр;
Рот. – ротаметр; Т – термостат*

Рис. 1 – Стенд для изучения поглотительных свойств образцов

Поглотитель химический известковый ХП-И (ГОСТ 6755-88) позволяет получить глубину очистки до остаточной концентрации CO_2 на уровне, близком к 1 ppm, однако при указанных выше условиях ввиду нестабильности процесса очистки представительных данных по динамической ёмкости получить не удалось.

Таблица 1 – Номенклатура и характеристики образцов поглотителей диоксида углерода (давление 3,7 МПа, скорость 0,3 см/с)

№	Тип поглотителя	Глубина очистки, ppm	Динамическая ёмкость, г/см ³	Устойчивость к изменению расхода	Вредность ПДК, мг/м ³
1	ХП-И	1,1-1,5	–	Нет	–
2	Аскарит (фракция 0,5–4 мм)*	0,2	0,45	Да	0,5
3	NaOH (фракция 0,3–0,5 мм)*	0,2	0,34	Да	0,5
4	LiOH×H ₂ O	0,5	0,23	Нет	0,02

Гидроокись натрия NaOH (ГОСТ 2263-71) перед испытаниями дробилась с отбором фракции 0,3–0,5 мм. Ввиду высокой растворимости NaOH и склонности к образованию кристаллогидратов для предотвращения нарушения порозности слоя до завершения опыта испытуемый образец смешивался с осушителем. NaOH обеспечивает глубину очистки ниже 1 ppm в указанном выше диапазоне линейных скоростей и нечувствителен к изменению расхода.

Аскарит (ТУ 6-09-4128-88) перед испытаниями также смешивался с осушителем. Он представляет собой NaOH, нанесённый на волокна асбеста с целью увеличения удельной поверхности. Это даёт увеличение динамической ёмкости при близких к гидроокиси натрия показателях по глубине очистки.

Моногидрат гидроокиси лития LiOH×H₂O (ГОСТ 8595-83) также обеспечивает глубину очистки ниже 1 ppm, концентрация CO_2 на выходе фильтра чувствительна к изменению скорости потока. Малая водорастворимость и отсутствие дальнейшего гидратообразования позволяют использовать его в качестве поглотителя в состоянии поставки. Это определяет его более высокую динамическую активность в сравнении с поглотителями на основе гидроокиси натрия, а также упрощает технологический процесс снаряжения фильтра. Однако выявленное преимущество в значительной степени обесценивается высокой вредностью и существенным снижением растворимости LiOH×H₂O с ростом температуры. Последнее при изменении температуры приводит к кристаллизации гидроокиси лития из скапливающегося в лобовой части слоя насыщенного раствора на сетках и других элементах фильтра и, как следствие к нарушению распределения потока, росту гидравлического сопротивления фильтра вплоть до полного перекрытия входного сечения.

На основании полученных результатов и анализа устойчивости материалов, применяемых при проектировании фильтров, к воздействию перечисленных веществ, а также соображений безопасности в качестве активного компонента поглотителя диоксида углерода был выбран аскарит.

Состав поглотителя формировался с целью обеспечения его живучести при сохранении поглотительной способности в условиях эксплуатации воздушного заправщика (давление 3,7 МПа; температура

от 5 до 55 °С). В результате отработки ряда вариантов был сформирован состав поглотителя аскарит/СаО в соотношении 1:2.

С целью подтверждения полученных результатов и более детального изучения свойств поглотителя были выполнены пилотные испытания полученного поглотителя на фильтре со следующими параметрами слоя: длина — 390 мм, диаметр — 52 мм при условиях, близких к эксплуатационным. В ходе испытаний определялись времена защитного действия ХФ в интервале рабочих температур от 5 °С до 55 °С и влажности входящего потока от 15±5 ppm до максимальной при заданной температуре.

Критериями окончания испытаний служили:

- при рабочей температуре 5 °С — содержание диоксида углерода в очищенном потоке выше 1 ppm;
- при рабочей температуре 55 °С — гидравлическое сопротивление ХФ 3 атм или наработка больше 40 часов.

Полученные зависимости концентрации диоксида углерода на выходе ХФ от наработки приведены на рис. 2. Из приведенных данных видно, что разработанный поглотитель сохраняет работоспособность во всем диапазоне реальных значений температур и обладает ресурсом не менее 50 м³/л (по входящему воздуху с содержанием CO₂ 500 ppm)



1) при $t = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$, 2) при $t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рис. 2 – Зависимость концентрации диоксида углерода от количества переработанного воздуха

В ходе испытаний существенного изменения гидравлического сопротивления ХФ от наработки не наблюдалось, т.е. живучесть фильтра не теряется в течении всего ресурса.

Полученный химический поглотитель был применён при разработке фильтра химической очистки полевого автономного воздушного заправщика баллонных дроссельных микрокриогенных систем [3]. Планируемый ресурс фильтра 100 часов был подтверждён испытаниями во всём диапазоне условий эксплуатации, а также последующими испытаниями в составе опытных и серийных образцов заправщика. Конструктивно фильтр выполнен в виде сменного картриджа, помещенного в герметичный корпус. Длительность хранения сменных картриджей составляет не менее 7 лет, что подтверждено натурными испытаниями.

Таким образом, в результате проведённых работ был сформирован состав химического поглотителя диоксида углерода для глубокой очистки воздуха, изучено влияние климатических факторов на его поглотительную способность. На основе полученного поглотителя был разработан и внедрён в серийное производство химический фильтр полевого автономного воздушного заправщика баллонных дроссельных микрокриогенных систем

Литература

1. Громов Э.А., Ильин В.М., Михалев А.В. Результаты изучения глубокой очистки воздуха от диоксида углерода на гидроокисях щелочных металлов // Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке. Сборник трудов II международной научно-технической конференции. – Санкт-Петербург, 2003. – Т. 1. – С. 23-27.

2. Матяш Ю.И., Стрельникова Е.Б. Хроматографический метод определения микропримесей воды и диоксида углерода в многокомпонентном криоагенте. Тез. докл. Всес. науч.-техн. конф. «Микрокриогенная техника – 84». – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1984. – С.58-59.
3. Ильин В.М., Ермаков В.М., Калинин В.В. Полевой автономный воздушный заправщик для баллонных дроссельных микрокриогенных систем // Наукові праці ОНАХТ, Одеса. – 2009. – Вип. 35. Т. 1. – С.221-222.

УДК 532.5.032

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ДИСКОВОМ НАСОСЕ ТРЕНИЯ

Кишкин А.А., д-р техн. наук, профессор, Смирнов П.Н., аспирант,
Делков А.В., магистрант, Ходенков А.А., магистрант
Сибирский государственный аэрокосмический университет
им. акад. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск

Рассматривается подход к построению математической модели дискового насоса трения путем разложения его гидравлического тракта на отдельные структурно-функциональные участки. На основе напряжений трения, полученных из уравнений импульсов турбулентного пространственно-пограничного слоя, приведены решения уравнений движения вязкой несжимаемой жидкости в каждом из участков.

An approach to constructing a mathematical model of the friction disk pump through the expansion of its hydraulic path into individual structural-functional areas is considering. Based on the friction pressure obtained from the momentum equations of turbulent spatial boundary layer, solutions of the motion equations of viscous incompressible fluid in each of the sites are given.

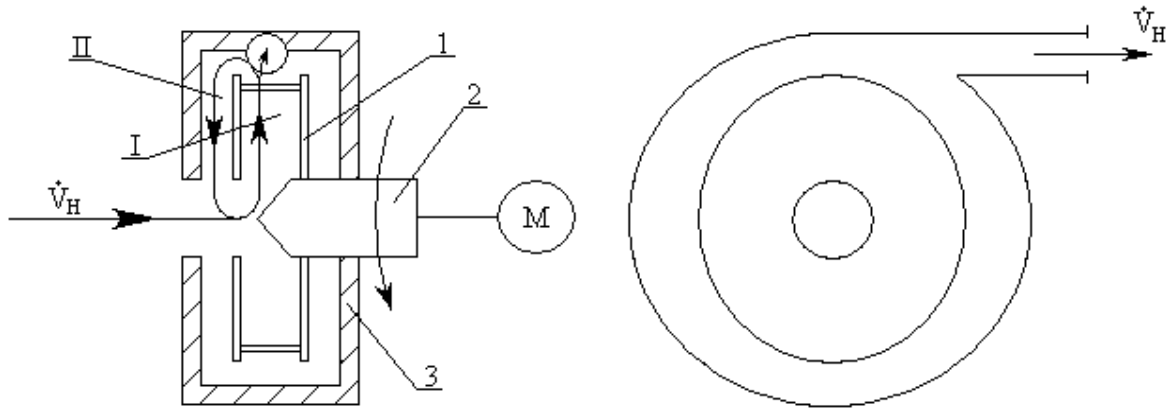
Ключевые слова: дисковый насос, напряжения трения, уравнения движения, математическое моделирование.

Дисковые насосы представляют собой простейшие турбомашины, в которых рабочему телу сообщается энергия за счет работы кориолисовых сил в форме сил трения. Основным элементом дискового насоса является расположенное в корпусе колесо, состоящее из нескольких дисков, скрепленных между собой. Дисковые насосы имеют ряд преимуществ по сравнению с лопастными машинами, а в некоторых областях единственно работоспособными [1]. Учитывая, что дисковые насосы обладают исключительными антикавитационными свойствами, что позволяет более эффективно перекачивать двух- и трехфазные среды, имеют низкий уровень шума, они получили широкое применение в нефте- и горнодобывающей, химической, пищевой промышленности, медицине. Кроме того, дисковые насосы эффективно работают в области малых коэффициентов быстроходности (при малых объемных расходах и высоких напорах), что в сочетании с антикавитационными качествами определяет их применение в энергосистемах малой мощности (<100 кВт), использующих фазовый переход рабочего тела: паротурбинные генераторы на низкокипящем рабочем теле, системы терморегулирования различного назначения и т.п.

Для моделирования течения в рабочей полости дискового насоса, целесообразно выделить структурно-функциональные участки гидравлического тракта, на которых реализованы различные типы течения. Причем течение на каждом участке условно делится на течение в ядре и пространственном пограничном слое (ППС) [2]. Решение задачи о течении в ППС сводится к определению напряжений трения на непроницаемых границах. Результатом решения задачи о течении в ядре потока являются поля угловой скорости вращения ядра потока и статического давления. Согласно принципиальной схеме дискового насоса (рис. 1) нами были рассмотрены два таких участка: с течением между вращающимся диском и неподвижной стенкой, и с течением между двумя вращающимися дисками. Рассмотрим каждый из этих участков по отдельности.

Рассмотрим элементарный объем жидкости в зазоре между двумя вращающимися дисками (рис. 2). На рисунке $\tau_{0\alpha}^1, \tau_{0\alpha}^2$ — окружные напряжения трения на первом и втором диске соответственно; $\tau_{0R\alpha}^1, \tau_{0R\alpha}^2$ — радиальные напряжения трения от окружной составляющей скорости на первом и втором диске соответственно; $\tau_{0Rp}^1, \tau_{0Rp}^2$ — радиальные напряжения трения от расходной составляющей скорости на первом и втором диске соответственно. Элементарный объем представляет собой кольцо на теку-

щем радиусе высотой $dR \rightarrow 0$ и толщиной n_0 — нормальный зазор полости. Бесконечно малый элементарный объем делится на три участка: течение на двух вращающихся дисках и течение ядра потока. Течение на первом диске происходит в толщине пограничного слоя δ_{d1} , где окружная скорость жидкости изменяется от u до U_{d1} — скорость вращения первого диска. Течение на втором диске происходит в толщине пограничного слоя δ_{d2} , где окружная скорость жидкости изменяется от u до U_{d2} — скорость вращения второго диска.



1 – рабочее колесо, 2 – приводной вал, 3 – корпус, 4 – радиальное отводящее устройство,
I – полость между двумя вращающимися дисками,
II – полость между вращающимся диском и неподвижной стенкой

Рис. 1 – Принципиальная схема дискового насоса

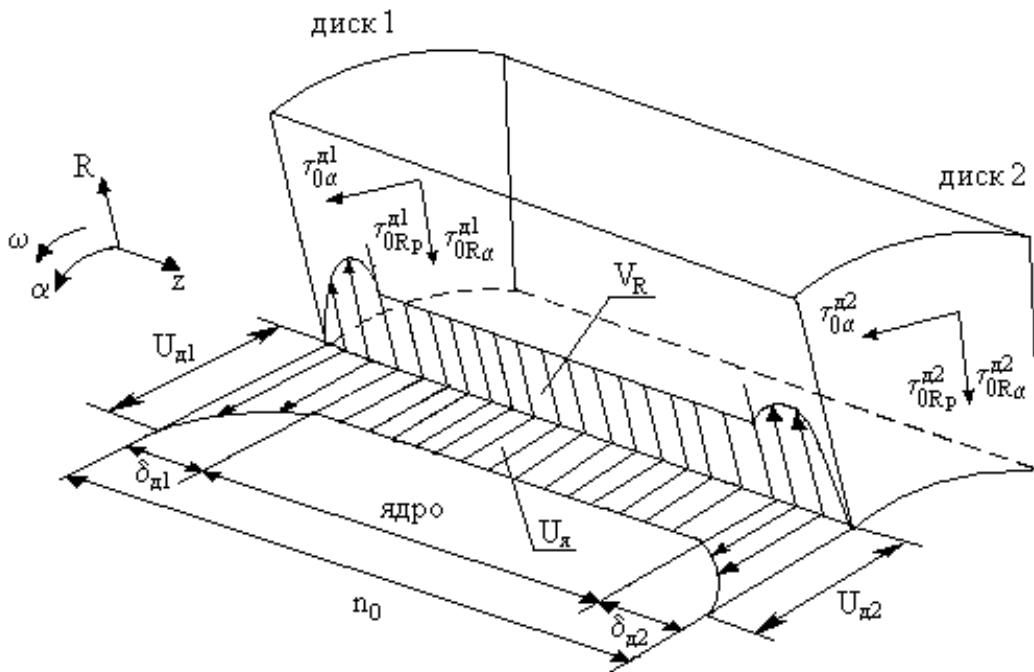


Рис. 2 – Расчетная схема для полости между двумя вращающимися дисками

Интегрированием системы уравнений импульсов турбулентного ППС в работе [3] получены составляющие напряжений трения на дисках в окружном и радиальном направлениях от окружной составляющей скорости:

окружные напряжения трения на первом диске

$$\tau_{0\alpha}^{\partial 1} = 0,01256\rho U_{\partial 1}^2 \left(\frac{U_{\partial 1} \delta_{\alpha \partial 1}^{**}}{\nu} \right)^{-0,25},$$

где $U_{\partial 1} = (\omega_{\partial 1} - \omega_{\text{я}})R$;

окружные напряжения трения на втором диске

$$\tau_{0\alpha}^{\partial 2} = 0,01256\rho U_{\partial 2}^2 \left(\frac{U_{\partial 2} \delta_{\alpha \partial 2}^{**}}{\nu} \right)^{-0,25},$$

где $U_{\partial 2} = (\omega_{\partial 2} - \omega_{\text{я}})R$.

Поскольку радиальная составляющая напряжения трения формируется как окружным, так и расходным (радиальным) течением выражение для радиального напряжения на первом диске имеет вид

$$\tau_{0R}^{\partial 1} = \tau_{0Rp}^{\partial 1} + \tau_{0R\alpha}^{\partial 1};$$

радиальное напряжение трения на втором диске

$$\tau_{0R}^{\partial 2} = \tau_{0Rp}^{\partial 2} + \tau_{0R\alpha}^{\partial 2};$$

радиальные напряжения трения от окружной составляющей скорости на первом диске

$$\tau_{0R\alpha}^{\partial 1} = \varepsilon_{\partial 1} \tau_{0\alpha}^{\partial 1};$$

радиальные напряжения трения от окружной составляющей скорости на втором диске

$$\tau_{0R\alpha}^{\partial 2} = \varepsilon_{\partial 2} \tau_{0\alpha}^{\partial 2};$$

радиальные напряжения трения от расходной составляющей скорости (определяются классическими выражениями [4]) на первом диске

$$\tau_{0Rp}^{\partial 1} = 0,01256\rho V_R^2 \left(\frac{V_R \delta_{\alpha \partial 1}^{**}}{\nu} \right)^{-0,25};$$

радиальные напряжения трения от расходной составляющей скорости на втором диске

$$\tau_{0Rp}^{\partial 2} = 0,01256\rho V_R^2 \left(\frac{V_R \delta_{\alpha \partial 2}^{**}}{\nu} \right)^{-0,25}.$$

Полученные напряжения трения позволяют интегрировать уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости в заданных граничных условиях. При помощи этой системы дифференциальных уравнений, состоящей из уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости в проекциях на цилиндрические оси координат и уравнения неразрывности, можно решить задачу о течении в ядре потока. Для этого введем следующие допущения:

- течение в осевой щели осесимметрично;
- ширина зазора полости мала по сравнению с радиусом диска;
- свойства жидкости постоянны;
- жидкость течет по гидравлически гладким поверхностям;
- течение происходит при турбулентном режиме;
- распределение продольной скорости в ППС происходит по степенному закону $1/7$: $\bar{u} = \bar{y}^{1/7}$;

$$\begin{aligned} v_R \frac{dv_R}{dR} - \frac{u^2}{R} &= -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dR} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_R}{\partial z}; \\ v_R \frac{du}{dR} + \frac{v_R u}{R} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{\alpha}}{\partial z}; \\ \frac{dv_R}{dR} + \frac{v_R}{R} &= 0. \end{aligned}$$

Решать задачу будем в цилиндрических координатах и при помощи инверсионной подстановки $u = U_{\partial} - U_{\text{я}}$.

Проинтегрировав уравнения движения и проведя соответствующие преобразования, получим (согласно расчетной схеме при течении от центра к периферии) дифференциальные уравнения для угловой скорости в ядре потока

$$\frac{d\omega_{\text{я}}}{dR} = \frac{2\pi}{\rho \dot{V}} (\tau_{0\alpha}^{\phi 1} - \tau_{0\alpha}^{\phi 2}) - \frac{2\omega_{\text{я}}}{R}$$

и статического давления

$$\frac{dp}{dR} = \rho \omega_{\text{я}}^2 R + \frac{\rho \dot{V}^2}{4\pi^2 n_0^2 R^3} + \frac{1}{n_0} (\tau_{0R(\alpha)}^{\phi 1} + \tau_{0R(\alpha)}^{\phi 2} - \tau_{0R(p)}^{\phi 1} - \tau_{0R(p)}^{\phi 2}).$$

Полученные выражения позволяют вести численное интегрирование и получить поле угловой скорости в ядре потока и поле статического давления, которые в достаточной мере позволяют оценить характер движения рабочего тела в полости между двумя вращающимися дисками (рис. 3, 4).

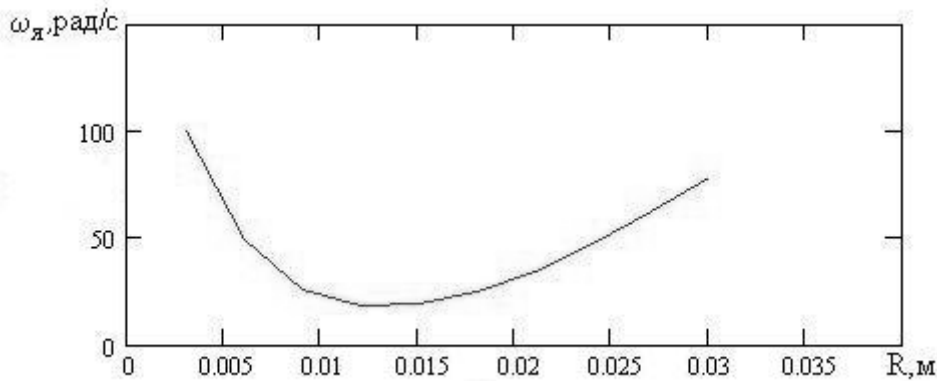


Рис. 3 – Угловая скорость вращения ядра потока в полости между двумя вращающимися дисками по радиусу диска

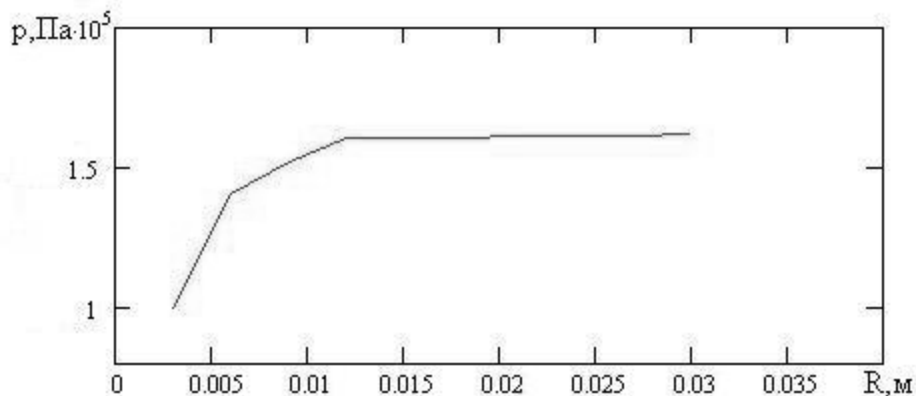


Рис. 4 – Статическое давление в полости между двумя вращающимися дисками по радиусу диска

По результатам проведенного численного эксперимента можно увидеть, что функция угловой скорости вращения ядра потока в полости между двумя вращающимися дисками имеет минимум. Это означает, что существует некоторая нижняя граница для радиуса диска, за которой дисковый насос трения работает неэффективно.

Следующий структурно-функциональный участок, который необходимо рассмотреть — торцевой зазор между вращающимся диском и неподвижной стенкой. Фактически, характер течения в этой полости определяет утечки из основного гидравлического тракта дискового насоса трения. Начальные условия для расчета полости равны выходным параметрам потока для полости между двумя вращающимися дисками. Однако, перед началом расчета зазора между неподвижной стенкой и вращающимся диском, необходимо определить объемный расход в ней в соответствии с заданными граничными условиями. В первом приближении объемный расход в торцевом зазоре определим из условия равенства давлений на выходе из торцевой полости и на входе в полость между двумя вращающимися дисками. Это соответствует

идеальному случаю, когда торцевая щель работает в качестве торцевого уплотнения. Это можно сделать, выразив объемный расход как функцию от известных граничных условий, приравняв его к нулю и определив корень такого уравнения.

Рассмотрим элементарный объем жидкости в торцевом зазоре между неподвижной стенкой и вращающимся диском (рис. 5). На рисунке $\tau_{0\alpha}^{cm}, \tau_{0\alpha}^{\partial}$ — окружные напряжения трения на стенке и на диске соответственно; $\tau_{0R\alpha}^{cm}, \tau_{0R\alpha}^{\partial}$ — радиальные напряжения трения от окружной составляющей скорости на стенке и на диске соответственно; $\tau_{0Rp}^{cm}, \tau_{0Rp}^{\partial}$ — радиальные напряжения трения от расходной составляющей скорости на стенке и на диске соответственно. Элементарный объем представляет собой кольцо на текущем радиусе высотой $dR \rightarrow 0$ и толщиной n_0 — нормальный зазор полости. Бесконечно малый элементарный объем делится на три участка: течение на неподвижной стенке, течение на вращающемся диске и течение ядра потока. Течение на неподвижной стенке происходит в толщине пограничного слоя $\delta_{ст}$, где окружная скорость жидкости изменяется от u до 0. Течение на вращающемся диске происходит в толщине пограничного слоя δ_{∂} , где окружная скорость жидкости изменяется от u до U_{∂} — скорость вращения диска.

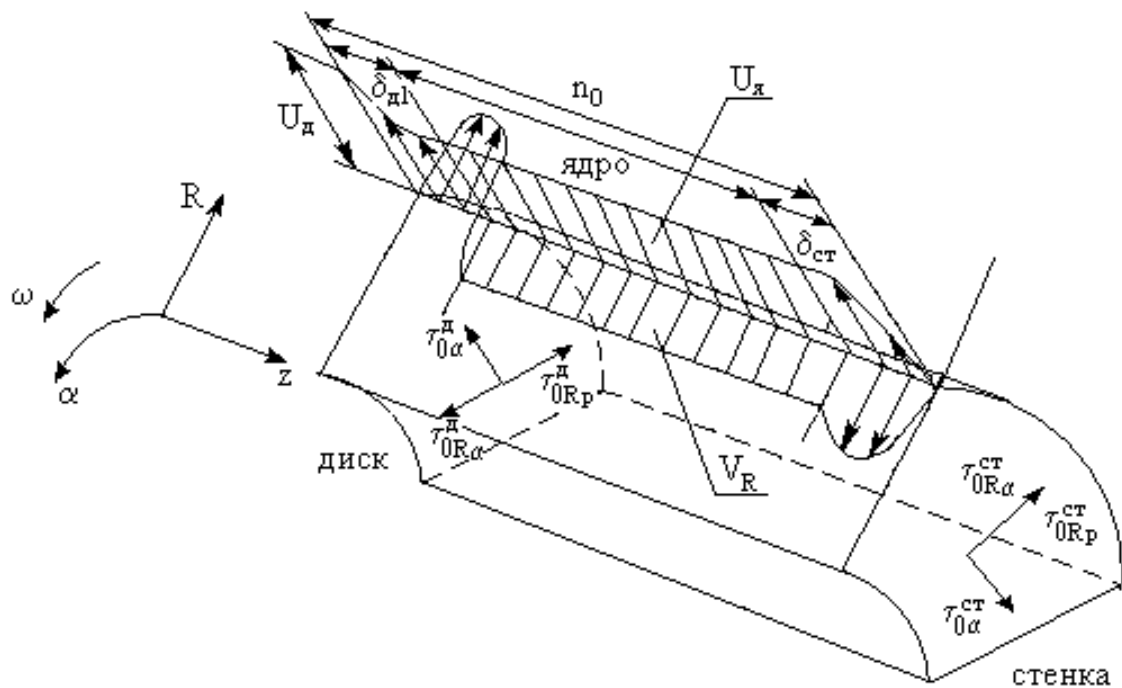


Рис. 5 – Расчетная схема для полости между неподвижной стенкой и вращающимся диском

Для решения системы уравнений движения вязкой несжимаемой жидкости необходимо определить напряжения от расходного и вращательного течения жидкости [5].

Для полости между вращающимся диском и неподвижной стенкой проведем аналогичную процедуру, как и для полости между двумя вращающимися дисками. Проинтегрировав уравнения движения и проведя соответствующие преобразования, получим (согласно расчетной схеме при течении от периферии к центру) дифференциальные уравнения для угловой скорости в ядре потока

$$\frac{d\omega_{\partial}}{dR} = \frac{2\pi}{\rho \dot{V}} (\tau_{0\alpha}^{\partial} - \tau_{0\alpha}^{cm}) - \frac{2\omega_{\partial}}{R}$$

и статического давления

$$\frac{dp}{dR} = \rho \omega_{\partial}^2 R + \frac{\rho \dot{V}^2}{4\pi^2 n_0^2 R^3} + \frac{1}{n_0} (-\tau_{0R(\alpha)}^{\partial} + \tau_{0R(\alpha)}^{cm} + \tau_{0R(p)}^{\partial} + \tau_{0R(p)}^{cm}).$$

Полученные выражения позволяют вести численное интегрирование и получить поле угловой скорости в ядре потока и поле статического давления, которые в достаточной мере позволяют оценить характер движения рабочего тела в полости между неподвижной стенкой и вращающимся диском (рис. 6, 7).

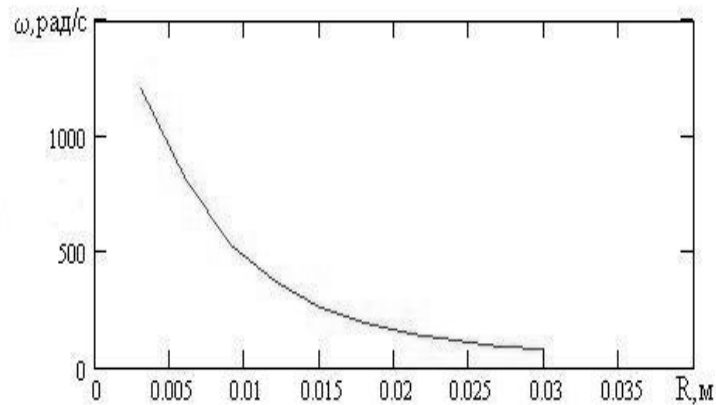


Рис. 6 – Угловая скорость вращения ядра потока в полости между неподвижной стенкой и вращающимся диском по радиусу диска

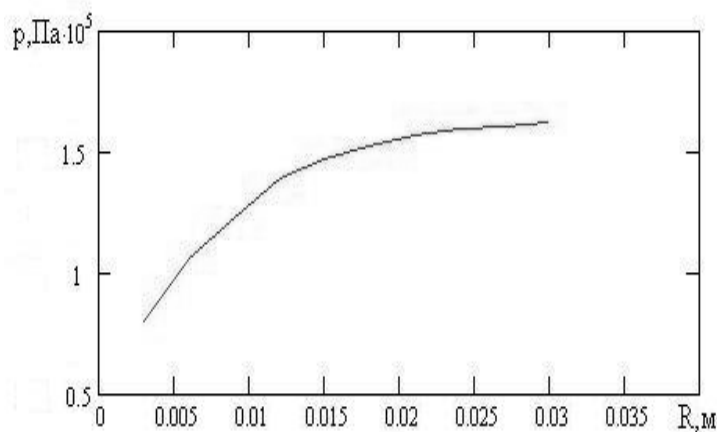


Рис. 7 – Статическое давление в полости между неподвижной стенкой и вращающимся диском по радиусу диска

Выводы

На основе выражений для напряжений трения выполнено интегрирование уравнений движения вязкой несжимаемой жидкости в граничных условиях торцевой щели и полости между двумя вращающимися дисками, которые являются основными участками гидравлического тракта дискового насоса трения.

Литература

1. Мисюра В.И. Дисковые насосы / В.И. Мисюра, Б.В. Овсянников, В.Ф. Присняков. – М: Машиностроение, 1986. – 110 с.
2. Кишкин А.А., Черненко Д.В., Черненко Е.В. Уравнения импульсов трехмерного пограничного слоя // Изв. ВУЗов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2007. – № 4. – С. 35-41.
3. Краев М.В., Кишкин А.А., Майдуков А.В. Вращение диска в потоке, закрученном по закону твердого тела // Известия ВУЗов. Авиационная техника. – 1996. – № 4. – С. 42-47.
4. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М: Наука, 1969. – 744 с.
5. Краев М.В., Кишкин А.А., Карасев В.П. Оценка момента сопротивления на корпусе малорасходного центробежного насоса // Известия ВУЗов. Авиационная техника. – 1992. – №3. – С. 40-44.

ПРИМЕНЕНИЕ ПСЕВДОПОРИСТЫХ ПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ ГАЗОСТАТИЧЕСКОГО ПОДВЕСА ПОРШНЯ КОМПРЕССОРОВ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Лысенко Е.А., канд. техн. наук, доцент,
Болштянский А.П., д-р техн. наук, профессор, Щерба В.Е., д-р техн. наук, профессор
Омский государственный технический университет, г. Омск

В статье рассматривается возможность и целесообразность применения псевдопористых питателей газостатического подвеса поршня малорасходных компрессоров холодильной и криогенной техники. Псевдопористые питатели образуются при контакте двух плоских шероховатых поверхностей. Приводятся методика и результаты расчета газостатического подвеса, уравнения для определения среднего зазора между контактирующими шероховатыми поверхностями, анализ преимущества применения псевдопористых питателей по сравнению с дросселями типа «простая диафрагма» в газостатических подвесах малого диаметра.

In clause the opportunity and expediency of application pseudo porous feeders gas bearing piston compressors of refrigerating and cryogenic technics of small productivity is considered. Pseudo porous feeders are formed at contact of two flat rough surfaces. The technique and results of calculation gas bearing piston, the equations for definition of an average backlash between contacting rough surfaces, the analysis of advantage of application pseudo porous feeders in comparison with throttles of type «a simple diaphragm» in gas bearing piston small diameter are resulted.

Ключевые слова: холодильные компрессоры без смазки.

подавляющее большинство потребителей сжатых газов в таких отраслях как медицина, точное машиностроение и приборостроение, пищевая, фармацевтическая, парфюмерная промышленность, холодильная и криогенная техника предъявляют к их качеству высокие требования, которые, в частности, касаются практически полного отсутствия в воздухе следов смазки и различных твердых частиц.

Первое условие в настоящее время реализуется путем использования в компрессорных машинах узлов трения, изготовленных с применением самосмазывающихся материалов.

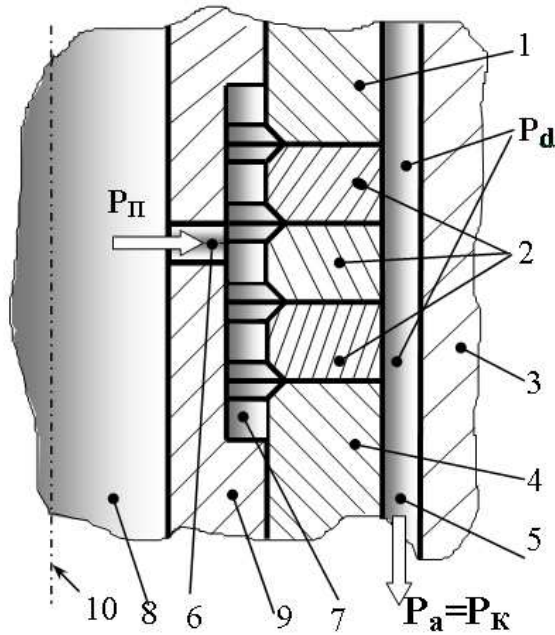
Выполнение второго условия требует либо тщательной очистки газа после сжатия его бессмазочным компрессором путем фильтрации продуктов износа самосмазывающихся материалов, из которых изготовлены уплотнения рабочих полостей, либо применения бесконтактных уплотнений. При этом фильтры постепенно забиваются продуктами износа, оказывают большое сопротивление течению газа и снижают экономичность компрессора.

Одним из вариантов конструкций, реализующих эти требования, являются компрессоры с газостатическим центрированием поршня (ПКГЦП), в которых последний представляет собой радиальную газовую опору. Питание этой опоры (газового подвеса) может осуществляться газом, который сжимает сам компрессор, или от постороннего источника давления, и может подаваться как через полость поршня, так и через гильзу цилиндра. Достаточно подробно работа такого компрессора описана в [1].

Существует достаточно много конструктивных схем ПКГЦП, в том числе и защищенных авторскими свидетельствами СССР и патентами России.

Теоретические и экспериментальные исследования этого компрессора выявили некоторые проблемы его реального проектирования, одной из которых является значительный расход газа на центрирование поршня, что особенно актуально для малорасходных компрессоров бытовой, холодильной и микрокриогенной техники. Этот расход по данным исследований [1, 2] для мало- и микрорасходных компрессоров может составлять до 30 % его производительности, что связано в основном с масштабными и технологическими факторами, не позволяющими реально изготавливать питающие подвес дроссельные отверстия диаметром менее 0,1 мм при обеспечении отклонения в расходе газа через каждый из них не более 10 % (в одном поясе наддува). Данная ситуация только усугубляется при попытке увеличения степени повышения давления в ступени компрессора.

Снижения расхода газа на газостатическое центрирование поршня можно добиться путем использования щелевых подвесов, выполненных в виде псевдопористых питателей, образованных при контакте шероховатых поверхностей, образующих питающую щель. В этом случае часть цилиндрической обрабатываемой поршня или гильзы цилиндра представляют собой набор шероховатых дисков (рис. 1).



1, 4 - тело поршня, 2 - диски с шероховатыми торцевыми поверхностями, 3 - цилиндр, 5 - радиальный зазор δ между поршнем и цилиндром, 6 - отверстие, 7 - паз, 8 - полость поршня, 9 - центрирующая втулка, 10 - ось поршня, P_{Π} - давление в полости поршня (давление наддува), P_d - давление в зазоре газового подвеса, P_a - давление окружающей среды (давление картера)

Рис. 1 – Фрагмент цилиндропоршневой группы компрессора с псевдопористой поверхностью щелевых питателей газового подвеса с питанием через полость поршня

цилиндром при концентричном положении поршня.

Массовый расход газа через n щелей в одном из двух поясов наддува симметричного газового подвеса в условиях пренебрежения кривизной щели

$$M_{\text{щ}} = n \frac{\pi \frac{D_{\Pi} + d_{\Pi}}{2} \delta_{\text{щ}}^3 (P_{\Pi}^2 - P_d^2)}{24\mu \cdot R \cdot T_{\text{CT}} \frac{1}{2} (D_{\Pi} - d_{\Pi})} = \frac{n \cdot \pi (D_{\Pi} + d_{\Pi}) \cdot \delta_{\text{щ}}^3 (P_{\Pi}^2 - P_d^2)}{24\mu \cdot R \cdot T_{\text{CT}} (D_{\Pi} - d_{\Pi})}, \quad (2)$$

где d_{Π} — внутренний диаметр шероховатой поверхности диска;

$\delta_{\text{щ}}$ — средний зазор, образованный между шероховатыми поверхностями дисков при их контакте.

Приравнявая оба уравнения, получим:

$$P_d = \sqrt{\frac{(D_{\Pi} + d_{\Pi}) n \cdot \delta_{\text{щ}}^3 \cdot P_{\Pi}^2 \cdot l_{\Pi} + D_{\Pi} \delta_0^3 P_K^2 (D_{\Pi} - d_{\Pi})}{D_{\Pi} \delta_0^3 (D_{\Pi} - d_{\Pi}) + n (D_{\Pi} + d_{\Pi}) \delta_{\text{щ}}^3 \cdot l_{\Pi}}}. \quad (3)$$

Определение величины $\delta_{\text{щ}}$ можно произвести по результатам работы [4], в которой экспериментальным путем найдены уравнения для трех способов образования микронеровностей:

- $\delta_{\text{щ}} \approx 1,2 (Rz_1 + Rz_2)^{0,9}$ — для поверхностей, обработанных лазерным лучом;
- $\delta_{\text{щ}} \approx 0,95 (Rz_1 + Rz_2)^{0,8}$ — для поверхностей, полученных пескоструиванием;
- $\delta_{\text{щ}} \approx 0,9 (Rz_1 + Rz_2)^{5/6}$ — для поверхностей, полученных шлифованием,

где Rz — средняя высота микронеровностей, взятая по десяти точкам контролируемой поверхности, а также в наиболее общем случае из выражений [5]:

- для двух контактирующих поверхностей

В изображенном на рис. 1 конструктивном варианте предполагается, что сжатый компрессором газ через обратный клапан, установленный в полном поршне, и далее через отверстие 6 и паз 7 поступает к внутреннему диаметру шероховатых дисков 2, проникает через зазор, образовавшийся при контакте их шероховатых поверхностей (при этом происходит дросселирование газа) и истекает в зазор 5, создавая несущий газовый слой, обладающий такими характеристиками как жесткость C_{Π} и несущая способность W_{Π} . Алгоритм расчета этих параметров в зависимости от геометрии поршня, величины радиального зазора, давления наддува и давления в картере компрессора достаточно подробно описан в [1] и включает в себя, в частности, определение в зазоре подвеса для дросселей типа «простая диафрагма» (малое отверстие в тонкой стенке) величины давления P_d в зоне наддува.

В данном случае проведем расчет величины P_d из условия равенства массовых расходов через псевдопористые питатели и гладкую щель зазора δ .

Расход M_{Π} в одну сторону от зоны щелей (в сторону торца симметричного газового подвеса) через участок подвеса длиной l_{Π} определится выражением [2, 3]

$$M_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_{\Pi} \delta_0^3 (P_d^2 - P_K^2)}{24\mu \cdot R \cdot T_{\text{CT}} \cdot l_{\Pi}}, \quad (1)$$

где μ — динамическая вязкость газа;

D_{Π} — наружный диаметр поршня;

R — газовая постоянная;

T_{CT} — температура стенки;

δ_0 — радиальный зазор между поршнем и

$$\delta_{ш} \approx \left[1 - 3,3 \cdot \left(\frac{P_c}{P_r} \right)^{1/3} \right] \cdot (R_{p1} + R_{p2}); \quad (5)$$

— для одной гладкой и одной шероховатой поверхностей

$$\delta_{ш} \approx \left[1 - 3,6 \cdot \left(\frac{P_c}{P_r} \right)^{1/2} \right] \cdot R_p, \quad (6)$$

где $R_p \approx 3Ra$ (Ra — среднеарифметическое отклонения профиля микронеровностей);

P_c и P_r — соответственно контурное и фактическое давление в контакте, определяется в соответствии с [5].

Работоспособность ПКГЦП, прежде всего, обеспечивается характеристиками газового подвеса поршня, т.е. его способностью противостоять боковым нагрузкам со стороны механизма привода и возникающим в результате вибрации компрессора. Основным параметром газового подвеса при заданных его геометрических размерах и режимных факторах является его жесткость $C_{п}$, которая, в свою очередь, является сложной функцией от геометрии подвеса, давления наддува, сечения дросселирующего узла и зазора между валом (поршнем) и втулкой (цилиндром) [1, 2]. На рис. 2 приведена характерная зависимость жесткости подвеса $C_{п}$ от относительного давления наддува $\bar{P}_d$, определяемого как частное от деления давления в зазоре подвеса в зоне дросселирующего узла P_d на давление наддува $P_{п}$ (в данном случае давление наддува равно давлению в полости поршня).

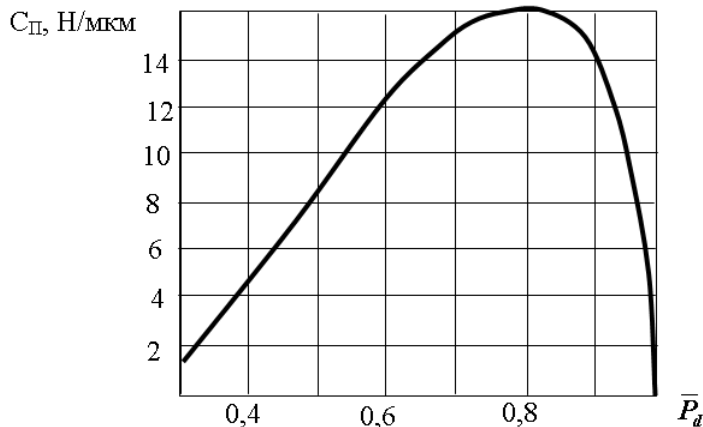


Рис. 2 – Зависимость жесткости симметричного газового подвеса поршня от относительного давления наддува для диаметра 40 мм, длины несущей части 100 мм, расстояния от торцов до линии наддува 20 мм, радиальный зазор 10 мкм, давление наддува 3 бар, давление в картере (на торцах подвеса) 1 бар

Как видно из графика, имеет место оптимальное относительное давление наддува в пределах 0,7...0,9, при котором газовый подвес обладает максимальной жесткостью. В частности, этот диапазон давлений рекомендован и авторами [2], как обеспечивающий максимальную жесткость при приемлемом расходе газа на центрирование. Следует также отметить, что данный диапазон практически не зависит от геометрических соотношений подвеса, характеристик дросселей и давления наддува.

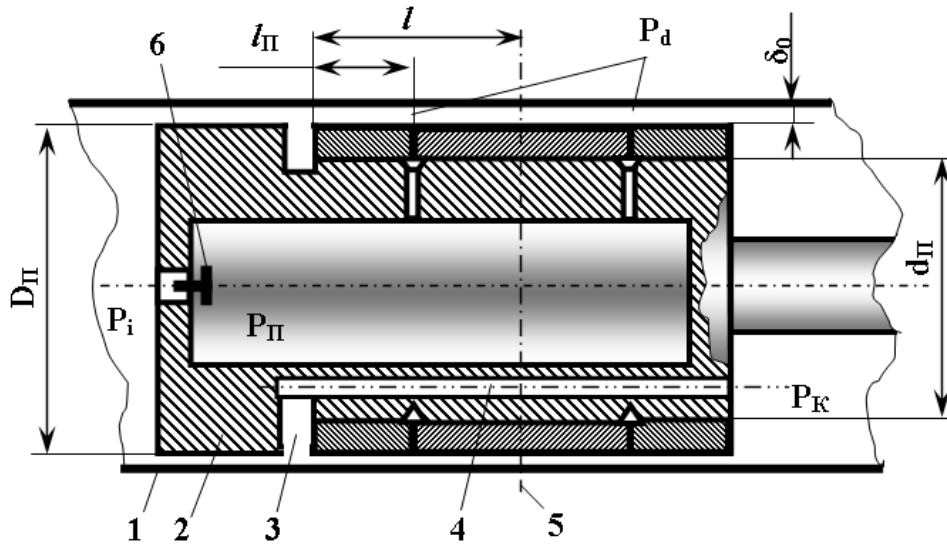
Таким образом, задача сводится к тому, чтобы определить целесообразность использования псевдопористых питателей, которые должны обеспечить воз-

можность экономичного центрирования поршня. При этом нужно иметь в виду, что размер шероховатостей, образующих при контакте псевдопористые питатели, должен находиться в разумных пределах, т.к., очевидно, невозможно потребовать от изготовителя образования достаточно стабильной высоты микронеровностей, например, в доли микрометра.

На рис. 3 схематично показано устройство поршня компрессора с крейцкопфным приводом с внутренним наддувом газа в зазор подвеса и отдельительной канавкой для сброса уплотняемого потока мимо зоны действия газового подвеса.

Сжимаемый компрессором газ в процессе сжатия-нагнетания через обратный клапан 6 попадает в полость поршня и истекает из нее через щели, образованные при контакте шероховатых по торцам втулок в зазор между поршнем и цилиндром, образуя несущий газовый слой, препятствующий контакту стенок поршня и цилиндра. Уплотняемый поток при этом сбрасывается через уплотняющую (верхнюю) часть поршня мимо зоны действия газового подвеса.

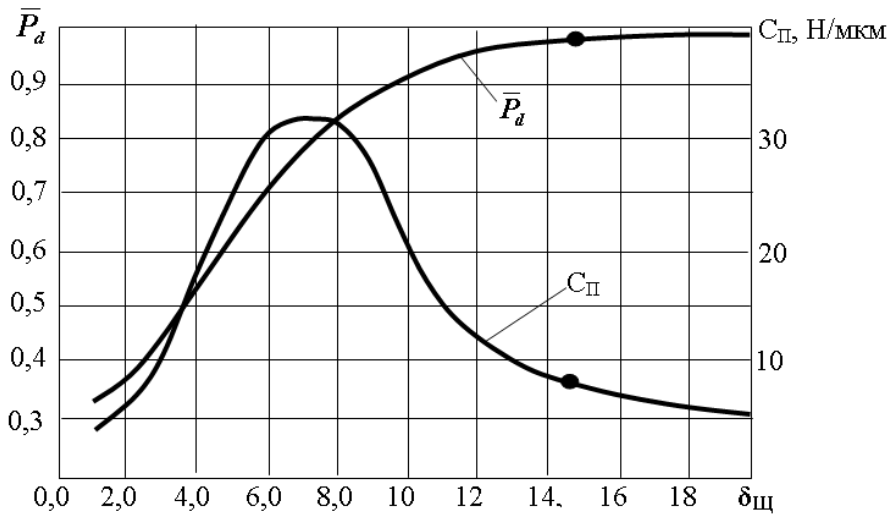
Под действием боковых сил, образующихся перепадом давления на поршне и неточностью направляющего поршня механизма, а также инерционных сил, возникающих при колебаниях цилиндропоршневой группы, поршень занимает некоторое эксцентричное положение в цилиндре, при этом, чем больше эксцентриситет, тем выше утечки через уплотняющую часть, чем больше жесткость газового подвеса, тем ниже эксцентриситет и меньше утечки, но больше расход на центрирование поршня. Этот вопрос подробно изучен в [1].



1 – цилиндр; 2 – корпус поршня; 3 – отделительная канавка; 4 – канал для сброса уплотняемого потока газа; 5 – ось симметрии подвеса; 6 – самодействующий обратный клапан

Рис. 3 – Схема цилиндрической пары компрессора с щелевыми питателями газового подвеса поршня, образованными при контакте шероховатых торцов трех втулок

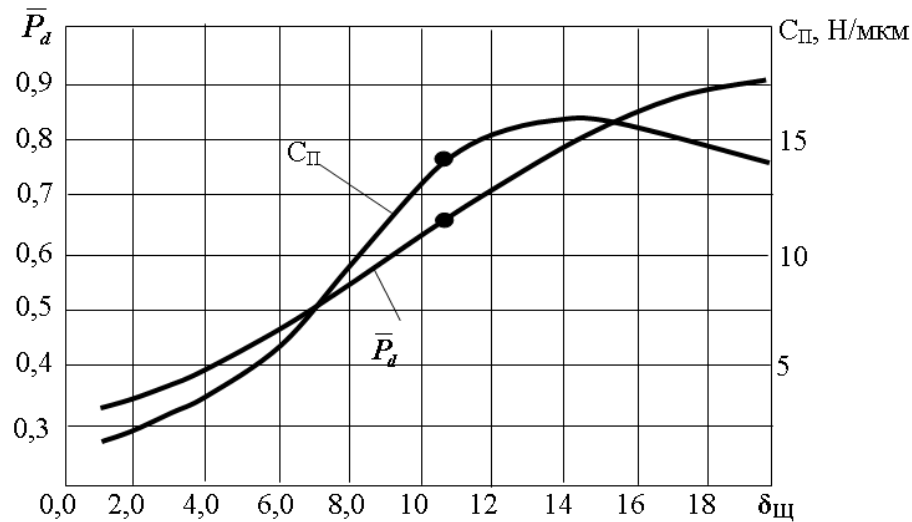
На рис. 4 и 5 показаны результаты расчета газового подвеса поршня при давлении наддува, равном 3 бар при разных зазорах в цилиндрической паре.



Точками обозначены параметры этого же газового подвеса с питателями в виде коротких отверстий диаметром 0,1 мм, 6 отверстий в каждом из двух поясов наддува

Рис. 4 – Зависимость относительного давления наддува и жесткости газового подвеса от высоты щели псевдопористых питателей симметричного газового подвеса при $D_П = 40$ мм, $d_П = 30$ мм, $l_П = 20$ мм, $l = 50$ мм, $\delta_0 = 10$ мкм, $P_П = 3$ бар, $P_К = 1$ бар

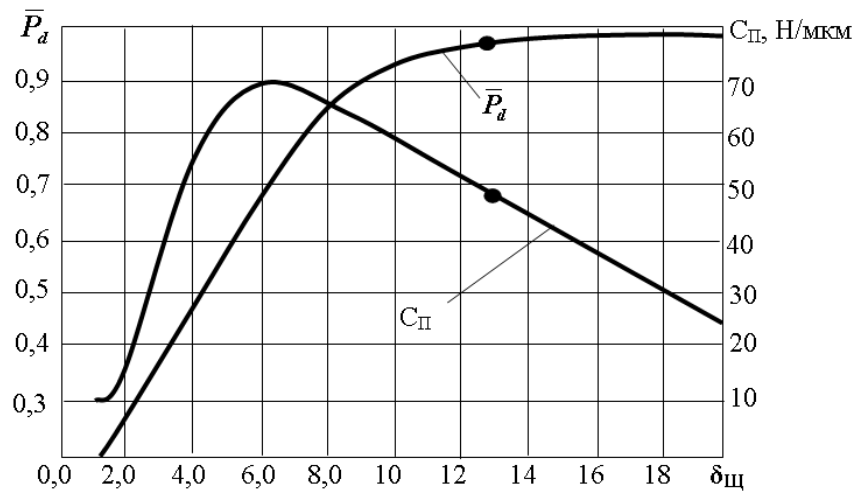
Из приведенных результатов следует сделать вывод о том, что при данном сочетании параметров газового подвеса поршня гораздо лучшие результаты дает применение псевдопористых питателей, которые обеспечивают более высокую жесткость центрирования при малом зазоре между поршнем и цилиндром, когда расход на центрирование мал и малы утечки через уплотняющую часть поршня. В то же время и при большом зазоре псевдопористые питатели не уступают обычным дросселям, и даже несколько превосходят их по жесткости центрирования.



Точками обозначены параметры этого же газового подвеса с питателями в виде коротких отверстий диаметром 0,1 мм, 6 отверстий в каждом из двух поясов наддува

Рис. 5 – Зависимость относительного давления наддува и жесткости газового подвеса от высоты щели псевдопористых питателей симметричного газового подвеса при $D_{II} = 40$ мм, $d_{II} = 30$ мм, $l_{II} = 20$ мм, $l = 50$ мм, $\delta_0 = 20$ мкм, $P_{II} = 3$ бар, $P_K = 1$ бар

На рис. 6 и 7 показаны аналогичные графики для давления наддува, равном 6 бар.

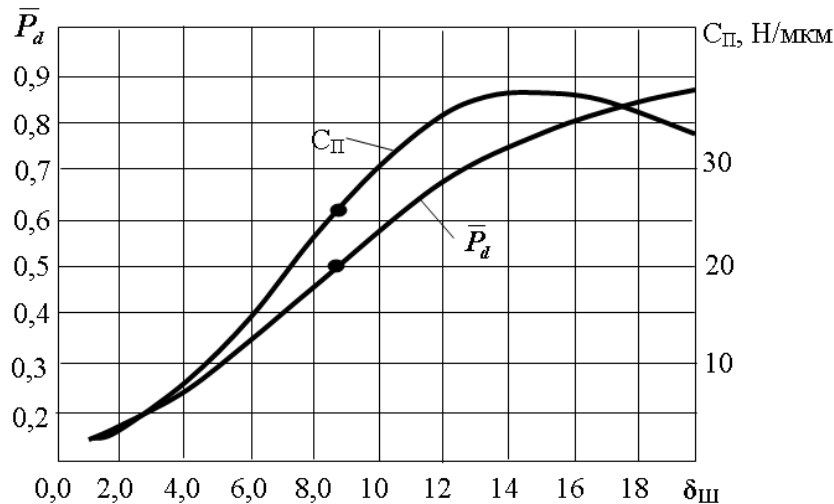


Точками обозначены параметры этого же газового подвеса с питателями в виде коротких отверстий диаметром 0,1 мм, 6 отверстий в каждом из двух поясов наддува

Рис. 6 – Зависимость относительного давления наддува и жесткости газового подвеса от высоты щели псевдопористых питателей симметричного газового подвеса при $D_{II} = 40$ мм, $d_{II} = 30$ мм, $l_{II} = 20$ мм, $l = 50$ мм, $\delta_0 = 10$ мкм, $P_{II} = 6$ бар, $P_K = 1$ бар

Из графиков хорошо видно, что при увеличении давления наддува и малых зазорах преимущества псевдопористых питателей перед дросселями типа «простая диафрагма» сохраняется, обеспечивая более высокую жесткость центрирования.

При увеличении зазора до 20 мкм это преимущество не так очевидно, или его нет совсем, т.к. увеличивая количество отверстий, можно добиться и увеличения жесткости центрирования. Однако, как уже указывалось выше, работа на больших зазорах чревата существенным снижением экономичности компрессора (зазор входит в уравнение расхода в третьей степени).



Точками обозначены параметры этого же газового подвеса с питателями в виде коротких отверстий диаметром 0,1 мм, 6 отверстий в каждом из двух поясов наддува

Рис. 7 – Зависимость относительного давления наддува и жесткости газового подвеса от высоты щели псевдопористых питателей симметричного газового подвеса при $D_{\Pi} = 40$ мм, $d_{\Pi} = 30$ мм, $l_{\Pi} = 20$ мм, $l = 50$ мм, $\delta_0 = 20$ мкм, $P_{\Pi} = 6$ бар, $P_K = 1$ бар

Выводы

1. Использование псевдопористых питателей для малорасходных компрессоров с газостатическим центрированием поршня возможно, и обеспечивает надежное центрирование с высокой жесткостью.
2. Наиболее экономично использовать псевдопористые питатели при малых зазорах газового подвеса поршня.
3. Достаточно высокая жесткость центрирования обеспечивается в широком диапазоне высоты микронеровностей, определяющих высоту щели, в связи с чем не должно возникать больших сложностей в получении нужной шероховатости различными технологическими способами.

Литература

1. Болштянский А.П., Белый В.Д., Дорошевич С.Э. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – 406 с.
2. Шейнберг С.А., Жедь В.П., Шишеев М.Д. Опоры скольжения с газовой смазкой / Под ред. С.А. Шейнберга. – М.: Машиностроение, 1979. – 336 с.
3. Демкин Н.Б. Расход газа через стык контактирующих поверхностей // Н.Б. Демкин, В.А. Алексеев, В.Б. Ламберский, В.И. Соколов / Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 1976. – № 6. – С. 40-44.
4. Ивахненко Т.А., Болштянский А.П. Определение фактического зазора псевдопористых питателей гидро- и газостатических подвесов / Динамика машин и рабочих процессов. – ЮУрГУ. 2009. – С. 62-66.
5. Трение, изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И.В Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Т. 1. – 400 с.

ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ САМОВСМОКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИМИ НАСОСАМИ

Ломейко О.П., канд. техн. наук, доцент

Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь

Кулінченко В.Р., д-р техн. наук, професор, Деменюк О.М., канд. техн. наук, доцент

Національний університет харчових технологій, м. Київ

Розглядаються різні варіанти типових схем сумісної роботи відцентрових і струминних насосів, які дозволяють поліпшити технологічні показники як відцентрових так і струминних насосів

The article deals with different variants of the typical schemes of combined action of centrifugal and ejector pumps which allow to improve technological data both centrifugal and ejector pumps.

Ключові слова: відцентровані насоси, струминні насоси, самовсмоктувальна установка, циркуляційна установка, подача, напір, тиск, кавітація.

Постановка проблеми. Одним з найбільш ефективних заходів, який забезпечує самовсмоктування насоса, є створення циркуляційних установок з лопатевими і гідроструминними насосами. Конструкції і розрахунок циркуляційних установок з лопатевими і гідроструминними насосами розглянуто нижче. Крім питань забезпечення самовсмоктування відцентрових насосів у багатьох випадках виникають проблеми з підвищенням допустимої вакуумметричної висоти всмоктування лопатевих насосів. Ця проблема найбільш актуальна для насосів, які працюють з гарячими і легко киплячими рідинами, коли небезпека виникнення кавітації особливо велика (живильні і конденсатні насоси енергоустановок). Одним з методів підвищення допустимої висоти всмоктування є застосування бустерних гідроструминних насосів.

Циркуляційні самовсмоктувальні установки для вакуумного водовідведення і водозниження. Рівень води можна зменшити шляхом водовідведення з резервуарів, котловин і інших джерел, які мають відкриту в атмосферу вільну поверхню рідини, ми шляхом вакуумування ґрунтів за допомогою спеціальних трубчастих фільтрувальних елементів (голчастих фільтрів), занурених у ґрунт [4, 6, 7].

При вакуумному водозниженні застосовують два види голчастих фільтрів. У першому з них голчастий фільтр представляє собою фільтрувальну трубу, приєднану до колектора вакуумної водовідвідної установки, яка розташована на поверхні землі. Такі голчасті фільтри дозволяють зменшити рівень води у ґрунті на глибину 7...8 м, що визначається вакуумом, створюваним водознижувальною установкою. При необхідності водозниження на більшу глибину застосовують голчасті фільтри з вбудованим в них гідроструминним апаратом. Такі голчасті фільтри отримали назву ежекторних. Ежекторні голчасті фільтри мають дві приєднувальні труби. До першої з них підводиться робоча вода, яка подається до активного сопла гідроструминного насоса. За допомогою другої труби відводиться змішаний потік після гідроструминного апарата (робоча вода і вода, що відкачується з ґрунту).

Як вакуумні водовідвідні і водознижувальні установки в останні роки широке застосування набули циркуляційні установки з відцентровими і гідроструминними насосами. У таких установках відцентровий насос, відбираючи воду з циркуляційного бака, спрямовує її в сопло гідроструминного апарата, який створює необхідний вакуум і відсмоктує воду з об'єкта осушування. При цьому для водовідведення, зазвичай, використовують установки, у яких вода відкачується одним струминним апаратом. Останній у випадку необхідності транспортує і повітря, яке проникає до всмоктувального колектора чи виділяється з води. У багатьох випадках водознижувальні установки мають два чи декілька струминних апаратів для незалежного відкачування води і повітря у зв'язку з тим, що вміст повітря у відкачуваній з ґрунту суміші може перевищувати за об'ємом кількість відкачуваної води.

В установках з ежекторними голчастими фільтрами вбудований гідроструминний апарат призначений для сумісного відкачування повітря і води.

Установки водовідведення і водозниження можуть працювати чи тільки на всмоктування (вода зливається після відкачування самопливом), чи як на всмоктування, так і на нагнітання.

Особливістю робочих режимів вакуумних водовідвідних і водознижувальних установок є необхідність створення і підтримування під час роботи значного розрідження (абсолютний тиск до 0,1...0,2 МПа). Така вимога необхідна при відкритому водовідведенні, а також при водозниженні з голчастими фільтрами, що обумовлено як високим розташуванням водовідвідних установок відносно рівня води в котлованах, так і намаганням інтенсифікувати процес водозниження у дрібнозернистих ґрунтах за рахунок створення великого перепаду тиску на фільтрувальній поверхні голчастих фільтрів, занурених у ґрунт.

Розглянемо основні схеми вакуумних водовідвідних циркуляційних установок з гідроструминними апаратами і відцентровими насосами.

Вакуумна установка, працююча на всмоктування. На рис. 1 наведена принципова схема вакуумної установки, яка працює на всмоктування. Відцентровий насос 8 забирає воду з циркуляційного бака 3 і подає її в робочі сопла трьох гідроструминних насосів — 6, 7 і 1. Струминний апарат 6 є водоповітряний ежектор призначений для відкачування повітря із збірного колектора 9, до якого приєднані голчастий фільтр 10, занурений у ґрунт. Водоструминний насос 7 відкачує воду, яка збирається в нижній частині колектора 9. Водоповітряна суміш після водоповітряного апарата 6 подається в бак 3. На виході змішувального трубопроводу апарата 6 у бак 3 установлений сепаратор 5 для інтенсивного розділення повітря і води. Відокремлене від води повітря виходить в атмосферу через вантуз 4.

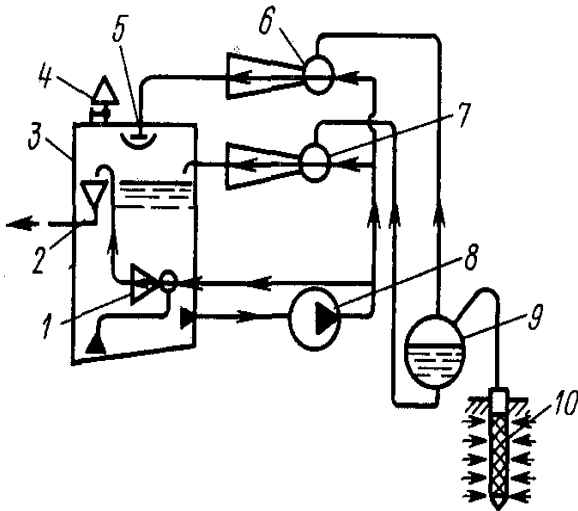


Рис. 1 – Схема вакуумної циркуляційної установки, працюючої на всмоктування, з подачею корисних витрат рідини з циркуляційного бака

Гідроструминний ежектор 1 призначений для відкачування частинок ґрунту, які можуть осідати на дно бака 3. Ґрунт викидається до переливного трубопроводу 2. При підвищенні рівня води у бак 3 вона починає виливатися через трубу 2. У тих випадках, коли установка працює на водовідведення з відкритих котлованів чи якщо вміст газів у відкачуваній з ґрунту воді незначний, обидва струминні апарата 6 і 7 будуть відкачувати воду. І навпаки, при великому надходженні повітря струминні апарати будуть працювати на його відсмоктування. Підтримування рівня рідини у циркуляційному баку забезпечується за рахунок переливної лінії 2. При необхідності вода після установки може бути піднята на невелику висоту. Для цього необхідно відключити засувкою вантуз 4. У бак 3 при цьому виникне підпір, і вода по трубопроводу 2 може подаватися під тиском.

Розглянемо основи розрахунку установки (рис. 1) і її робочі характеристики. На початку виконаємо аналіз показників установки під час роботи її тільки на воді.

Вважаємо, що гідроструминний і відцентровий насоси установлені на одній геодезичній відмітці, тоді можна прийняти $H_2 = 0$. Підпір у бак приймаємо $H_1 = 2$ м. Такий підпір компенсує втрати напору при витіканні рідини у бак. Величина p_c становитиме 0,12 МПа. Тому що напір на всмоктуванні гідроструминного насоса H_n вимірюється від осі насоса, то при розміщенні рівня всмоктувальної рідини нижче осі гідроструминного насоса величина H_n повинна стати від'ємною (вакуум). Тому вакуум на всмоктуванні гідроструминного насоса будемо характеризувати додатною величиною — висотою всмоктування $H_{вс}$, яка відраховується від осі насоса вниз до рівня рідини. До величини $H_{вс}$ включаємо і втрати напору у всмоктувальному трубопроводі. У даному випадку величину $H_{вс}$ приймемо такою, що змінюється від 1 до 9 м. Тоді абсолютний тиск на всмоктуванні гідроструминного насоса p_n буде змінюватися від 0,09 МПа ($H_{вс} = 1$ м) до 0,01 МПа ($H_{вс} = 9$ м). Для зменшення обсягу розрахунків, виконуємо розрахунки за середньою у названому діапазоні висотою всмоктування $H_{вс} = 5$ м ($p_n = 0,05$ МПа). Тиск циркуляційного насоса $p_{нас}$ приймаємо таким, що змінюється від 0,1 до 0,5 МПа.

Визначимо відносну корисну подачу установки $Q_{кор}/Q_{нас}$ і геометричний параметр гідроструминного насоса d_z/d_c , які відповідають оптимальному режиму, а також гідралічний ККД установки η_c . Результати розрахунків зводимо у табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри вакуумної установки, працюючої на всмоктування в оптимальному режимі

Тиск насоса $p_{нас}$, МПа	$(p_c - p_n)/p_{нас}$	$Q_{кор}/Q_{нас}$	d_z/d_c	η_c
0,1	0,70	0,35	1,40	0,22
0,2	0,35	0,82	1,80	0,29
0,3	0,23	1,16	2,10	0,28
0,4	0,18	1,55	2,40	0,28
0,5	0,14	1,85	2,60	0,27

Аналізуючи дані табл. 1 можна бачити, що зі збільшенням тиску циркуляційного насоса від 0,1 до 0,5 МПа відносна корисна подача установки збільшується від 0,35 до 1,85 при $H_{вс} = 5$ м і загальній висоті підйому 7 м. Зі збільшенням тиску циркуляційного насоса основний геометричний параметр гідроструминного насоса збільшується від 1,4 до 2,6. У діапазоні зміни $p_{нас}$ від 0,2 до 0,5 МПа гідравлічний ККД установки залишається практично незмінним і близьким до максимального ККД гідроструминних насосів.

Визначимо, як скажеться на відносній подачі установки (рис. 1) збільшення тиску (підпору) у циркуляційному баку, якщо воду після бака необхідно підняти на 10 м ($H_1 = 10$ м). Приймаємо тиск насоса $p_{нас} = 0,3$ МПа. За цих умов $(p_c - p_n)/p_{нас} = 0,5$. При визначеному відношенні $(p_c - p_n)/p_{нас}$ знаходимо, що відносна корисна подача $Q_{кор}/Q_{нас} = 0,55$. Таким чином, корисна подача установки при підпорі в баку 10 м зменшилася у порівнянні з випадком, коли підпір складав 2 м, у 2,1 рази.

Відмітимо, що при відносному корисному напорі $(p_c - p_n)/p_{нас} = 1$ відносна корисна подача установки $Q_{кор}/Q_{нас}$ становитиме всього 0,2. При цьому гідравлічний ККД установки зменшується до 0,18. Взагалі установка (рис. 1), може створювати корисний тиск у баку і більший тиску насоса: $(p_c - p_n)/p_{нас} > 1$. Це обумовлено тим, що підпір у баку складається з підпору біля робочого сопла гідроструминного насоса з тиском відцентрового насоса. Граничне значення $(p_c - p_n)/p_{нас}$ при показниках гідроструминних насосів, розраховується за методикою [8], становить 2,2. Але у цьому випадку відносна корисна подача $Q_{кор}/Q_{нас}$ буде становити біля 0,01 і $\eta_c \approx 0,01$.

Виконаємо тепер аналіз роботи установки (рис. 1) при зміні висоти всмоктування $H_{вс}$ від 1 до 9 м. Для цього, використовуючи значення оптимальних геометричних параметрів d_s/d_c , наведених у табл. 1, розрахуємо відношення $Q_{кор}/Q_{нас}$ у названому діапазоні зміни висоти всмоктування $H_{вс}$.

Для розрахунку використаємо нормальні і кавітаційні характеристики гідроструминних насосів. Послідовність розрахунків при побудові характеристик $Q_{кор}/Q_{нас} - H_{вс}$ зводиться до наступного. Задаючись значеннями $p_{нас}$, p_c і p_n , визначаємо відношення тисків $\Delta p_c/\Delta p_p$ і p_p/p_n . При значеннях d_s/d_c , наведених у табл. 1, знаходимо коефіцієнт підсмоктування u і кавітаційний коефіцієнт підсмоктування u_k , які відповідають знайденим значенням $\Delta p_c/\Delta p_p$ і p_p/p_n .

Якщо $u_k > u$, то кавітації у насосі не виникає і за коефіцієнт підсмоктування приймається величина u . У протилежному випадку ($u_k < u$) розрахунковий режим за нормальними характеристиками не може бути реалізованим з причини виникнення кавітації і за коефіцієнт підсмоктування водоструминного насоса у цьому випадку необхідно приймати значення u_k , яке знаходиться за окремими (кавітаційними) характеристиками гідроструминного насоса. Послідовність розрахунку при значенні надлишкового тиску насоса $p_{нас} = 0,4$ МПа наведена в табл. 2.

Таблиця 2 – Нормальні і окремі кавітаційні характеристики установки (рис. 1)

Всмоктування $H_{вс}$, м	$\Delta p_c/\Delta p_p$	u	p_p/p_n	u_k
1	0,07	2,40	5,75	2,45
2	0,09	2,10	6,50	2,15
3	0,11	1,95	7,40	1,95
4	0,13	1,75	8,60	1,80
5	0,15	1,55	10,40	1,60
6	0,17	1,35	13,00	1,45
7	0,18	1,20	17,30	1,25
8	0,20	1,05	26,00	0,95
9	0,22	0,80	52,00	0,65

Розглядаючи цю таблицю можна бачити, що у даному випадку кавітація виникає при збільшенні висоти всмоктування до 8 м. При цьому розрахункове значення коефіцієнта підсмоктування становить $u = 1,05$, а з умови виникнення кавітації може бути реалізованим тільки коефіцієнт підсмоктування $u_k = 0,95$. Аналогічні розрахунки проведені при $p_{нас} = 0,5$ МПа показують, що гідроструминний насос у цьому випадку у всьому діапазоні зміни $H_{вс}$ (від 1 до 9 м) працює у кавітаційному режимі ($u_k < u$). Для запобігання кавітації можна збільшити геометричний параметр d_s/d_c до 3,0...3,2. Але тоді зі зростанням корисної подачі при невеликих значеннях $H_{вс}$ (до 5...6 м) цей насос матиме більш круту робочу характеристику і при $H_{вс} = 7$ м його відносна корисна подача становитиме тільки 0,1, а при $H_{вс} = 9$ м дорівнюватиме нулю. Тому якщо необхідно збільшити корисну подачу за рахунок збільшення тиску насоса до 0,5 МПа, то приходится миритися з тим, що в області $H_{вс} = 7...9$ м гідроструминний насос працюватиме у кавітаційному режимі.

На рис. 2 наведені характеристики $Q_{кор}/Q_{нас} - H_{вс}$ при різних значеннях тиску створюваного відцентровим насосом $p_{нас}$. Відношення d_s/d_c , які відповідають кожній кривій на цьому рисунку, наведені у табл. 1, а хід розрахунку для побудови характеристик ясно показує табл. 2.

Аналогічним шляхом можна побудувати робочі характеристики водоповітряних ежекторів, які використовуються для відкачування повітря. Для їх побудови необхідно використати характеристики ежекторів.

На рис. 3 наведені характеристики водоповітряних ежекторів 7 (для відкачування повітря з колектора 9) за умови роботи по схемі на рис. 1, тобто таких, які працюють від того ж насоса, що і водоструминні насоси 6, при тих же значеннях p_c і p_n .

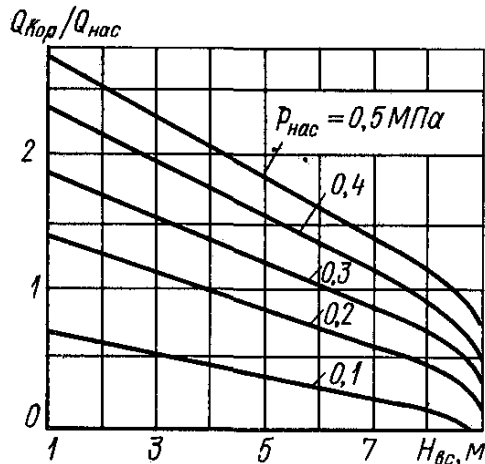


Рис. 2 – Залежність відносної подачі води $Q_{кор}/Q_{нас}$ від висоти всмоктування $H_{вс}$ і створюваного відцентровим насосом тиску $p_{нас}$

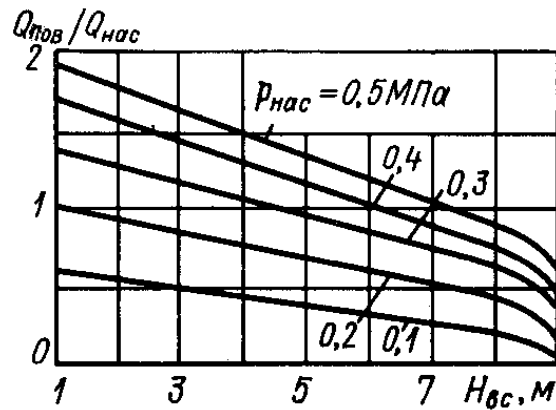


Рис. 3 – Залежність відносної подачі повітря $Q_{пов}/Q_{нас}$ від висоти всмоктування $H_{вс}$ і створюваного відцентровим насосом тиску $p_{нас}$

Оптимальні значення відношення d_s/d_c для ежекторів відрізняються від отриманих раніше значень (див. табл. 1) для водоструминних насосів. В окремих випадках, для кривих на рис. 3, які відповідають значенням $p_{нас} = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ МПа, ці відношення становлять відповідно 0,5; 2,0; 2,2; 2,5 і 2,7. Але якщо обидва струминні апарата 6 і 7 (див. рис. 1) можуть використовуватися для перекачування як води, так і повітря, то їх можна уніфікувати і прийняти значення d_s/d_c , які відповідають умовам оптимальної роботи водоструминних насосів.

Слід сказати, що у розглядуваній установці можна застосовувати водоповітряні подовженні ежектори. Хоч вони мають значно більшу довжину, ніж звичайні ежектори, але збільшення подачі повітря у два і більше рази, особливо в області значних висот всмоктування, роблять їм певні переваги. Крім цього, подовженні ежектори мають просту конструкцію (труба-сопло). З метою зменшення довжини апаратів можна рекомендувати замість одного великого апарата ставити паралельно декілька ежекторів менших розмірів.

Підсумовуючи результати аналізу установки наведеної на рис. 1, можна зробити наступні **висновки**.

Таку установку доцільно використовувати в умовах роботи на всмоктування, коли відкачувана рідина після неї може відводитися самотіком.

При розрахунковій висоті всмоктування 7...8 м установка забезпечує відносну корисну подачу $Q_{кор}/Q_{нас} = 0,1...1,2$ при зміні тиску циркуляційного насоса від 0,1 до 0,5 МПа. Збільшення тиску насоса понад 0,5 МПа недоцільне з причини виникнення кавітації у гідроструминному насосі.

За тих же умов водоповітряні ежектори звичайної конструкції [8] забезпечують корисну відносну об'ємну подачу, приведену до тиску на всмоктуванні ежектора $Q_{пов}/Q_{нас} = 0,2...0,8$.

Оптимальний геометричний параметр струминного насоса при зміні тиску циркуляційного насоса $p_{нас}$ від 0,1 до 0,5 МПа змінюється у невеликих межах: від 1,4 до 2,6.

У випадку необхідності подавати рідину після установки на задану висоту, збільшується протитиск у циркуляційному баку, внаслідок чого стрімко зменшується корисна подача установки і погіршується створюване розрідження.

Відмітимо, що за схемою, наведеною на рис. 1, працює більшість водовідвідних і водознижувальних установок, які розроблено у Харківському національному інженерно-будівельному університеті [6]. При цьому малий ККД установок окупається на практиці високою надійністю і простотою їх обслуговування.

Вакуумна установка, що працює як на всмоктування, так і на нагнітання. У тих випадках, коли необхідно забезпечити роботу установки як на всмоктування, так і на нагнітання відкачуваної рідини, можна використати установку, принципова схема якої наведена на рис. 4 [9].

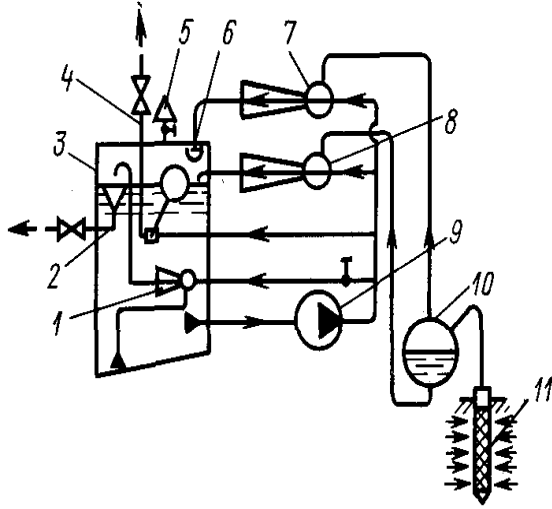


Рис. 4 – Схема вакуумної циркуляційної установки, яка працює на всмоктування і нагнітання

тора 7 в баку 3 змонтований сепаратор 6. Установка працює наступним чином. Циркуляційний бак 3 перед запуском заповнюється водою. При ввімкненні циркуляційного насоса 9, знаходячись під заливом з баку 3, вода подається під тиском насоса в сопла струминних апаратів 1, 8, 7 і, якщо дозволяє рівень рідини у баку 3, через трубопровід з регулятором витрат 4 йде на скид.

Тому що при ввімкненні установки всмоктувальні трубопроводи струминних апаратів 7 і 8 і колектор 10 голчастих фільтрів 11 не заповнений водою, то за рахунок скидання води у напірний трубопровід 4 рівень рідини у баку 3 починає зменшуватися. При цьому регулятор витрат повинен закритися і припинить скидання води з системи. На протязі часу, необхідного для заповнення всмоктувального колектора 10 водою з осушувального масиву, в бак 3 починає надходити вода. При збільшенні рівня в баку 3 регулятор витрат відкривається, чим забезпечується видалення води, яка подається гідроструминними апаратами. На час самовсмоктування грязьовий ежектор 1 може відключатися вентилям на напірному трубопроводі. Під час роботи засувки на переливній лінії 2 і вентиль на вантузі 5 відкриті.

Якщо напір у мережі, куди надходить вода трубою 4, менший напору, створюваного насосом 9, то скидання води з установки може перевищувати її надходження з осушувального масиву. Рівень рідини у баку 3 починає падати. Регулятор витрат при цьому закривається на стільки, що своїм гідравлічним опором компенсують різницю напорів в мережі і напору відцентрового насоса 9. Завдяки цьому установка (див. рис. 4) може працювати автоматично при зміні напору в мережі від значення, що відповідає атмосферному тиску, до значення створюваного насосом. Подібним чином буде відбуватися регулювання скидання, якщо у циркуляційний бак надходить велика кількість повітря. Найбільш економний режим роботи установки відповідає випадку, коли напір у зовнішній мережі, до якої приєднаний трубопровід 4, дорівнює розрахунковому напору насоса 9.

У розглядуваній установці створені найбільш сприятливі умови для роботи як відцентрового насоса 9, так і струминних апаратів 7 і 8. Тому що циркуляційний бак 3 постійно сполучений з атмосферою, то протитиск на виході зі струминного апарата під час роботи підтримується рівним атмосферному при любых корисних напорах, створюваних установкою у трубопроводі 4. Відкачування (всмоктування) води і повітря виконується струминними апаратами, які менш чутливі до кавітації і наявності в рідині нерозчинних газів, ніж відцентрові насоси. Нагнітання відкачуваної води виконується відцентровим насосом, ККД якого значно більший, ніж гідроструминного апарата.

Для зменшення габаритних розмірів і маси установки у якості циркуляційних насосів можна використати високошвидкісні відцентрові насоси з малою допустимою висотою всмоктування, тому що вони будуть постійно працювати з підпором на всмоктуванні.

Розподіл функцій відцентрового насоса (робота на нагнітання) і водоструминних апаратів (робота на всмоктування) дозволяє збільшити гідравлічний ККД η_p установок у порівнянні зі схемами, де струминні апарати працюють як на всмоктування, так і на нагнітання (див. рис. 1). Це стає особливо помітним при

Установка для водозниження при великих глибинах.

Установка, схема якої наведена на рис. 6, застосовується тоді, коли глибина зниження рівня води відносно поверхні землі перевищує 8...9 м. У цьому випадку у ґрунті занурюються голчасті фільтри з вбудованими у них гідроструминними апаратами. Циркуляційний насос 7 подає воду в робоче сопло струминних насосів ежекторних голчастих фільтрів, сполучених між собою паралельно. Відсмоктувальна вода разом з робочою надходить до циркуляційного бака 3, звідки скидається переливною трубою 2.

У зв'язку з тим, що тиск робочої води в установці на рис. 6 збільшується зі збільшенням глибини, то при необхідності створення в голчастих фільтрах більшого розрідження з ростом відношення p_p/p_n збільшується небезпека виникнення кавітації. Таким чином, ефективність установок, виконаних за схемою рис. 6 при великих значеннях вакууму в голчастих фільтрах буде меншою, ніж в установках виконаних за схемою рис. 1.

Література

1. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение. – М.: Машгиз, 1960. – 464 с.
2. Суслов М.П. Автоматический подсос и его влияние на работу насосной станции // Водоснабжение и санитарная техника. – 1964. – № 2. – С. 29-32.
3. Певзнер Б.М. Насосы судовых установок и систем. – Л.: Судостроение, 1971. – 384 с.
4. Смородинов М.И. Водопонижительные установки. – М.: Стройиздат, 1984. – 117 с.
5. Рычагов В.В., Флоринский М.М. Насосы и насосные станции: Учебник для вузов. 4-е изд. – М.: Колос, 1975. – 416 с.
6. Болотских Н.С. Водопонижение. – Харьков: Вища школа, 1981. – 144 с.
7. Григорьев В.М. Вакуумное водопонижение. – М.: Стройиздат, 1973. – 223 с.
8. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. 2-е издание. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.
9. Лямаев Б.Ф. Расчет и анализ технико-экономических показателей водоотливных установок и водоструйных насосов // Известия вузов: Строительство и архитектура. – 1973. – № 11. – С. 74-79.
10. Лямаев Б.Ф. Применение водо-воздушных эжекторов для откачки воздуха из центробежных насосов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1966. – № 10. – С. 11-13.

УДК 621.565

О ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БЫТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА ОТ ДОЗЫ ЗАПРАВКИ ЕГО КОМПРЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ ХЛАДОГЕНТОМ (ИЗОБУТАНОМ) И ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Осокин В.В., д-р техн. наук, профессор, Дёмин М.В., аспирант
Донецкий национальный университет экономики и торговли
им. М. Туган-Барановского, г. Донецк

Обоснована возможность диагностирования утечек хладагента (взрывопожароопасного изобутана) из компрессорной системы работающего бытового холодильника по понижению температуры на поверхности испарителя с учётом возможного понижения при этом температуры окружающей среды.

A possibility of diagnosing the leak of cooling agent (explosive flammable isobutan) from the compressor system of working domestic refrigerator decreasing the temperature on the surface of the freezer taking into account a possible decrease of temperature in the environment is explained in the article.

Ключевые слова: бытовой холодильник, компрессорная система, изобутан, доза заправки, утечка хладагента, температура на поверхности испарителя, температура окружающей среда, устройство реагирования на утечку хладагента.

После подписания индустриально развитыми странами Монреальского протокола началось поэтапное сокращение выпуска и использования ХФУ и ГХФУ в малой холодильной технике. С этих пор произошёл поворот к использованию в бытовой холодильной технике углеводородов — пропана и, в основном, изобутана, хотя в концепции обеспечения взрывопожаробезопасности при их использовании со времени их запрета (40-е годы прошлого столетия) ничего не изменилось. Действующие в этой сфере

стандарты Евросоюза, используемые в других странах мира, имеют декларативный, «успокаивающий» характер. В них указывается на необходимость «хорошей» герметизации компрессорной системы.

По данным исследований [1], нередко случаи отказов в работе бытовой холодильной техники из-за утечки из их компрессорной системы хладагента (в настоящее время — изобутана). При разгерметизации компрессорной системы вероятно образование в воздухе горючей концентрации изобутана. В связи с этим очевидна необходимость контроля герметичности компрессорной системы бытовой холодильной техники.

Известен [2] способ установления утечек хладагента из холодильных установок путем реагирования на микропримеси его в атмосферном воздухе в местах их размещения. Этот способ используется для установления утечек хладагентов из стационарных холодильных установок специальными переносными приборами — течеискателями при регулярном техническом обслуживании оборудования. Указанный способ неприемлем для установления утечек хладагента в бытовой холодильной технике из-за невозможности текущего профилактического обслуживания ее, в том числе с использованием переносных течеискателей и газоанализаторов, и отсутствия соответствующих малогабаритных регистрирующих приборов, адаптированных к конструкции малой холодильной техники.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому результату является способ установления утечек хладагента из компрессорной системы по изменению в ней характеристик термодинамических процессов, а именно: по уменьшению давления рабочего тела в линии нагнетания и (или) увеличению коэффициента рабочего времени (КРВ) компрессора [1]. Для реализации этого способа необходима установка в нагнетательной линии компрессорной системы прибора контроля давления рабочего тела — манометра. По данным исследований [1], при работе бытового холодильника давление рабочего тела в линии нагнетания может колебаться в большом интервале численных значений из-за переотложения в ней компрессорного масла. Следовательно, в условиях эксплуатации бытовой холодильной техники контроль изменения давления рабочего тела в линии нагнетания должен быть поставлен на уровень научных исследований, что практически невозможно. Увеличение коэффициента рабочего времени компрессора может быть связано не только с утечкой хладагента из холодильной машины, но и с ухудшением теплоотдачи с поверхности конденсатора, со значительным подтеплением холодильного шкафа. В связи с вышеизложенным, изменение указанных термодинамических характеристик не может быть достоверным показателем наличия утечек хладагента из компрессорной системы бытового холодильника.

В связи с вышеизложенным, цель данной работы — создание и обоснование концептуальной основы для разработки способа установления утечек хладагента из компрессорной системы бытовых холодильников, в котором уменьшение в ней массы хладагента определяют по понижению температуры его кипения в испарителе вследствие снижения давления паров при создаваемом компрессором разрежении, что обеспечивает надежность и эффективность обнаружения утечек и повышение тем самым технической безопасности.

Для выполнения исследований использован экспериментальный стенд на основе бытового холодильника ДХ-239, компрессорная система которого заправлена холодильным агентом R600a (оптимальная масса изобутана в ней, установленная заводом-изготовителем, 38 г).

На линиях всасывания и нагнетания компрессорной системы холодильника установлены приборы измерения давления и температуры.

Вначале были проведены экспериментальные исследования влияния дозы заправки компрессорной системы на теплоэнергетические характеристики бытового холодильника (БХП). Исследования проводились при температуре окружающей среды 25 °С.

Исследования проводились при уставках терморегулятора, соответствующих минимальному, среднему и максимальному охлаждению.

На рис. 1 приведены графики зависимости от массы изобутана в компрессорной системе холодильника ДХ-239 температуры на поверхности испарителя (7-9), КРВ (1-3), суточного расхода электроэнергии (4-6) при, соответственно, минимальной, средней и максимальной установках терморегулятора.

По данным рис. 1, незначительные утечки холодильного агента из компрессорной системы БХП отражаются на теплоэнергетических характеристиках бытового холодильника. Регистрируемое понижение температуры на поверхности испарителя может быть индикатором утечки из компрессорной системы работающего бытового холодильника взрывопожароопасного хладагента изобутана.

При удалении из компрессорной системы от 3,0 до 4,5 г изобутана линейность понижения температуры на поверхности испарителя прекращается: линии 7, 8, 9 начинают сходиться. При дозе заправки 33,5 г температура t_u понижается до минус 33,8 °С. Дальнейшее понижение ее в связи с уменьшением массы изобутана в компрессорной системе уже не зависит от установки терморегулятора. Эта доза заправки может считаться критической, так как, начиная с нее, коэффициент рабочего времени холодиль-

ной машины становится равным единице при любых положениях терморегулятора (графики 1, 2, 3). Не отключение компрессора от электрической сети ($KPB = 1$) — диагностический признак аварийной работы БХП. Компрессор начинает так работать при утечке из системы 4,5 г изобутана. Этой массы изобутана может быть достаточно для образования в холодильном шкафу его горючей концентрации [1]. Суточный расход электроэнергии возрастает пропорционально увеличению KPB . Удаление из системы 3 г изобутана при максимальной установке терморегулятора характеризуется безостановочным режимом работы компрессора ($KPB = 1$) и расходом электроэнергии 1,7 кВт·ч/сут. С уменьшением дозы заправки до 32,5 г температура на поверхности испарителя снижается до минус 35,9 °С. Однако при последующем удалении изобутана она начинает линейно увеличиваться: достигает значения минус 23,7 °С при остаточной массе хладагента 30,5 г.

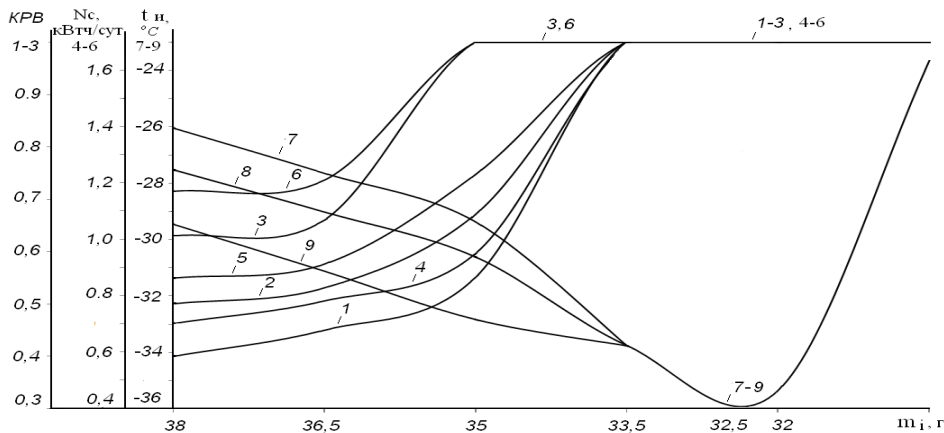


Рис. 1 – Графики зависимости от массы изобутана (m_i) в компрессорной системе БХП Норд 239 температуры на поверхности испарителя t_n (7-9), KPB (1-3), суточного расхода электроэнергии N_c (4-6) при установках терморегулятора, соответственно, минимальной, средней, максимальной (температура окружающей среды 25 °С)

По данным исследований, при уменьшении дозы заправки хладагента температура в морозильном и холодильном отделениях понижается, соответственно: на 2,4 °С и 1,2 °С при удалении 1,5 г изобутана; на 3 °С и 5,2 °С при удалении 3,0 г; на 4,3 °С и 6,9 °С при удалении 4,5 г. Такое понижение температуры нежелательно, так как ее величины становятся ниже заявленных паспортных значений. При этом резко повышаются KPB и расход электроэнергии. Режим не отключения компрессора от электросети ($KPB = 1$) устанавливается при дозе заправки изобутана 35,0 г и максимальной установке терморегулятора. Удаление из системы более 4,5 г изобутана приводит к превышению температуры в холодильной и морозильной камерах паспортных величин.

На основании полученных экспериментальных данных о температуре и давлении в характерных пунктах компрессорной системы построены представленные на рис. 2 термодинамические циклы работы холодильной машины стендового холодильника при дозах заправки компрессорной системы изобутаном (г): 38,0; 36,5; 35,0; 33,5; 29,0. При этом принята установка терморегулятора на максимальное охлаждение.

Анализ построенных циклов показывает, что с уменьшением массы хладагента в компрессорной системе не только увеличивается перегрев паров перед их всасыванием в компрессор, но и уменьшается величина переохлаждения жидкого холодильного агента перед его дросселированием. После удаления из системы 4,5 г изобутана в капиллярную трубку поступает не переохлажденный, а насыщенный жидкий хладагент (цикл 4). Начало дросселирования холодильного агента в этом цикле происходит из точки, расположенной на пограничной кривой $x = 0$. Дальнейшее удаление изобутана приводит к тому, что в дросселирующее устройство из конденсатора поступает влажный насыщенный пар — двухфазная система, состоящая из насыщенной жидкости и сухого насыщенного пара. Диаметр жидкостных трубопроводов рассчитан на стандартную дозу заправки (38,0 г) и при нормальной работе холодильного агрегата жидкость полностью заполняет их объем. Недостаточное количество холодильного агента в системе приводит к неполному заполнению трубопровода жидкостью, вследствие чего над ней образуется насыщенный пар.

Для дозы заправки компрессорной системы меньше 33,5 г и больше 29,0 г построение термодинамических циклов не представляется возможным из-за проблематичности определения точки, соответ-

вующей началу дросселирования холодильного агента. Холодопроизводительность системы становится равной 0 (отсутствует процесс кипения холодильного агента в испарителе) при остаточной массе изобутана 29,0 г и менее, так как из капиллярной трубки в испаритель поступает изобутан в фазовом состоянии перегретого пара (цикл 5). Положение узловых точек цикла 5 определены в соответствии со значениями давления кипения и конденсации, показаниями термомпар на поверхности испарителя и всасывающего трубопровода (соответственно, точки В и А на диаграмме — рис. 2).

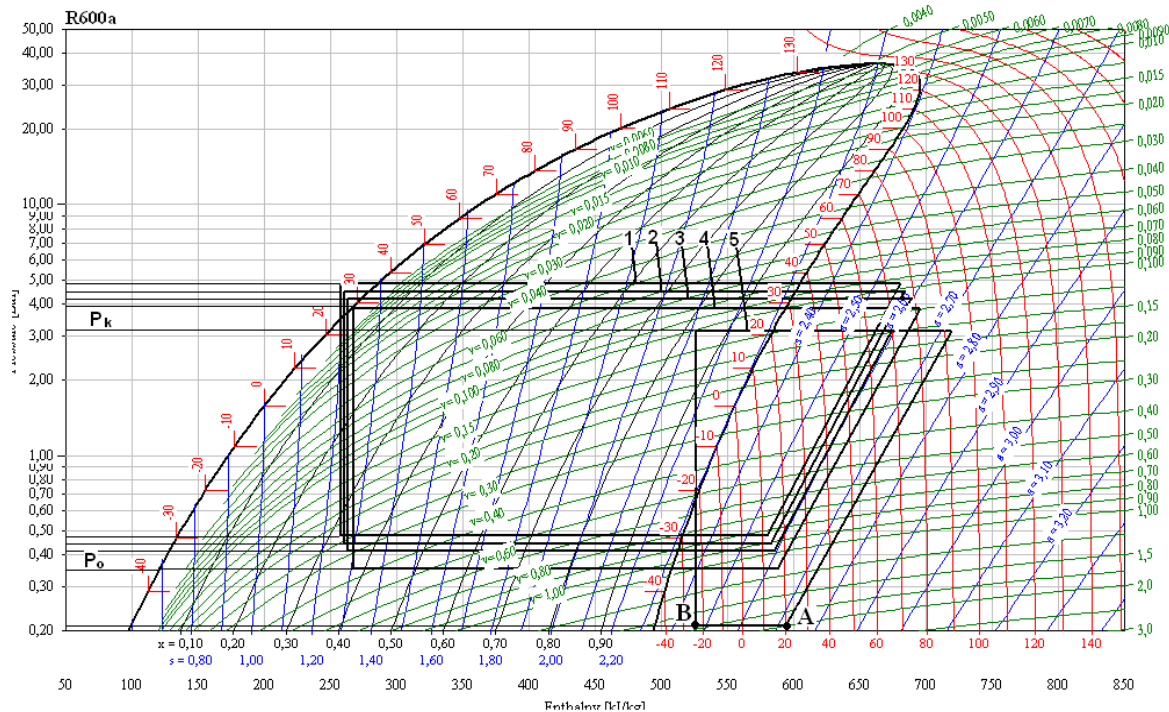


Рис. 2 – Термодинамические циклы работы холодильной машины БХП при дозах заправки ее изобутаном (г): 38,0 (1); 36,5 (2); 35,0 (3); 33,5 (4); 29,0 (5)

Выполнен тепловой расчет построенных циклов при дозах заправки компрессорной системы изобутаном (г): 38,0; 36,5; 35,0; 33,5; 29,0. Принята установка терморегулятора на максимальное охлаждение. Результаты теплового расчета построенных циклов с использованием известных теоретических положений [3] приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты теплового расчёта циклов работы холодильной машины стенового холодильника при различной дозе её заправки изобутаном

Доза заправки изобутана, г	Удельная массовая холодопроизводительность – q_0 , кДж/кг	Удельная работа сжатия – l , кДж/кг	Холодильный коэффициент – COP
38,0	261	99	2,63
36,5	250	102	2,45
35,0	242	105	2,30
33,5	235	110	2,14
29,0	0	122	–

Анализ полученных данных показывает, что величина удельной массовой холодопроизводительности убывает с уменьшением дозы заправки компрессорной системы изобутаном: от $q_0 = 261$ кДж/кг при 38,0 г до $q_0 = 0$ кДж/кг при 29,0 г и меньше. Уменьшение дозы заправки хладагента приводит к более продолжительной работе компрессора, так как единица массы холодильного агента отбирает из охлаждаемого объема меньше теплоты на величину изменения численного значения удельной массовой холодопроизводительности (при дозе изобутана 29,0 г и меньше теплота не отводится из охлаждаемого объема).

Таким образом, незначительные утечки холодильного агента из компрессорной системы бытового холодильника отражаются на его термодинамических характеристиках в связи с несоответствием дозы

заправки параметрам составных частей холодильника (компрессор, конденсатор, испаритель, трубопроводы) и существенным изменением термодинамических параметров циклов работы его компрессорной системы.

Однако теплоэнергетические характеристики работающего бытового холодильника зависят также от температуры окружающей среды. Очевидно, это обстоятельство должно быть учтено при разработке метода диагностирования утечек хладагента из компрессорной системы холодильника по изменению его термодинамических характеристик.

Исследования проводились при фиксированных значениях температуры наружного воздуха: 16, 25, 32, 38, 42 °С при установках терморегулятора, соответствующих минимальному, среднему и максимальному охлаждению.

По уравнениям регрессии, составленным на основе экспериментальных данных, построены приведенные на рис. 3 графики зависимости КРВ (1–3), суточного расхода электроэнергии (4–6), температуры на поверхности испарителя (7–9) от температуры окружающей среды.

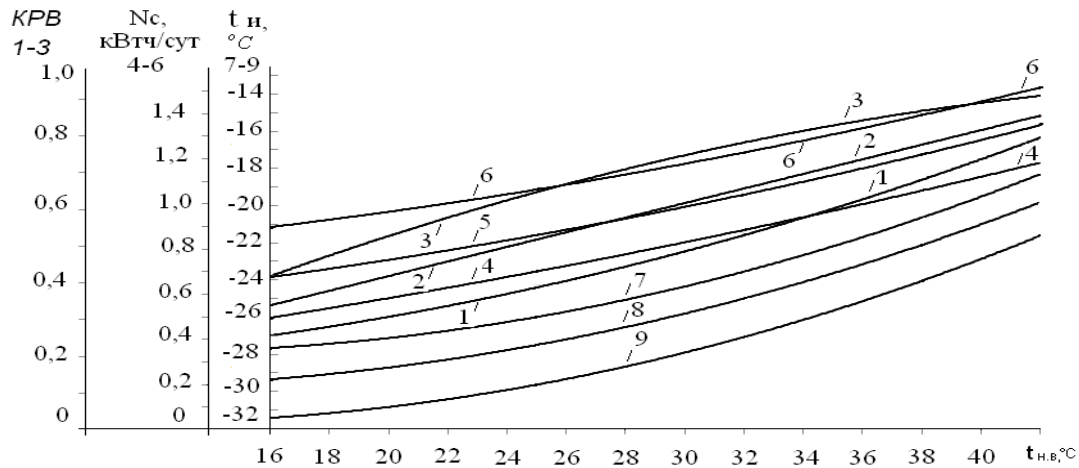


Рис. 3 – Графики зависимости численных значений КРВ (1–3), суточного расхода электроэнергии N_c (4–6), температуры на поверхности испарителя $t_{н.}$ (7–9) от температуры окружающей среды при установках терморегулятора на охлаждение, соответственно, минимальное, среднее, максимальное

По данным рис. 3, изменение температурных условий окружающей среды существенно отражается на термодинамических характеристиках бытового холодильника.

Ухудшение теплоэнергетических и теплофизических характеристик работающего стендового холодильника в связи с увеличением температуры окружающей среды обусловлено увеличением теплопритоков в его холодильный шкаф, ухудшением воздухопотообменных процессов в компрессорно-конденсаторном отделении, вследствие чего увеличивается температура конденсации хладагента, что приводит к увеличению температуры его кипения в испарителе. Наиболее низкая температура на поверхности испарителя минус 31,35 °С зарегистрирована при температуре окружающей среды +16 °С, при установке терморегулятора на максимальное охлаждение — перед остановкой циклично работающего компрессора, самое высокое значение её минус 12,13 °С зафиксировано при температуре окружающей среды 42 °С, при установке терморегулятора на минимальное охлаждение — перед включением компрессора, в работу.

Безусловно, выявленная тенденция распространяется на все модели бытовых холодильников.

На основании полученных экспериментальных данных о давлении и температуре в характерных пунктах компрессорной системы построены представленные на рис. 4 термодинамические циклы работы холодильной машины стендового холодильника при температуре наружного воздуха 16, 25, 32, 38 и 42 °С.

Результаты теплового расчета построенных циклов с использованием известных теоретических положений [3] приведены в табл. 2.

Анализ полученных данных показывает, что величина удельной массовой холодопроизводительности убывает с увеличением температуры наружного воздуха: $q_0 = 290 \text{ кДж/кг}$ при $t_{н.в.} = 16 ^\circ\text{C}$, $q_0 = 215 \text{ кДж/кг}$ при $t_{н.в.} = 42 ^\circ\text{C}$. Повышение температуры окружающей среды приводит к более продолжительной работе компрессора, так как единица массы холодильного агента отбирает из охлаждаемого объема меньше теплоты на величину изменения значения удельной массовой холодопроизводительности

(при повышении температуры наружного воздуха от 16 до 42 °С удельная массовая холодопроизводительность уменьшилась на 75 кДж/кг). На основе анализа данных табл. 2 можно сделать вывод, что повышение температуры наружного воздуха влияет также на величину удельной работы сжатия цикла: с повышением температуры окружающей среды от 16 до 42 °С удельная работа сжатия цикла увеличилась на 10 кДж/кг.

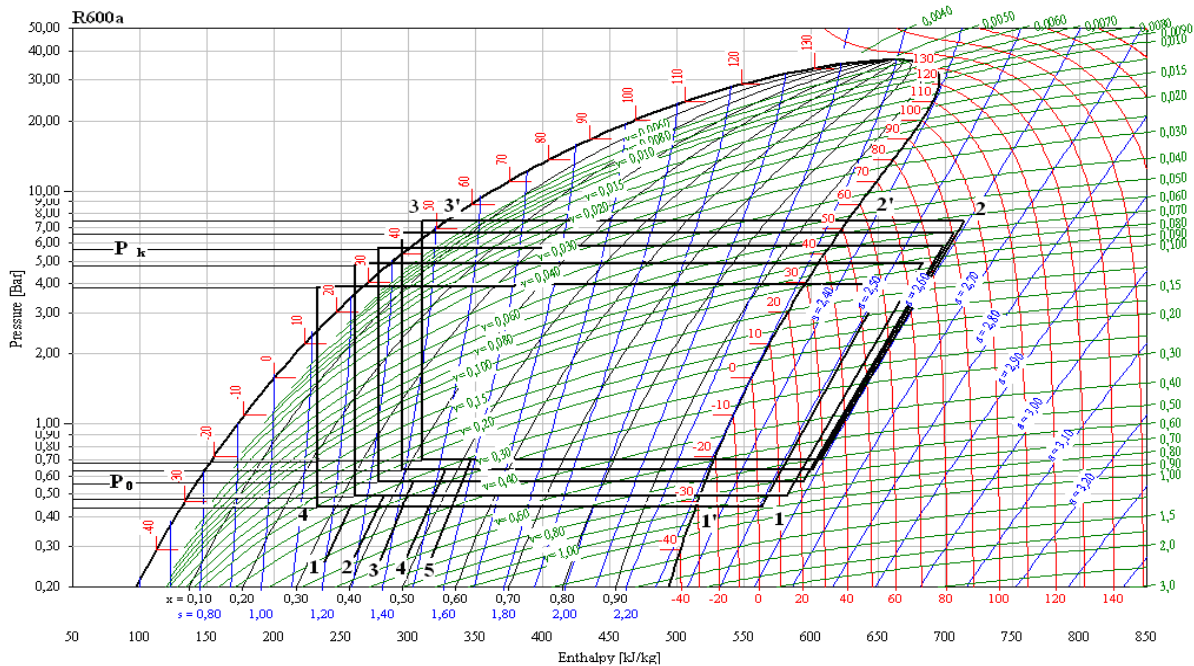


Рис. 4 – Термодинамические циклы работы холодильной машины БХП при температуре наружного воздуха 16 (1), 25 (2), 32 (3), 38 (4) и 42 (5) °С

Следствием изменения термодинамических характеристик построенных циклов является изменение холодильного коэффициента. При температуре окружающей среды $t_{н,в} = 16$ °С $COP = 3,05$, при $t_{н,в} = 42$ °С $COP = 2,04$. Повышение температуры окружающей среды от 16 до 42 °С приводит к уменьшению холодильного коэффициента почти на треть — на 33,1 %. Следствием уменьшения COP являются снижение производительности компрессора, большая продолжительность его работы до отключения термостатом и повышенный расход электроэнергии. Подтверждением теоретических расчётов являются отмеченные выше изменения КРВ и суточного расхода электроэнергии при работе стендового холодильника. При увеличении температуры окружающей среды от 16 до 42 °С КРВ увеличивается от 0,46 до 0,90, расход электроэнергии — от 0,86 до 1,57 кВт·час/сут.

Таблица 2 – Результаты теплового расчёта циклов работы холодильной машины стендового холодильника при различной температуре наружного воздуха

Температура наружного воздуха – $t_{н,в}$, °С	Удельная массовая холодопроизводительность – q_0 , кДж/кг	Удельная работа сжатия – l , кДж/кг	Холодильный коэффициент – COP
16	290	95	3,05
25	261	99	2,63
32	240	102	2,35
38	224	103	2,17
42	215	105	2,04

Таким образом, изменение температурных условий окружающей среды отражается на термодинамических характеристиках бытового холодильника. Очевидно, понижение температуры на поверхности испарителя работающего бытового холодильника может быть связано с уменьшением температуры окружающей среды. Следовательно, снижение массы хладагента в компрессорной системе и понижение температуры окружающей среды — факторы каждый из которых может вызвать уменьшение температуры на поверхности испарителя.

Выводы

Таким образом, с учетом вышеизложенного, устройство реагирования на утечку хладагента из компрессорной системы работающего бытового холодильника по снижению температуры на поверхности испарителя должно настраиваться в соответствии с графиками на рис. 3. В качестве исходного данного в него подается величина температуры наружного воздуха, которая в зависимости от уставки терморегулятора задает контролируемую температуру на поверхности испарителя (ти). Понижение температуры на поверхности испарителя на 1,0...1,5 °С — сигнал на отключение холодильника от электросети, включение свето-звуковой сигнализации. Изменение температуры окружающей среды приводит к перенастройке устройства на другую контролируемую величину температуры на поверхности испарителя.

Литература

1. Осокин В.В. Научно-технические основы обеспечения надёжности, технической и экологической безопасности малой холодильной техники, работающей на углеводородах (на примере изобутана) / В.В. Осокин, В.П. Железный, К.А. Ржесик, Ю.А. Селезнёва, В.Г. Матвиенко, А.В. Ландик, Ю.В. Жидков, Г.В. Соколов; М-во образования и науки Украины, Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского. — Донецк: ДонНУЭТ, 2009. — 244 с.
2. Спосіб встановлення витоків холодоагенту з компресорної системи побутових холодильників: пат. 90945 Україна: МПК (2009) F25 D,29/00 / Осокін В.В., Селезнєва Ю.А., Ржесік К.А., Сиромятов Г.С.; заявник і патентовласник Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського. — №200811794; заявл. 03.10.2008; опубл. 10.06.2010. — Бюл.№ 11.
3. Мальгина Е.В., Мальгин И.В., Суедов В.П. Холодильные машины и установки. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 592 с.

УДК 621.565.001.63

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АККУМУЛЯЦИИ ХОЛОДА ДЛЯ КАМЕР ТЕРМООБРАБОТКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Подмазко И.А., Хмельнюк М.Г., д-р техн. наук, профессор
Одесская государственная академия холода, г. Одесса

В статье приведена методика выбора холодильного оборудования и системы охлаждения для холодильников и холодильных камер. Акцентировано внимание на наиболее важных, на данный момент, вопросах проектирования холодильников. Приведена методика подбора холодильного агента, рассмотрены пути модернизации холодильного аммиачного оборудования. Предложена модернизированная схема установки с аккумулятором холода.

In article the procedure of a choice of a refrigerating machinery and system of cooling for refrigerators and refrigerating chambers is resulted. It is brought to a focus to the most important, at the moment, questions of design of refrigerators. The procedure of selection of the refrigerating agent is resulted, ways of modernization of the refrigerating ammoniac equipment are considered. The modernized diagram of installation with the accumulator of a cold is offered.

Ключевые слова: холодильное оборудование — система охлаждения — холодильный агент — аккумуляция холода.

Современный холодильный склад — это, как правило, отдельно стоящее здание, в котором находятся холодильные камеры хранения и вспомогательные помещения. Склады имеют подъездные автомобильные и железнодорожные пути и оснащены крытыми или открытыми эстакадами для приема и отпуска продукции. Конструктивные решения склада должны соответствовать СНиП 2.11.02–87 «Холодильники».

В настоящее время становится все более актуальным вопрос подбора холодильного оборудования и применения на практике наиболее оптимальных схемных решений для холодильных камер различного назначения с целью экономии затрачиваемых ресурсов и получения качественного продукта с как можно меньшей его естественной убылью после холодильных процессов, чтобы затем доставить его потребителю. Одной из проблем данного вопроса является обеспечение сохранения качества продукта после процесса термообработки, при этом затрачивая на процесс термообработки как можно меньше времени. Существующие схемы с применением различного холодильного оборудования пока еще далеки от совершенства.

шенства и требуют пересмотра с целью достижения вышеназванных целей. Далеко не всегда удается обеспечить сохранение исходного качества продукта и обеспечить его усушку, и сокращение времени его термообработки с помощью использования предложенной схемы может в этом помочь.

Как следует из ряда публикаций [1-3], выбор хладагента в холодильной технике является одной из ключевых проблем, т.к. применяя более совершенные рабочие вещества, можно достичь значительной экономии в затратах энергии на единицу производимого холода.

При выборе холодильного промышленного оборудования предприятия, необходимо определить главную задачу, которую в дальнейшем будет выполнять промышленный холодильник. Для каждой из задач всегда будет несколько решений, но нужно выбрать одно — оптимальное. Для этого при выборе промышленного оборудования стоит учитывать некоторые факторы, которые влияют на работоспособность системы и на ее эффективность.

Чтобы сделать правильный выбор промышленного холодильника, нужно знать:

- максимум тепловыделений;
- как изменяются тепловыделения на протяжении рабочего дня;
- сопротивление гидравлической системы;
- куда будет отводиться тепло;
- необходимость дублирования системы.

Часто бывает выгодно поставить не одну установку, а разбить по производительностям. В таком случае, в дневную смену могут работать все установки, а ночью в выходные и праздничные дни вполне достаточно небольшой машины. Это позволит сэкономить на эксплуатации системы, а также повысит надежность системы охлаждения.

Оптимальный уровень работы промышленного холодильного оборудования достигается, когда работа является непрерывной в течение всей смены. Для этого необходимо сделать подбор холодильной установки таким образом, чтобы она едва покрывала максимальный тепловой поток. Помимо точного подбора производительности оборудования, также можно рассмотреть различные методы уменьшения частоты пусков. Одним из таких способов является увеличение тепловой инерции в системах оборотного водоснабжения, путем внедрения в систему емкости с хладоносителем, который будет работать в качестве «аккумулятора холода» и позволит увеличить время между пусками.

При создании аппаратов воздушного охлаждения известны следующие пути повышения их энергетической эффективности:

- использование ребристых высокоразвитых элементов для повышения площади поверхности теплопередачи;
- применение турбулизаторов и искусственной шероховатости на поверхности теплопередачи;
- использование теплообменных поверхностей, профиль труб которых приближается к обтекаемому (овальный, эллиптический, каплевидный).

Эффективность работы любого склада, особенно если речь идет о хранении продуктов питания, зависит от комплекса факторов — ассортимента хранимой продукции, месторасположения склада, квалификации сотрудников и др. Стремительное развитие рынка оптовой и розничной торговли продуктами питания, укрупнение торговых объектов, развитие крупных торговых сетей и т.д. — все эти причины обуславливают повышение внимания к качеству складского холодильного оборудования. Если не каждый отдельный товар, то группа товаров, входящих в ассортиментный набор, требует специфических условий и технологий хранения. Учитывая тот факт, что в зависимости от размеров ассортимент современного холодильного склада продуктов питания может составлять до 50 тысяч наименований, задача обеспечения склада необходимым холодильным оборудованием представляется довольно сложной. По этой причине выбору эффективного холодильного оборудования должно предшествовать всестороннее изучение технических и экономических условий процесса переработки материальных потоков. Только на основании тщательного анализа и расчетов можно успешно решить технические вопросы, которые возникают при подборе оборудования и его монтаже.

Для поддержания необходимого температурного режима используют, как правило, системы непосредственного кипения или системы с хладоносителем. В системе непосредственного кипения жидкий хладагент из конденсатора, пройдя регулирующий вентиль, поступает в испарительные батареи, расположенные в охлаждаемых помещениях. За счет теплоты окружающего воздуха хладагент кипит, охлаждая воздух. Пары хладагента из батарей отсасываются компрессором. Системы непосредственного охлаждения обязательно включает компрессорный агрегат и один или несколько воздухоохладителей, размещаемых в камерах хранения. Кроме того, в зависимости от того, как подается жидкий хладагент в испарительные батареи, системы непосредственного охлаждения подразделяют на насосные и безнасосные. В безнасосных системах жидкость поступает в батареи под действием разности давлений конденсации и

кипения хладагента, а в насосных она подается специальным насосом. Насосные системы применяют, главным образом, на крупных холодильниках.

К преимуществам систем непосредственного кипения относятся: простота конструкции холодильной установки; быстрое охлаждение камер, которое начинается сразу после пуска компрессора; возможность применения более высоких температур кипения для поддержания требуемых температур в охлаждаемом объекте по сравнению с другими способами охлаждения, что делает систему непосредственного охлаждения в эксплуатации наиболее выгодной, особенно для камер с низкими температурами (морозильных камер). Недостатками системы непосредственного кипения являются: опасность проникновения в охлаждаемые помещения хладагента, например аммиака, запах и концентрация которого может отрицательно повлиять на качество охлаждаемого продукта и здоровье людей, эксплуатирующих оборудование; увеличенная опасность в пожарном отношении (при работе с горючими хладагентами); сложность регулирования работы компрессора, особенно при наличии нескольких камер с разными температурами.

В установках с косвенным (промежуточным) охлаждением используется жидкий хладоноситель. Понижение температуры в холодильных камерах достигается за счет теплообмена между охлаждаемой средой и холодным хладоносителем, циркулирующим в теплообменных аппаратах. Хладоноситель в свою очередь охлаждается в испарителе при кипении хладагента. Такая система состоит из двух холодильных контуров: системы охлаждения жидкости (чиллера), работающей на хладагенте, и контура промежуточного хладоносителя (воды, пропиленгликоля или формиатных хладоносителей). Тепло окружающей среды в воздухоохладителях передается промежуточному хладоносителю, с помощью которого оно переносится к хладагенту.

Преимущества системы охлаждения с промежуточным хладоносителем следующие: исключается возможность проникновения хладагента непосредственно в охлаждаемую среду (в охлаждаемый продукт); простота регулирования температуры охлаждаемой среды в холодильных камерах, что достигается путем изменения количества хладоносителя, направляемого в теплообменный аппарат охлаждаемой камеры. Однако по сравнению с системой непосредственного охлаждения требуются: дополнительные линейные компоненты — теплообменный аппарат (испаритель), насос, запорная арматура; компрессор большей производительности, так как при наличии теплоносителя хладагент должен кипеть при более низкой температуре, а при этом снижается как холодопроизводительность, так и экономичность работы компрессора; большой расход электроэнергии на получение и передачу холода.

Истощение озонового слоя в последней четверти XX века стало самой острой глобальной экологической проблемой и первым в истории человечества случаем глобального воздействия антропогенных факторов на окружающую среду. Осознание проблемы истощения стратосферного озонового слоя привело к кардинальному переосмыслению мер по борьбе с загрязнением окружающей среды и к разработке первого, по-настоящему глобального международного законодательства по борьбе с загрязнением окружающей среды, которое воплощено в Монреальском и Киотском протоколах, подписанных в 1987 и 1997 годах соответственно. Как известно, согласно этим протоколам ряд широко используемых хладагентов, относящихся к классу хлорфторуглеродов, должны быть исключены в их практическом применении. Для замещения в холодильной технике указанных веществ основной акцент первоначально был сделан на разработку и применение альтернативных хладагентов. Однако проблема оказалась значительно сложнее, чем она представлялась, когда вводились ограничения на производство хлорфторуглеродов с целью сохранения озонового слоя Земли.

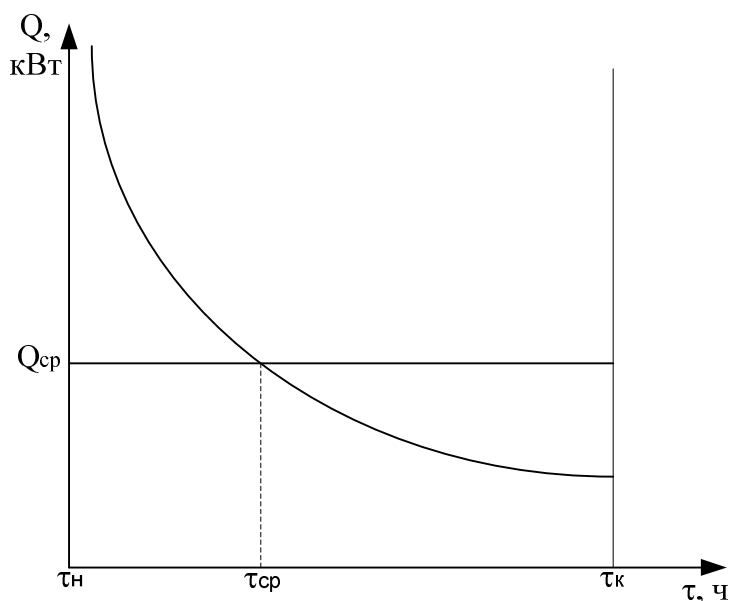
После преодоления озонового кризиса конца XX века потепление климата, по-видимому, станет основной глобальной экологической проблемой XXI века, порожденной деятельностью человека [4]. Производители хладагентов не скрывают [5], что продвигаемые сегодня на рынок хладагенты играют роль переходных, им на смену придут другие, возможно, чуть лучше, но никто не гарантирует, что они надолго задержатся в холодильной промышленности. Когда международным сообществом будут осознаны эти проблемы, можно ожидать сильного давления на промышленность с целью сокращения выбросов парниковых газов. В связи с этим интерес специалистов привлекают возможности более широкого применения универсальных природных веществ, таких как аммиак, углеводороды, диоксид углерода и т.д.

Особого внимания требует расширение применения аммиака. При нулевых потенциалах разрушение озона и глобального потепления аммиак не вызывает, термодинамически эффективен и абсолютно чист экологически. Энергетические показатели аммиачных холодильных машин и установок высоки: с энергетической точки зрения альтернативы аммиаку нет. Кроме того, аммиак обладает характерным запахом, который позволяет органолептически почти мгновенно определять его утечку. Аммиак легче воздуха и при утечке поднимается в воздух, уменьшая опасность отравления. К сожалению, зачастую эти достоинства аммиака относят к его существенным недостаткам. Действительно, аммиак теоретически взрывоопасен при объемном содержании в воздухе от 15 до 28 %, однако, случаи взрыва воздушно-аммиачной смеси в практической деятельности крайне редки. Следует обратить внимание и на то, что мгновенная

разгерметизация аммиачной холодильной установки не приведет к моментальному выбросу аммиака в атмосферу. Выйдет только паровая фаза, которая составляет незначительную часть от общего содержания аммиака в системе. Остальной жидкий аммиак будет медленно выкипать. Аммиак не текуч в той степени, которая свойственна другим хладагентам, не взаимодействует с черным металлом, а, следовательно, все аммиачное оборудование дешево, в отличие от фреоновое, для которого используют в основном цветные металлы. Отрицательные свойства аммиака проявляются только при большом его количестве (несколько тонн) в системе и при условиях, когда могут создаваться критические концентрации (до 50–60 грамм на один киловатт производимого холода). Кроме того, современные средства автоматизации позволяют создавать высоконадежные холодильные комплексы.

Рассмотрим применение аккумуляции холода для повышения эффективности холодильных систем использующих режимы термообработки пищевых продуктов.

Для режимов термообработки (охлаждение и замораживание) пищевых продуктов характерна резкомпеременная во времени тепловая нагрузка (рис. 1), особенно для зальных камер.



τ_H, τ_K — время, соответственно, начала и окончания процесса термообработки;
 $\tau_{ср}$ — промежуточная величина времени,
 которая зависит от теплофизических характеристик пищевых продуктов

Рис. 1 – Зависимость тепловой нагрузки Q от времени термообработки τ

Основное вспомогательное холодильное оборудование подбирается по средней тепловой нагрузке $Q_{ср}$. Таким образом, на временном участке $\tau_H - \tau_{ср}$ возможности холодильного оборудования по отводу теплоты недостаточно, что приводит к повышению температуры в камере, увеличению времени термообработки, усушке и ухудшению качества пищевых продуктов. На временном участке $\tau_{ср} - \tau_K$ возможность холодильного оборудования по отводу теплоты уже с избытком. Для повышения эффективности использования холодильного оборудования нами предложено использовать аккумуляцию холода. Принципиальная схема аккумуляции холода показана на рис. 2. Принципиальным отличием ее от применяемых в настоящее время схем является использование двух воздухоохладителей и эвтектического аккумулятора вместо панельного теплообменника.

Как показывают исследования, в качестве холодильного агента для данной схемы рекомендуется использовать аммиак, который благодаря своим теплофизическим параметрам может дать наилучший эффект в совокупности с использованием данной схемы. Для поддержания необходимого температурного режима используется холодильная системы с промежуточным хладоносителем, в качестве которого авторами рекомендуется использоваться нетоксичный пропиленгликоль.

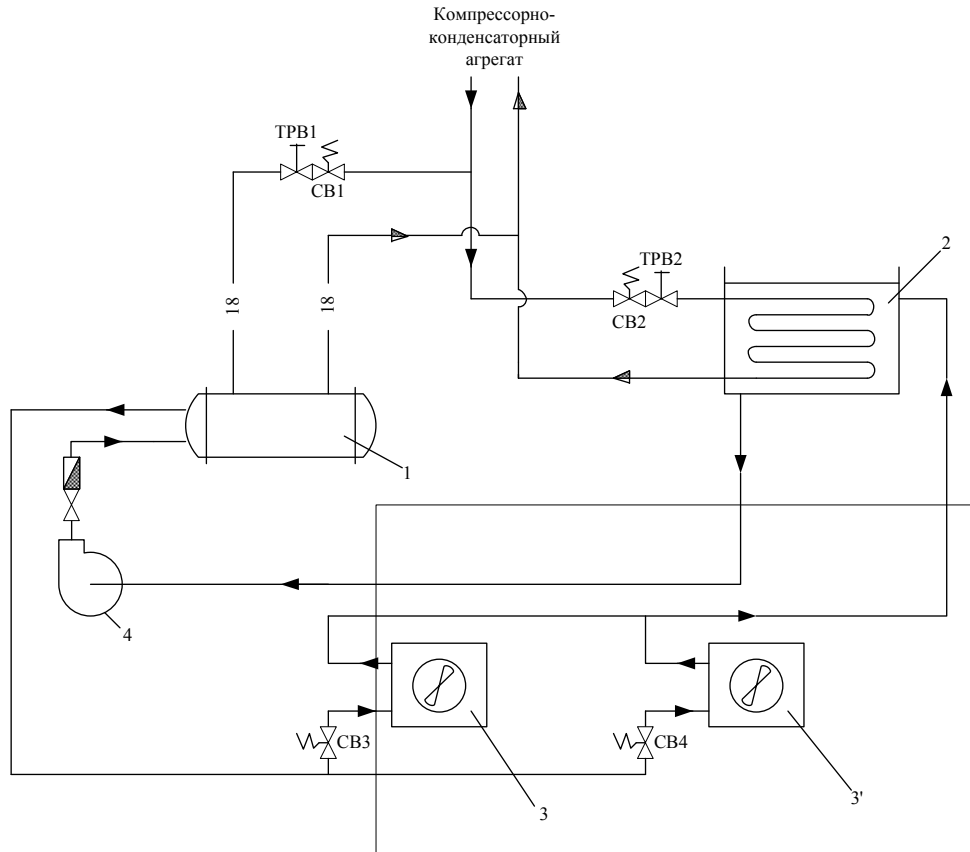
Работа схемы предполагается в трех временных диапазонах:

— первый диапазон: время от начала выгрузки пищевого продукта после его термообработки до окончания загрузки теплого продукта в холодильную камеру. В зависимости от объема холодильной ка-

меры и характера пищевого продукта, это время занимает до четырех часов. В этом случае компрессорно-конденсаторный агрегат работает только на эвтектический аккумулятор, где происходит намораживание льда. Открыт соленоидный вентиль СВ2, остальные — закрыты;

— второй диапазон: время пиковой тепловой нагрузки $\tau_H - \tau_{CP}$. Соленоидный вентиль СВ2 закрыт, остальные — открыты. Эвтектический бак (намороженный лед) позволяет отвести дополнительное количество теплоты;

— третий диапазон: время $\tau_{CP} - \tau_K$. Открыты соленоидные вентили СВ1, СВ2, СВ3, закрыт соленоидный вентиль СВ4. При этом происходит начало накопления льда («аккумуляция холода») в эвтектическом аккумуляторе вплоть до начала второго диапазона.



1 – кожухотрубный испаритель; 2 – эвтектический аккумулятор; 3, 3' – воздухоохладители (основной и вспомогательный, соответственно); 4 – центробежный насос для промежуточного теплоносителя; ТРВ1 и ТРВ2 – терморегулирующие вентили; СВ1...СВ4 – соленоидные вентили

Рис. 2 – Принципиальная схема с аккумулятором холода

Предлагаемая схема позволяет получить ряд преимуществ:

- уменьшить естественную убыль продукта;
- сократить время термообработки;
- повысить качество продукта после термообработки по сравнению с тем, что получается после стандартных способов охлаждения и замораживания;
- стабилизировать рабочие параметры холодильной машины;
- в конечном итоге — сократить энергопотребление.

Выводы

Нами предложена схема установки с аккумулятором холода, которая дает существенные преимущества перед альтернативными применяющимися схемами. На основе анализа этой схемы установлено, что реализация этого метода при правильном подходе позволит практически сохранить качество продукта и уменьшить время его термообработки, сократив при этом энергопотребление с повышением эффективности использования холодильного оборудования, что свидетельствует о перспективности данной схемы и ее работы.

Література

1. Железний В.П., Хлієва О.Я., Биковець Н.П. Робота холодильних установок // Холод. – 2004. – № 3. – С. 22-25.
2. Овчаренко В.С., Афонский В.Л. Основные аспекты комплексного подхода к расширению применения аммиачного оборудования в холодильной промышленности // Холодильная техника. – 2001. – № 7. – С. 13-15.
3. Перельштейн И.И., Парушин Е.Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и тепловых насосов. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 232 с.
4. Маляренко В.А., Варламов Г.Б., Любчик Г.Н. и др. Энергетические установки и окружающая среда. – Харьков: ХГАГХ, 2002. – 398 с.
5. Калнинь И.М., Васютин В.А., Пустовалов СБ. Условия эффективного применения диоксида углерода в качестве рабочего вещества тепловых насосов // Холодильная техника. – 2003. – № 7. – С. 8-12.

УДК 621.436; 621.57

ТУРБОДЕТАНДЕРНА СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА ТА ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ПРИВІДНОГО ДИЗЕЛЯ

Радченко А.М., канд. техн. наук, доцент
Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв

Розроблена система охолодження суднового електрогенератора та повітря на вході привідного дизеля на базі турбодетандера, що використовує надлишкову кількість наддувного повітря понад необхідну для наддуву дизеля. Розраховані показники системи охолодження.

The system for cooling the marine alternator and intake air of driven diesel engine on the base of turboexpander using the surplus charge air amount exceeding the amount of air needed for scavenging diesel engine has been developed. The characteristics of cooling systems are calculated.

Ключові слова: система охолодження повітря, електрогенератор, привідний дизель, турбодетандер.

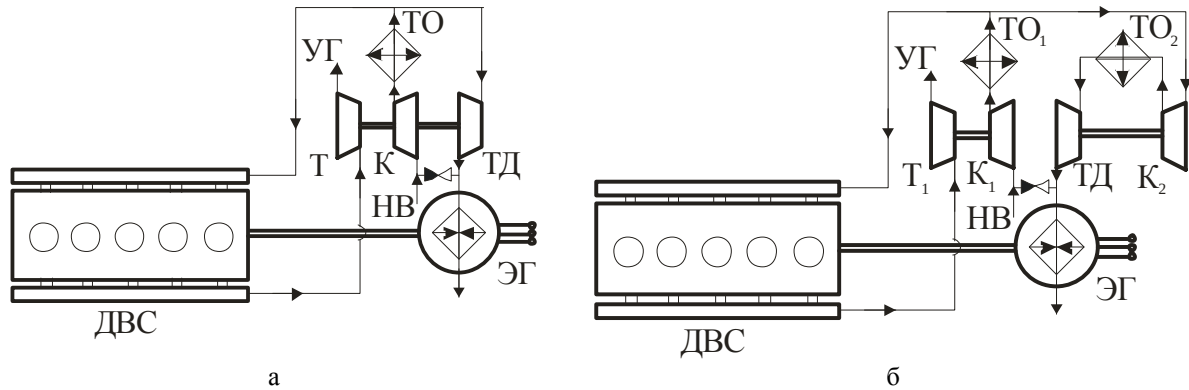
1. Аналіз проблеми та постановка мети дослідження. Ефективність виробництва електроенергії дизель-генераторами (ДГ) залежить від паливної економічності привідних двигунів (дизелів) та енергетичних витрат на охолодження електрогенераторів (ЕГ) — на циркуляцію охолоджуючого повітря, які становлять 2...3 % виробленої електроенергії [1]. Зі збільшенням температури зовнішнього повітря на вході привідних дизелів і електрогенераторів зростають питомі витрати палива ДГ і енергетичні витрати на вентиляцію ЕГ. Так, за даними фірм-розробників дизелів і дизель-генераторів із підвищенням температури зовнішнього повітря та забортної води, яку подають на охолодження наддувного повітря, на 10 °С питома витрата палива збільшується на 0,5...0,7 % [2, 3].

В той же час зі збільшенням температури повітря на вході ДГ зростає температура відхідних газів і, відповідно, енергетичні втрати з ними. Цілком логічним було б використовувати енергію відхідних газів у холодильних машинах, а вироблений ними холод застосовувати для охолодження повітря на вході привідних дизелів і ЕГ. Для цього доцільно застосовувати турбодетандерні установки (ТДУ), але необхідний принципово новий підхід, який би базувався не на підвищенні тиску турбокомпресорів (ТК), як у практиці створення наддувних ТК дизелів, що неминуче супроводжується зниженням коефіцієнта корисної дії (ККД) ТК, а навпаки — на збільшенні продуктивності ТК при максимальних ККД ТК і відповідних оптимальних значеннях тиску, що забезпечувало б скорочення споживання палива ДГ. Цю надлишкову кількість наддувного повітря (понад необхідну для подачі в циліндри привідного двигуна) можна було б використовувати як холодоагент для охолодження ЕГ і повітря на вході привідного двигуна. При цьому відпадає необхідність у вентиляторі та у відповідних енергетичних витратах на циркуляцію охолоджуючого повітря через ЕГ, які становлять 2...3 % виробленої електроенергії [1].

Метою роботи є скорочення витрат палива на виробництво електроенергії в ДГ шляхом використання скидної енергії відхідних газів у ТДУ для охолодження ЕГ і привідних двигунів.

2. Результати дослідження. Запропоновані схеми одно- та двоступінчастої ТДУ охолодження повітря на вході наддувного ТК і ЕГ із використанням енергії стисненого повітря при його розширенні в тур-

бодетандері (ТД) з отриманням механічної роботи, яку застосовують для приводу наддувного компресора (рис. 1,а) або додаткового компресора K_2 (рис. 1,б).



ЕГ – електрогенератор; ДВС – привідний двигун внутрішнього згоряння; Т – утилізаційна турбіна;
ТД – турбодетандер; ТО, ТО₁ і ТО₂ – теплообмінники-водяні охолоджувачі повітря;
К₁ і К₂ – основний і додатковий компресори; УГ – відхідні гази; НВ – зовнішнє повітря на вході

Рис. 1 – Схеми одноступінчастої (а) та двоступінчастої (б) ТДУ охолодження повітря на вході наддувного турбокомпресора і електрогенератора

Результати розрахунків показали, що при температурі повітря в машинному відділенні (МО) перед ТК ДГ 35 °С (температура зовнішнього повітря 25 °С відповідає стандартним умовам експлуатації двигунів) і 45 °С (температура зовнішнього повітря 35 °С для тропічних умов експлуатації), температура повітря на виході з турбодетандера може сягати мінус 50 °С і мінус 40 °С відповідно.

В залежності від кількості надлишкового наддувного повітря (надлишку продуктивності наддувного ТК понад кількість наддувного повітря, що подають у циліндри двигуна), яке подають у турбодетандер ТДУ, і ступені підвищення тиску ТК π_k зниження температури повітря на вході ТК двигуна Δt_v за рахунок змішування зовнішнього повітря з надлишковим повітрям, охолодженим у процесі розширення в турбодетандері, становить близько 20 °С (при витраті надлишкового стисненого повітря через турбодетандер 20 % від загальної його витрати) і майже 30 °С при 20 %-й частці.

Варто зазначити, що в запропонованих ТДУ охолодження ЕГ відпадає необхідність у вентиляторі та у відповідних енергетичних витратах на циркуляцію охолоджуючого повітря через ЕГ, які становлять 2...3 % виробленої електроенергії [1].

Розрахунки показали, що надлишкова кількість стисненого повітря, яке могло б застосовуватись як холодоагент для охолодження повітря на вході ТК і ЕГ, становить 40...50 % загальної витрати повітря через ТК в інтервалі $\pi_k = 3...4$ і температур $t_{нв} = 25...55$ °С. При менших π_k і $t_{нв}$ резерви продуктивності ΔG більші, що вказує на доцільність застосування ТДУ для охолодження зовнішнього повітря на вході ТК, оскільки при цьому ТК експлуатується при оптимальних (не підвищених) π_k , які відповідають максимальним ККД ТК. До того ж зниження температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ на вході ТК завдяки його змішуванню з повітрям, охолодженим у процесі розширення в турбодетандері, забезпечує зростання частки холодного повітря ΔG , яка подається від турбодетандера.

Результати розрахунку зниження температури повітря на вході ТК Δt_v і температури охолодженої суміші повітря $t_{сум}$ на вході ТК привідного двигуна при відборі половини охолодженого повітря після турбодетандера на охолодження ЕГ, а також температури повітря на виході з турбодетандера $t_{д2}$ подано на рис. 2.

Як видно, при відборі половини охолодженого повітря після турбодетандера на охолодження ЕГ зниження температури повітря на вході ТК Δt_v становить $\Delta t_v = 15...20$ °С. Охолодження повітря на вході ТК ДГ забезпечує скорочення питомої витрати палива b_e ДГ (рис. 3).

Через використання привідним двигуном лише половини витрати охолодженого в турбодетандері повітря скорочення питомої витрати палива b_e двигуна завдяки охолодженню повітря на вході ТК незначне і становить приблизно на 1 % (рис. 4). Але при цьому досягається ефект ще й на ЕГ завдяки виключенню енергетичних витрат на циркуляцію охолоджуючого — вентиляційного — повітря, які становлять 2...3 % виробленої електроенергії. З урахуванням цього загальний ефект від зменшення питомої витрати палива становить близько 3 %.

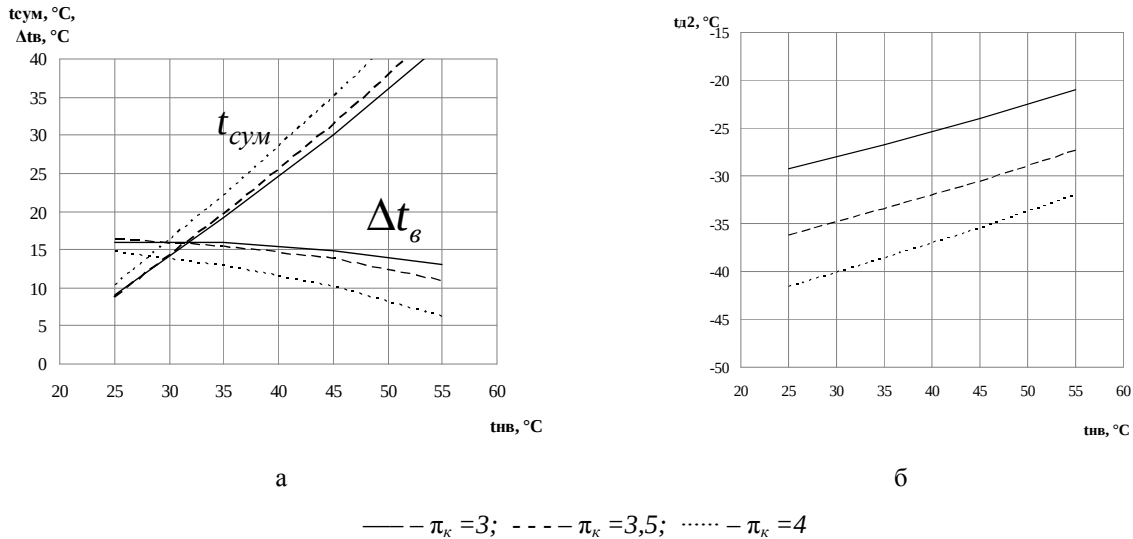


Рис. 2 – Залежності зниження температури повітря на вході ТК Δt_b і температури охолодженої суміші повітря на вході ТК $t_{сум}$ при відборі половини охолодженого повітря після турбодетандера на охолодження ЕГ (а) та температури повітря на виході з турбодетандера $t_{д2}$ (б) від температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ при степенях наддуву π_k

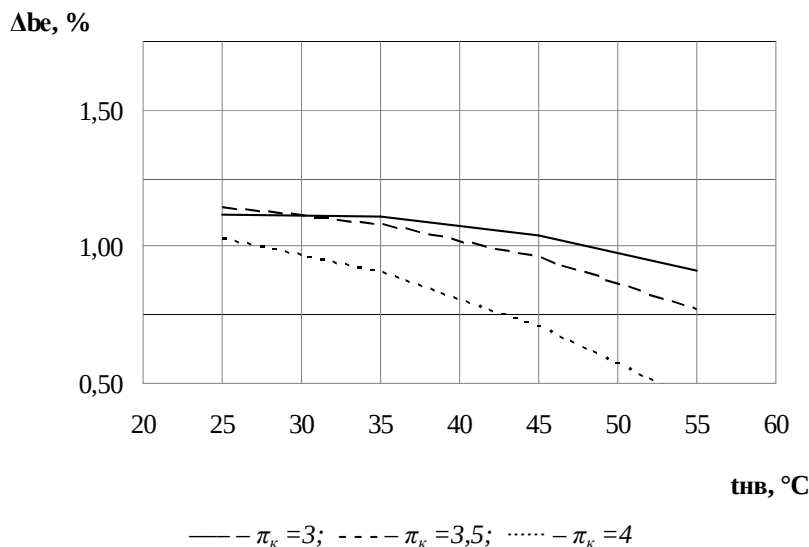


Рис. 3 – Залежності зменшення витрати палива Δb_e від температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ при степенях наддуву π_k

Оскільки зниження температури повітря на вході ТК ДГ Δt_b становить 15...20 °C (рис. 3), а кожні $\Delta t_b = 10$ °C охолодження приводять до зростання потужності ДГ на 3...5 % [2, 4], то загальне підвищення потужності ДГ перевищує 6 %.

Висновки

Вперше запропонована турбодетандерна система охолодження ЕГ і привідних двигунів, яка використовує енергію відхідних газів ДГ і забезпечує зменшення питомої витрати палива і, відповідно, зростання ККД ДГ на 3 % та потужності ЕГ на 6 %. При цьому відпадає потреба у вентиляторі для циркуляції охолоджуючого повітря в ЕГ.

Література

1. Борисенко А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах / А.И. Борисенко А.И., Данько В.Г., Яковлев А.И. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.

2. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень МОН України у рамках гранту Президента України.

УДК 621.436; 621.57

ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА ТУРБОДЕТАНДЕРОМ

Радченко М.І., д-р техн. наук, проф., Коновалов А.В., аспірант
Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв

Розроблені схеми систем охолодження повітря на вході дизель-генераторів на базі турбодетандера, що використовує надлишкову кількість наддувного повітря понад необхідну для наддуву дизеля. Показані переваги таких систем охолодження повітря.

The schemes of intake air cooling systems for diesel-generators on the base of turboexpander using the surplus charge air amount exceeding the amount of air needed for scavenging diesel engine have been developed. The advantages of such air cooling systems are shown.

Ключові слова: система охолодження повітря на вході, дизель-генератор, турбодетандер.

1. Аналіз проблеми та постановка мети дослідження. Паливна економічність дизель-генераторів (ДГ) суттєво погіршується з підвищенням температури повітря на вході їх наддувних турбокомпресорів (ТК). Так, кожні 10 °С збільшення температури зовнішнього повітря на вході дизелів призводять до зростання питомої витрати палива на 0,5...0,7 % [1, 2]. В той же час з підвищенням температури повітря на вході ДГ зростає температура відхідних газів, відповідно, й енергетичні втрати з ними. То ж цілком логічним видається використання енергії відхідних газів у холодильних машинах для охолодження повітря на вході ДГ.

Для охолодження повітря на вході ДГ доцільно застосовувати турбодетандерні установки (ТДУ). Головною перевагою ТДУ охолодження повітря на вході ДГ є використання екологічно чистого і дешевого холодоагенту — повітря. Екологічний аспект особливо важливий для стаціонарних мініелектростанцій на базі ДГ у густонаселених районах.

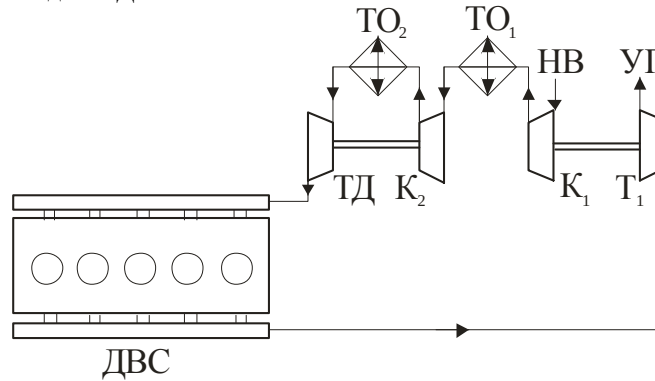
Вибір ТДУ зумовлений ще й тим, що сам турбодетандерний вузол вже присутній у ДГ, і проблема полягає в його принциповому вдосконаленні шляхом доповнення властивими йому ж елементами та розробки схем їх інтегрування в діючі системи турбонаддуву та утилізації енергії відхідних газів. Вирішення цієї проблеми вимагає зміни традиційних підходів до створення турбодетандерів: не збільшення тиску їх наддуву (ступені підвищення тиску π_k), що супроводжується неминучим падінням їх ККД $\eta_{тк}$, а навпаки, підвищенням їх продуктивності при максимальному ККД і, відповідно, оптимальному тиску (при оптимальній величині π_k). Надлишкову ж кількість стисненого повітря (понад необхідну для наддуву) спрямовують у турбодетандер, при розширенні в якому (до атмосферного тиску) повітря охолоджується. Охолоджене повітря від турбодетандера змішують із зовнішнім повітрям на вході ТК, забезпечуючи зниження температури повітря на всмоктуванні ТК при високих температурах зовнішнього повітря і, як наслідок, зростання ККД ДВЗ і, відповідно, скорочення питомої витрати палива.

Метою роботи є розробка схем турбодетандерних систем охолодження повітря на вході ДГ, які використовують енергію відхідних газів і забезпечують скорочення витрат палива.

2. Результати дослідження. Відомий єдиний варіант реалізації резерву потужності утилізаційної газової турбіни (УГТ) — понад потужність, необхідну для приводу наддувного ТК — для цілей охолодження наддувного повітря, а саме шляхом додаткового підвищення тиску наддувного повітря (понад тиск наддуву) із наступним водяним охолодженням стисненого повітря і розширенням у турбодетандері до необхідного тиску наддуву двигуна (рис. 1 [3]).

У процесі розширення стисненого повітря у турбодетандері ТД здійснюється додаткове (до водяного) охолодження наддувного повітря. Таке турбодетандерне охолодження наддувного повітря в комбінації з його проміжним водяним охолодженням застосовувалось у двигунах фірми «Купер-Бессемер» [3].

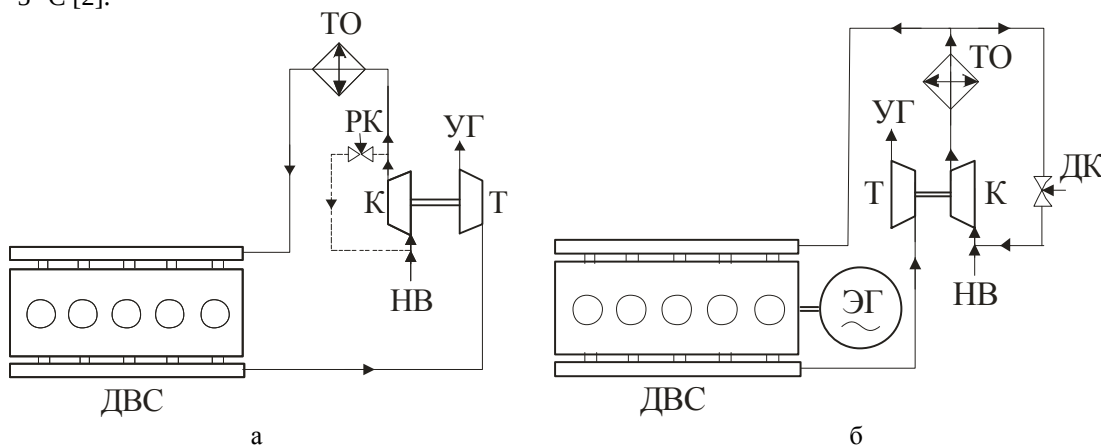
При цьому стискання повітря здійснювали у двоступеневому відцентровому компресорі, а охолодження наддувного повітря — шляхом його розширення в турбодетандері. Розширення наддувного повітря в турбодетандері ТД можливе лише за умови додаткового попереднього підвищення його тиску в компресорі K_2 , що в свою чергу — за наявності резерву потужності утилізаційної газової турбіни Т. Значення ККД газового та повітряного турбокомпресорів у турбодетандерних системах охолодження суднових дизелів «Купер–Бессемер» були доволі низькі і становили $\eta_{TK} = 0,6$ та $0,55$ відповідно (при степенях підвищення тиску компресорів π_k близько $2,7$ і $1,3$ відповідно), що обумовлювало невисоку ефективність турбодетандерного охолодження наддувного повітря порівняно з водяним. Та все ж турбодетандерні технології можуть бути використані для охолодження повітря, але не наддувного (традиційний спосіб), а зовнішнього повітря на вході ТК ДГ.



ДВС – двигун внутрішнього згоряння; Т – утилізаційна турбіна;
ТД – турбодетандер; TO_1 і TO_2 – теплообмінники-водяні охолоджувачі наддувного повітря;
 K_1 і K_2 – основний і додатковий компресори; УГ – відхідні гази; НВ – зовнішнє повітря на вході

Рис. 1 – Схема турбодетандерного охолодження наддувного повітря

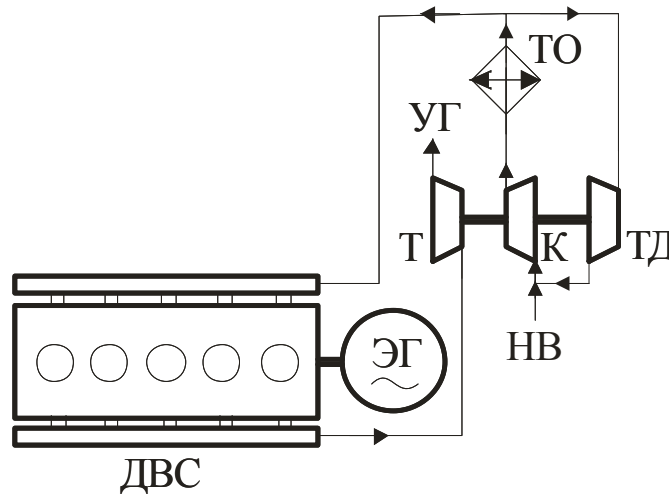
Самим простим схемним рішенням системи охолодження повітря на вході ДГ є стандартна система турбонаддуву з перепуском надлишкової кількості наддувного повітря після теплообмінника (ТО) — охолоджувача наддувного повітря на вхід ТК. Охолодження надлишкового повітря здійснюють шляхом його дроселювання (рис. 2,б). Така система за складом елементів не відрізняється від стандартної системи турбонаддуву з перепуском частини наддувного, але неохолодженого, повітря (відібраного до ТО), на вхід ТК (показано пунктиром на рис. 2,а), який застосовують для запобігання неприпустимому підвищенню тиску в циліндрах двигуна при знижених температурах зовнішнього повітря на вході ТК: $t_{нв} < -5^\circ\text{C}$ [2].



ЕГ – електрогенератор; ДВС – привідний двигун внутрішнього згоряння; Т – утилізаційна турбіна;
ТО – теплообмінник водяного охолодження наддувного повітря; К – компресор;
РК, ДК – регулюючий (дросельний) клапан; УГ – відхідні гази; НВ – зовнішнє повітря на вході

Рис. 2 – Схеми стандартної системи турбонаддуву з перепуском нагрітого повітря на вхід турбокомпресора (а) і системи охолодження з дроселюванням наддувного охолодженого повітря на вхід компресора (б)

Основна вада простої схеми на рис. 2,б — втрати роботи стисненого повітря при його дроселюванні, яку можна було б отримати за умови розширення повітря в турбодетандері, як це зроблено у схемі на рис. 3.



ЕГ – електрогенератор; *ДВС* – привідний двигун внутрішнього згоряння; *Т* – утилізаційна турбіна; *ТД* – турбодетандер; *ТО₁* і *ТО₂* – теплообмінники-водяні охолоджувачі наддувного повітря; *К₁* і *К₂* – основний і додатковий компресори; *УГ* – відхідні гази; *НВ* – зовнішнє повітря на вході

Рис. 3 – Схема двоступінчастої ТДУ охолодження повітря на вході наддувного турбокомпресора і електрогенератора

При цьому додаткова енергія наддувного повітря, одержана в свою чергу завдяки використанню надлишкової (понад необхідну для наддуву) енергії відхідних газів двигуна, використовується в турбодетандері *ТД* для одержання додаткової потужності, яку передають на привід наддувного компресора *К*. На турбодетандер подають надлишок наддувного повітря (понад його кількість, необхідну для наддуву), а основну його кількість направляють в наддувний ресивер *ДГ* в обхід турбодетандера.

Розрахунки показали, що при температурі повітря перед *ТК* *ДГ* 35 °С температура повітря на виході з турбодетандера може сягати мінус 50 °С.

З метою визначення резервів турбонаддуву було проведено розрахунок потужності утилізаційної турбіни N_t і компресора N_k наддувного *ТК* дизеля та визначено умови, за яких резерв потужності *ТК* достатній для використання в ТДУ охолодження повітря на вході наддувного *ТК*. Резерв потужності визначався як відношення $\Delta N_{tk} = (N_t - N_k) / N_k$ і ототожнювався з резервом продуктивності *ТК* $\Delta G_k = (G_k - G_{kn}) / G_{kn}$ 100 %, тобто надлишковою кількістю стисненого повітря, яке могло б застосовуватись як холодоагент для охолодження повітря на вході *ТК*.

Результати розрахунку резерву продуктивності *ТК* $\Delta G_k = (G_k - G_{kn}) / G_{kn}$ 100 % в залежності від температури зовнішнього повітря t_{nv} та охолодженої суміші повітря на вході в компресор t_{sum} при різних π_k наведено на рис. 4. При цьому G_{kn} — продуктивність компресора, необхідна для наддуву дизеля, яку забезпечує утилізаційна турбіна при використанні відповідної частини енергії відхідних газів; G_k — продуктивність компресора, яку здатна забезпечити утилізаційна *ГТ* за умови повного використання енергії відхідних газів.

Як видно, резерв продуктивності *ТК* значний і становить $\Delta G = 40...50$ % в інтервалі $\pi_k = 3...4$ і температур $t_{nv} = 25...55$ °С. При менших π_k і t_{nv} резерви продуктивності ΔG більші, що вказує на доцільність застосування ТДУ для охолодження зовнішнього повітря на вході *ТК*, оскільки при цьому *ТК* експлуатується при оптимальних (не підвищених) π_k , які відповідають максимальним ККД *ТК*. До того ж зниження температури зовнішнього повітря t_{nv} на вході *ТК* завдяки його змішуванню з повітрям, охолодженим у процесі розширення в турбодетандері, забезпечує зростання частки холодного повітря ΔG , яка подається від турбодетандера.

Результати розрахунків показали, що ТДУ забезпечує значне зниження температури повітря на вході *ТК* $\Delta t_b = 30...40$ °С. При цьому температура повітря на виході з турбодетандера вельми низька $t_{d2} = -25...55$ °С. Завдяки охолодженню повітря на вході *ТК* *ДГ* досягають скорочення питомої витрати палива b_e на 2...3 %. Охолоджене в турбодетандері повітря можна також застосовувати для вентиляції електрогенератора, завдяки чому вилучити витрати на циркуляцію вентиляційного повітря, які становлять 2...3 % виробленої електроенергії [4].

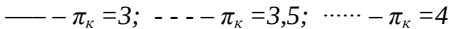


Рис. 4 – Залежності надлишку стисненого повітря ΔG_K від температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ (а) та охолодженої суміші повітря на вході в компресор $t_{сум}$ при степенях наддуву π_K

Висновки

Розроблено схеми турбодетандерних систем охолодження повітря на вході ДГ, які використовують енергію відхідних газів, забезпечують зниження температури повітря на вході ТК на 20...30 °С і, як результат, скорочення питомої витрати палива на 2...3 %.

Література

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.
2. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.
3. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt // Dieselmotoren, «MTZ». – 1964.–Nr. 5.–S.188–195.
4. Борисенко А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах / А.И. Борисенко, В.Г. Данько, А.И. Яковлев. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень МОН України у рамках гранту Президента України.

УДК 621.436: 621.57

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССОВ
ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ СУДОВОГО
МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩЕЙ
ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ**

**Радченко Р.Н., научн. сотрудник, Охотин С.А., Казанцева В.Е., магистранты
Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев**

Разработана математическая модель процессов охлаждения воздуха на входе судового малооборотного дизеля в теплоиспользующей холодильной машине, утилизирующей теплоту выпускных газов.

The mathematical model of the processes of cooling the air at the intake of marine low speed diesel engine in the waste heat recovery refrigeration system utilizing the heat of exhaust gases has been developed.

Ключевые слова: охлаждения наружного воздуха, судовой малооборотный дизель, утилизация теплоты.

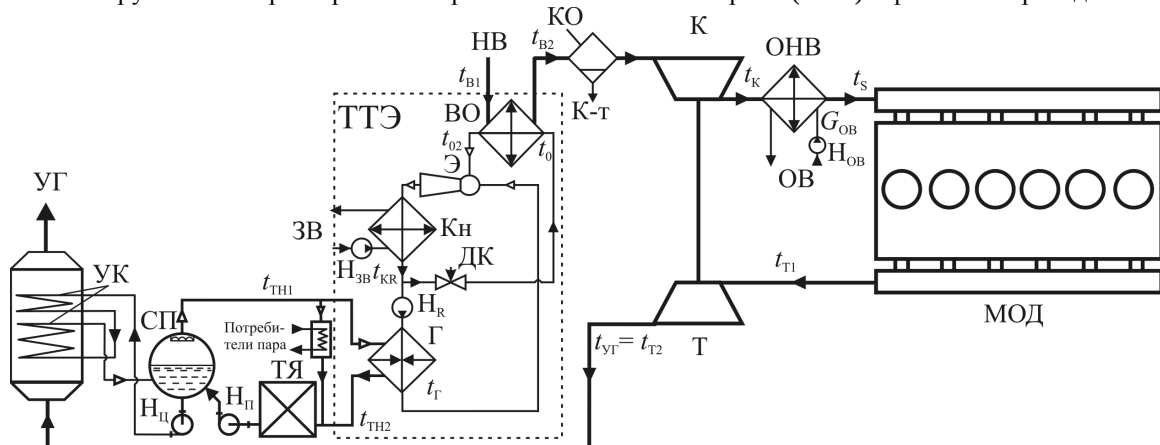
1. Анализ состояния проблемы повышения топливной эффективности судовых малооборотных дизелей. Выделение нерешенных задач, постановка цели исследования

Современные судовые малооборотные дизели (МОД) представляют собой развитый энергетический комплекс, в состав которого помимо собственно поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с наддувочным турбокомпрессором (ТК) входят пароводяной утилизационный котел (УК), охладитель наддувочного воздуха (ОНВ), а высокоэкономичные МОД включают еще и утилизационную газовую турбину системы утилизации теплоты выпускных газов (крупные МОД с системой глубокой утилизации теплоты — дополнительно еще и утилизационную паровую турбину с УК двух давлений) с передачей редуктором полученной дополнительной механической энергии на гребной вал или ее использованием для привода электрогенератора. Топливная экономичность МОД существенно ухудшается с повышением температуры воздуха t_{a1} на входе ТК — в машинном отделении, зависящей от температуры наружного воздуха $t_{нв}$: повышения температуры t_{a1} на 10°C вызывает увеличение удельного расхода топлива b_e на $0,2...0,7\%$ [1–3]. Возрастание при этом температуры $t_{гг}$ выпускных газов после ТК и, следовательно, потеря теплоты с ними ставит весьма остро решение задач охлаждения воздуха на входе ТК и более полной утилизации сбросной теплоты. Решение этой двуединой задачи возможно путем трансформации теплоты выпускных газов и других вторичных энергоресурсов (ВЭР) МОД в холод с его использованием для охлаждения воздуха на входе ТК в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ) — термотрансформаторах (ТТ). Наиболее простыми конструктивно и надежными являются ТХМ, или термотрансформаторы, эжекторного типа (ТЭХМ – ТТЭ). Применение в ТТЭ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет утилизировать теплоту ВЭР сравнительно невысокого температурного уровня и охлаждать воздух на входе ТК МОД до $15...20^\circ\text{C}$. Однако термодинамическая эффективность трансформации теплоты в холод в ТТЭ невысокая: тепловые коэффициенты ТТЭ $\zeta = 0,2...0,3$. Поэтому вопросы сокращения энергетических потерь при трансформации теплоты в ТТЭ, и прежде всего потерь от внешней необратимости в холодильном цикле ТТЭ, обусловленных недостаточно высокой интенсивностью фазовых переходов НРТ в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) на входе ТК, актуальны. Однако их решение требует учета особенностей фазовых переходов НРТ и, прежде всего, падения интенсивности теплообмена на завершающей стадии испарения.

Целью исследования является разработка математической модели процессов охлаждения воздуха на входе судового МОД в ТТЭ, которая учитывала бы энергетические потери на завершающей стадии трансформации теплоты в испарителе НРТ — охладителе воздуха на входе ТК.

2. Изложение основных результатов исследования

Схема ТТЭ, интегрированного в существующие системы воздухообеспечения (наддувочный ТК и ОНВ) и утилизации теплоты выпускных газов МОД приведена на рис. 1. Основными элементами ТТЭ являются струйный компрессор – эжектор и теплообменные аппараты (ТОА) с фазовым переходом НРТ.



К и Т – компрессор и турбина ТК; УК – утилизационный котел; СП – сепаратор пара; ТЯ – теплый ящик; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; Г – генератор паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; НР, Нп, Нц, Нзв, Нов – насосы НРТ, питательный и циркуляционный УК, заборной воды, охлаждающей воды; ДК – дроссельный клапан; ВО – воздухоохладитель; КО – каплеотделитель; К-т – конденсат; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы; ЗВ – заборная вода; ПП – потребители пара

Рис. 1 – Схема системы охлаждения воздуха на входе ТК МОД с утилизацией теплоты выпускных газов в ТТЭ

Термотрансформатор ТТЭ состоит из высокотемпературного (силового) и низкотемпературного (холодильного) контуров. В силовом контуре теплота отводится от выпускных газов МОД в процессе испарения НРТ при высоких давлении и температуре кипения $t_r = 100...120$ °С (в генераторе паров НРТ). В холодильном контуре теплота отводится от воздуха на входе ТК к НРТ, кипящему в испарителе (воздухоохладителе) низкого давления при температуре кипения $t_0 = 0...5$ °С. Энергия паров НРТ высокого давления используется в эжекторе для повышения давления паров НРТ, поступающих из испарителя (ВО) низкого давления холодильного контура, до давления и температуры конденсации t_k .

Основные рабочие процессы МОД с охлаждением воздуха на входе ТК в термотрансформаторе и утилизацией теплоты выпускных газов показаны на рис. 2.

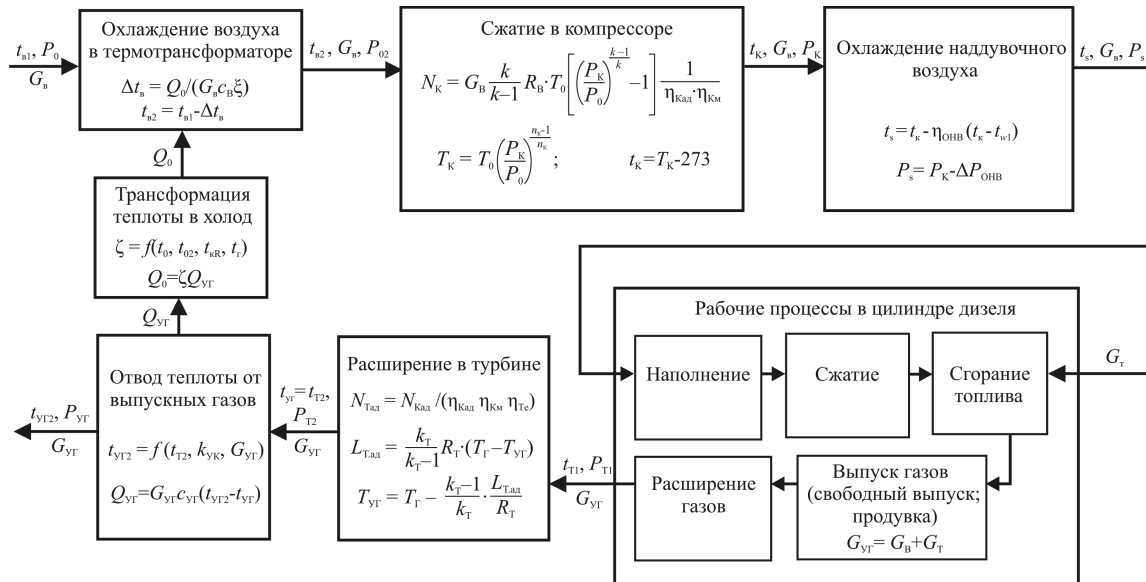


Рис. 2 – Основные рабочие процессы МОД с утилизацией теплоты выпускных газов и охлаждением воздуха на входе ТК в термотрансформаторе

Как видно из рис. 2, выходные параметры расчета процессов охлаждения воздуха на входе ТК являются входными для расчета температуры и расхода выпускных газов МОД, которые, в свою очередь, — входными для расчета процессов трансформации теплоты выпускных газов в холод, используемый для охлаждения воздуха на входе МОД.

Укрупненная блок-схема расчета процессов трансформации теплоты выпускных газов в ТТЭ с фазовым переходом НРТ и охлаждением воздуха на входе ТК МОД показана на рис. 3.

Расчет процессов охлаждения воздуха в И-ВО на входе ТК включает в себя вычисление снижения температуры воздуха Δt_b как $\Delta t_b = Q_0 / (G_b c_{вл} \xi)$, где $c_{вл}$ — теплоемкость влажного воздуха; ξ — коэффициент влаговываждения, соответственно, температуры воздуха t_{b2} после И-ВО — на входе ТК МОД. При этом изменение энтальпии ΔI_b влажного воздуха в И-ВО находят по холодопроизводительности Q_0 ТТЭ, $\Delta I_b = Q_0 / G_b$, которую вычисляют исходя из располагаемой теплоты выпускных газов $Q_r = G_r \cdot c_r \cdot (t_{YT} - t_{YT2})$ как $Q_0 = \zeta Q_r$. Тепловой коэффициент ζ и коэффициент эжекции U вычисляют в ходе расчета процессов трансформации теплоты выпускных газов в холод в ТТЭ в зависимости от температур цикла ТТЭ (t_0, t_r, t_k) и перегрева пара Δt_d в дисперсном режиме испарения НРТ в И-ВО: $\zeta = f(U, t_0, t_r, t_k, \Delta t_d)$; $U = f(t_0, t_r, t_k, \Delta t_d)$.

Расчет процессов охлаждения воздуха в И-ВО включает в себя также расчет процессов теплообмена в И-ВО с нахождением максимальных значений плотности теплового потока q_{max} , массовой скорости НРТ в трубках И-ВО $(pw)_{op}$, логарифмической разности температур θ_{op} и соответствующей ей температуры кипения НРТ в И-ВО t_0 , исходя из которой вычисляют $U = f(t_0, t_r, t_k, \Delta t_d)$ и $\zeta = f(U, t_0, t_r, t_k, \Delta t_d)$.

Процесс охлаждения влажного воздуха в ВО на входе ТК характеризуется коэффициентом влаговываждения ξ , представляющим собой отношение полного количества теплоты (разность энтальпий воздуха в ВО), отведенной от влажного воздуха в ВО, к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру: $\xi = (I_{b1} - I_{b2}) / [c_{вл} (t_{b1} - t_{b2})]$, где $c_{вл}$ — теплоемкость влажного воздуха. При этом энтальпия влажного воздуха рассчитывается как

$$I_b = c_{вл} \cdot t_b + r_{п} d = (1,01 + 1,89d) t_b + r_{п} d, \text{ кДж/кг},$$

где r_n — удельная теплота фазового превращения (конденсации), $r_n \approx 2500$ кДж/кг;
 d — влагосодержание воздуха, т.е. количество водяных паров в 1 кг сухой части воздуха, кг/кг с.в.;
 $c_{вл}$ — теплоемкость влажного воздуха, $c_{вл} = 1,01 + 1,89d$; $d = 0,622 P_n / (P - P_n)$ или с учетом $\phi = \rho_n / \rho_n'' = P_n / P_n''$ получаем $d = 0,622 \phi P_n'' / (P - \phi P_n'')$, где P , P_n и P_n'' — давление влажного воздуха, парциальные давления водяного пара в ненасыщенном и насыщенном воздухе (давление водяного пара в состоянии насыщения).

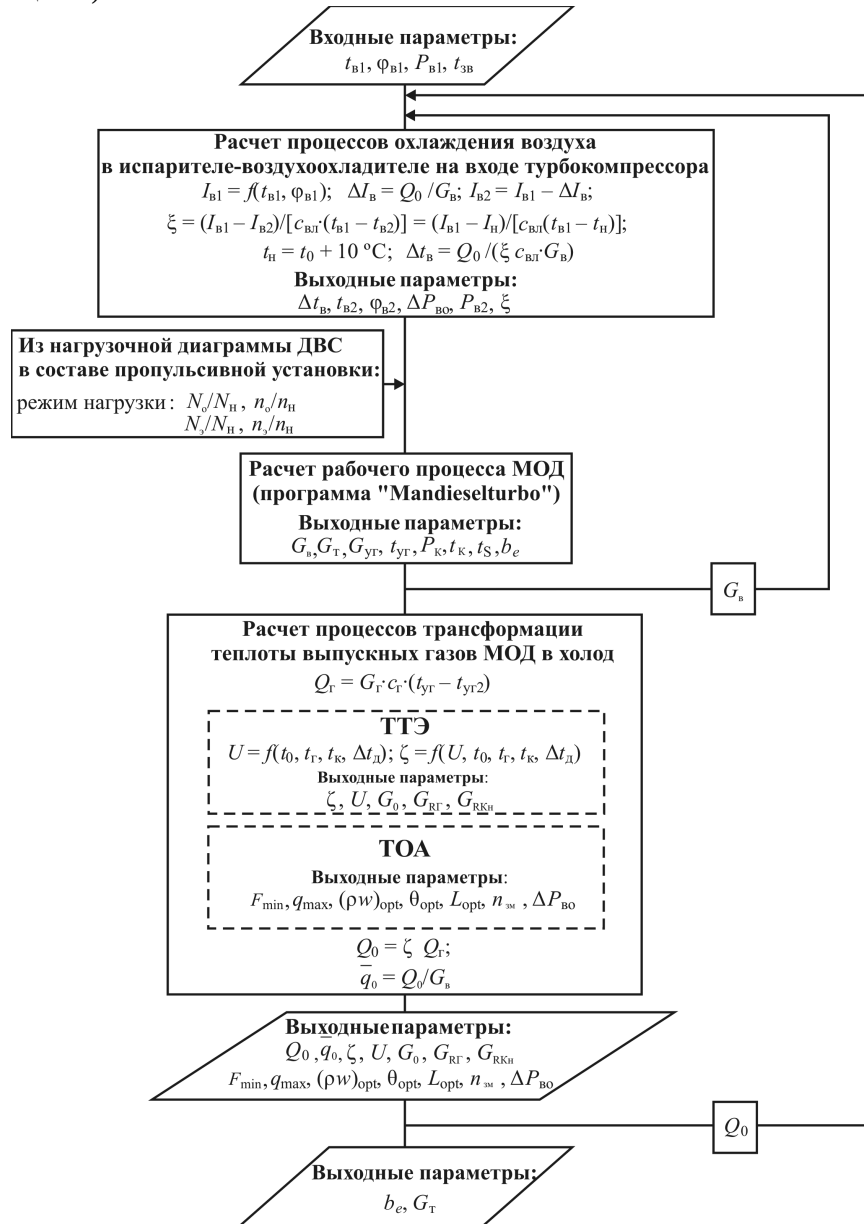


Рис. 3 – Укрупненная блок-схема расчета процессов трансформации теплоты выпускных газов с охлаждением воздуха на входе ТК ДВС

Температура $t_{уг}$ и расход $G_{уг}$ выпускных газов, определяющие располагаемую теплоту газов Q_g , являются выходными параметрами фирменной программы [4], для которой входным параметром является температура $t_{в2}$ воздуха на входе ТК, охлажденного в И-ВО ТТЭ. Поэтому вычислительная процедура представляет собой итерационный процесс и осуществляется методом последовательных приближений до совпадения значений $t_{уг}$ в двух последующих итерациях.

Входными данными для фирменной программы расчета параметров МОД [4] являются (помимо температуры $t_{в2}$ охлажденного воздуха на входе ТК и охлаждающей воды на входе ОНВ t_{w1}) режимы нагрузки двигателя в составе судовой пропульсивной установки, которые могут быть получены из нагрузочной диаграммы двигателя для конкретного судна.

Выходными параметрами программы расчета [4] являются температура выпускных газов после ТК $t_{\text{уг}}$ и их расход $G_{\text{уг}}$, температура наддувочного воздуха после ТК $t_{\text{ТК}}$ и его расход $G_{\text{в}}$, удельный расход топлива $b_{\text{е}}$, которые устанавливаются исходя из температуры $t_{\text{в2}}$ воздуха на входе ТК.

Локальные коэффициенты теплоотдачи к НРТ $\alpha_{\text{а}}$, воздуху $\alpha_{\text{в}}$ и теплопередачи k , плотности теплового потока q , отнесенные к внутренней поверхности трубки, температуры воздуха $t_{\text{в}}$ и температурного напора θ в зависимости от паросодержания x и длины змеевика И-ВО L , рассчитанные с помощью математической модели, приведены на рис. 4 для условий работы: температуры воздуха на входе $t_{\text{в1}} = 35^\circ\text{C}$ и выходе $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ из И-ВО, кипения НРТ на выходе И-ВО $t_{\text{02}} = 0^\circ\text{C}$; НРТ – R142B.

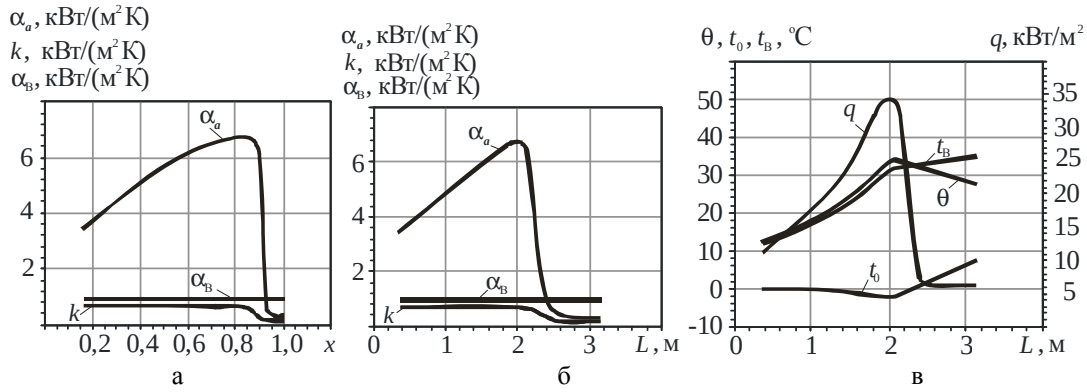


Рис. 4 – Изменение коэффициентов теплоотдачи к НРТ $\alpha_{\text{а}}$, воздуху $\alpha_{\text{в}}$ и теплопередачи k , отнесенных к внутренней поверхности трубки И-ВО, в зависимости от паросодержания x (а) и длины трубки L (б), а также температуры воздуха $t_{\text{в}}$, кипящего НРТ R142B t_0 , температурного напора θ и плотности теплового потока q , отнесенной к внутренней поверхности трубки (в)

Резкое снижение коэффициента теплоотдачи к НРТ $\alpha_{\text{а}}$, который становится даже ниже его значения к воздуху $\alpha_{\text{в}}$, отнесенного к внутренней поверхности труб И-ВО, и вызывает снижение коэффициента теплопередачи k и плотности теплового потока q , происходит при граничном паросодержании $x_{\text{гп}} = 0,90...0,95$, соответствующем осушению стенки трубки с переходом от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению. Перегрев пара в дисперсной смеси, о чем свидетельствует увеличение температуры НРТ t_0 , вызывает уменьшение не только температурного напора θ и, следовательно, плотности теплового потока q , но и коэффициента эжекции U и теплового коэффициента ζ ТТЭ. Вполне логично исключить дисперсный режим испарения, т.е. перейти на неполное испарение, например путем рециркуляции жидкого НРТ в И-ВО инжектором, использующим потенциальную энергию НРТ, поступающего из конденсатора, теряемую в дроссельном клапане ДК на рис. 1. Результаты расчетов показывают, что за счет этого можно увеличить тепловой коэффициент ζ , холодопроизводительность $Q_0 = \zeta Q_{\text{г}}$ и глубину охлаждения воздуха $\Delta t_{\text{в}}$ в И-ВО на входе ТК МОД на 20...30 %.

Выводы

Разработана математическая модель процессов охлаждения воздуха на входе судового малооборотного дизеля в теплоиспользующей холодильной машине на НРТ, утилизирующей теплоту выпускных газов. Особенностью математической модели является то, что она учитывает локальные параметры при фазовом переходе НРТ и позволяет сократить потери от внутренней необратимости в холодильном цикле, вызванные низкой интенсивностью теплообмена.

Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation. – MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 15 p.
2. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1. – MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 1986.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO2 emission. – MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 12 p.
4. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины.

ОЦЕНКА ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГЛАВНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ

Радченко Р.Н., науч. сотрудник, Охотин С.А., Казанцева В.Е., магистранты
Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев

Проанализировано применение охлаждения воздуха на входе судовых малооборотных дизелей в теплоиспользующей холодильной машине, утилизирующей теплоту выпускных газов и надвучного воздуха.

The application of cooling the air at the intake of marine low speed diesel engine in the waste heat recovery refrigeration system utilizing the heat of exhaust gases and scavenge air have been analyzed.

Ключевые слова: охлаждения наружного воздуха, судовой малооборотный дизель, утилизация теплоты.

1. Анализ состояния проблемы повышения эффективности судовых дизельных установок. Выделение нерешенных задач, постановка цели исследования. На транспортных судах в качестве главных двигателей (ГД) в большинстве случаев применяются малооборотные дизели (МОД). Эффективность судовых МОД существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{нв}$. Согласно [1–3] каждые 10 °С повышения температуры воздуха на входе надвучного турбокомпрессора (ТК) МОД вызывают увеличение удельного расхода топлива b_e на 0,2...0,7 %. При этом возрастает температура $t_{гв}$ выпускных газов после турбины ТК на 16 °С и, следовательно, потери теплоты с ними. Возрастает также потери с водой, охлаждающей надвучный воздух и цилиндры двигателей, и, в конечном счете, ухудшается топливная экономичность двигателей, снижается их КПД η_e . По данным [1–3] для современных судовых МОД с эффективным КПД $\eta_e = 50...51$ % типа ME/МС фирмы «MAN» и RTA фирмы «Wartsila» тепловые потери с выпускными газами составляют 25...26 % (в сверхдлинноходовых МОД несколько меньше — 20...22 %), а водой, отводимой от надвучного воздуха, 14...17 %.

Существенное влияние температуры t_b воздуха на входе ТК на показатели судовых ГД свидетельствует о наличии резервов повышения их эффективности путем охлаждения воздуха на входе, а значительные потери теплоты с выпускными газами и охлаждающей надвучный воздух водой — о целесообразности применения с этой целью теплоиспользующих холодильных машин, утилизирующих теплоту выпускных газов, т.е. термотрансформаторов (ТТ). Конструктивно наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются термотрансформаторы эжекторного типа (ТТЭ). Применение в ТТЭ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет утилизировать теплоту ВЭР сравнительно невысокого температурного уровня и охлаждать воздух на входе ТК МОД до 15...20 °С.

Целью исследования является технико-экономическая оценка целесообразности охлаждения воздуха на входе главного двигателя транспортного судна эжекторным термотрансформатором на конкретной рейсовой линии.

2. Изложение основных результатов исследования. Глубина охлаждения воздуха теплоиспользующей холодильной машиной, а значит и эффект от применения охлаждения воздуха на входе судового МОД, зависят от располагаемой сбросной теплоты судовой энергетической установки (сверх необходимой для покрытия потребностей энергетической установки и всего судна), а также от требуемых затрат холода, зависящих от температуры и относительной влажности воздуха на входе МОД (параметров наружного воздуха), т.е. климатических условий плавания. Анализ статей расходования пара на балкере типа «Киев» [4] показал, что в теплое время объемы потребления пара (давление пара 7...8 бар) составляют примерно 25 % производительности утилизационного котла (УК). Соответственно располагаемая доля пара, который можно использовать в ТТЭ для охлаждения воздуха на входе ТК МОД, составляет 75 % паропроизводительности УК. Если помимо теплоты выпускных газов (глубина утилизации теплоты газов ограничивается температурой 150...160 °С, исключающей возникновение сернистой коррозии материала экономайзерной поверхности УК) в ТТЭ утилизировать еще и теплоту надвучного воздуха после ТК, отводимую в водяном охладителе надвучного воздуха, то количество утилизируемой теплоты и, соответственно, выработка холода практически удваиваются.

В качестве главного двигателя балкера типа «Киев» рассмотрен МОД 8S50ME-C7.1-ТII корпорации MAN [5]: номинальные мощность $N_{L1} = 12640$ кВт и число оборотов $n_{L1} = 127$ об/мин; эксплуатационные $N_3 = 10580$ кВт и $n_3 = 120$ об/мин (для них рассчитывается расход топлива двигателя); оптимизационные

$N_0 = 11400$ кВт и $n_0 = 117$ об/мин (на них рассчитывается нагрузка на охладитель воздуха на входе двигателя). Исходя из располагаемой теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха, т.е. тепловой нагрузки Q_G генератора ТТЭ, определяют холодопроизводительность ТТЭ $Q_0 = \zeta Q_G$, где ζ — тепловой коэффициент ТТЭ, $\zeta = 0,30 \dots 0,35$. При подаче в ТК МОД воздуха из машинного отделения (МО) его температура t_{mo} превышает наружную на 10°C согласно [1]. Эта температура и принималась за температуру воздуха на входе охладителя перед ТК.

При текущих температуре наружного воздуха $t_{нв}$ и относительной влажности $\phi_{нв}$ (соответственно $t_{в1}$ и $\phi_{в1}$) из теплового баланса охладителя по воздуху $Q_0 = G_{в} \cdot c_{в} (t_{в1} - t_{в2}) \xi$ определяют снижение температуры воздуха $\Delta t_{в} = t_{в1} - t_{в2} = Q_0 / [G_{в} \cdot c_{в} \cdot \xi]$ в охладителе, где ξ — коэффициент влаговываждения; $G_{в}$ и $c_{в}$ — расход и теплоемкость воздуха. Расход воздуха через ТК рассчитывали с помощью фирменной программы для МОД корпорации MAN в зависимости от температуры воздуха $t_{в2}$ на входе ТК [5]. В ТТЭ в качестве НРТ применен хладон R142b. Температура кипения R142b в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) $t_0 = 5^\circ\text{C}$. С учетом минимальной разности температур между охлажденным воздухом и кипящим R142b, равной $t_{в2} - t_0 = 10^\circ\text{C}$, глубина охлаждения воздуха в И-ВО ограничивается температурой $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$.

В качестве примера рассмотрена рейсовая линия Одесса–Иокогама–Одесса. Значения температуры t и относительной влажности ϕ наружного воздуха брались по данным метеоцентра. Изменение температуры наружного воздуха $t_{нв}$, снижение температуры воздуха $\Delta t_{в}$ в охладителе на входе ТК и температура воздуха на выходе из охладителя $t_{в2}$ (на входе ТК ГД) в течение рейса Одесса–Иокогама–Одесса (1.07.2009–24.08.2009) показаны на рис. 1.

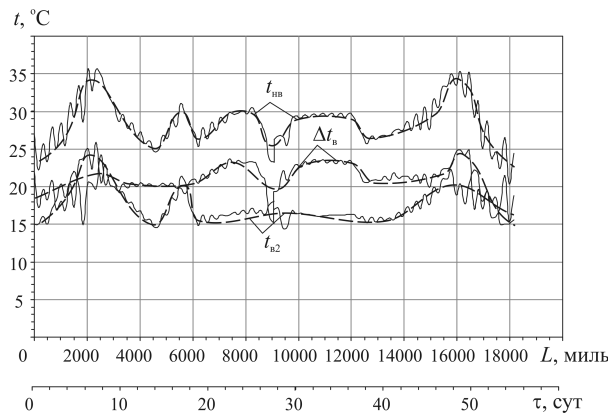


Рис. 1 – Температура наружного воздуха $t_{нв}$, снижение температуры воздуха $\Delta t_{в}$ в охладителе на входе ТК и температура воздуха на выходе из охладителя $t_{в2}$ в течение рейса Одесса–Иокогама–Одесса (1.07.2009...24.08.2009)

Расход топлива B_e в зависимости от снижения температуры воздуха на входе ТК МОД рассчитывали с помощью фирменной программы для МОД корпорации MAN в зависимости от температуры воздуха $t_{в2}$ на входе ТК. О сокращении расхода топлива ΔB_e за каждый рейс Одесса–Иокогама–Одесса в отдельности и суммарном за I–VI рейсы (6 рейсов в году) при использовании теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха для охлаждения воздуха на входе ТК можно судить по рис. 2.

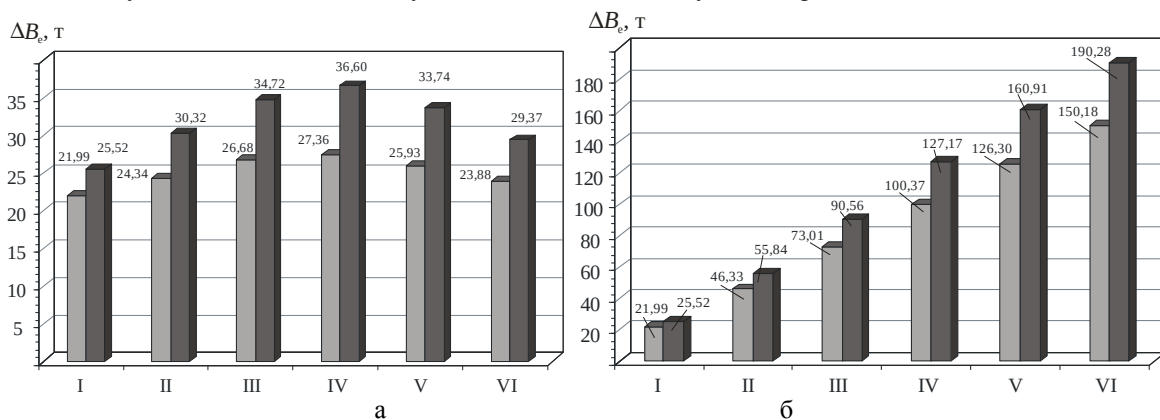


Рис. 2. – Сокращение расхода топлива ΔB_e за отдельные I–VI рейсы Одесса–Иокогама–Одесса (а) и суммарное за 6 рейсов Одесса–Иокогама–Одесса (6 рейсов в году)

Из рис. 2 видно, что при использовании для охлаждения воздуха на входе главного двигателя теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха годовая экономия топлива (из расчета на мощность двигателя, принятую для удобства пересчета на другие мощности равной 10 МВт) на рейсовой линии Одесса–Иокогама–Одесса составляет 145...150 т (светлым цветом).

Из-за большой относительной влажности наружного воздуха $\phi_{нв}$ и, соответственно, влажности воздуха $\phi_{в1}$ на входе И-ВО имеют место повышенные затраты холода на конденсацию водяных паров во влажном воздухе и, следовательно, тепловая нагрузка на воздухоохладитель. В результате холода, вырабатываемого в ТТЭ за счет использования теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха оказывается недостаточно, чтобы охладить воздух от исходной температуры $t_{в1}$ до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$. Если для покрытия дефицита холода задействовать в ТТЭ дополнительные источники теплоты, например горячую воду контура высокотемпературного охлаждения двигателя, то за счет более глубокого охлаждения воздуха на входе ТК ГД (до $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$) годовая экономия топлива возрастет до 190 т (на рис. 2 показано темным цветом).

Рассмотрены варианты применения в качестве ГД балкера типа «Киев» двигателей MAN B&W: МОД 6S60MC, установленного на головном судне серии, номинальные (в точке L_1 поля рабочих параметров) мощность $N_{L1} = 12240$ кВт и число оборотов $n_{L1} = 105$ об/мин, и МОД 8S50ME-C7.1-ТII ($N_{L1} = 12640$ кВт; $n_{L1} = 127$ об/мин) [5].

Эффект от охлаждения воздуха на входе судового МОД состоит в снижении эксплуатационных расходов — сокращении потребления топлива. Оценка целесообразности применения ТТЭ произведена исходя из срока окупаемости τ затрат на оборудование ТТЭ. Расчеты срока окупаемости $T_{ок}$ ТТЭ охлаждения воздуха на входе главного двигателя балкера типа «Киев» производили для мощностей двигателей 6S60MC6.1-ТI (мощность в точке оптимизации $N_0 = 9790$ кВт; эксплуатационная мощность $N_s = 7810$ кВт) и 8S50ME-C7.1-ТII ($N_0 = 11400$ кВт; $N_s = 10580$ кВт).

Удельные, отнесенные к холодопроизводительности Q_0 , стоимости воздухоохладителей хладоновых (испарителей-воздухоохладителей) $C_{и-во,уд} = C_{и-во}/Q_0$ и водяных $C_{вов,уд} = C_{вов}/Q_0$, а также каплеуловителей $C_{ку,уд} = C_{ку}/Q_0$ для разной холодопроизводительности Q_0 по данным фирмы-изготовителя «Guentner» [6] приведены на рис. 3.

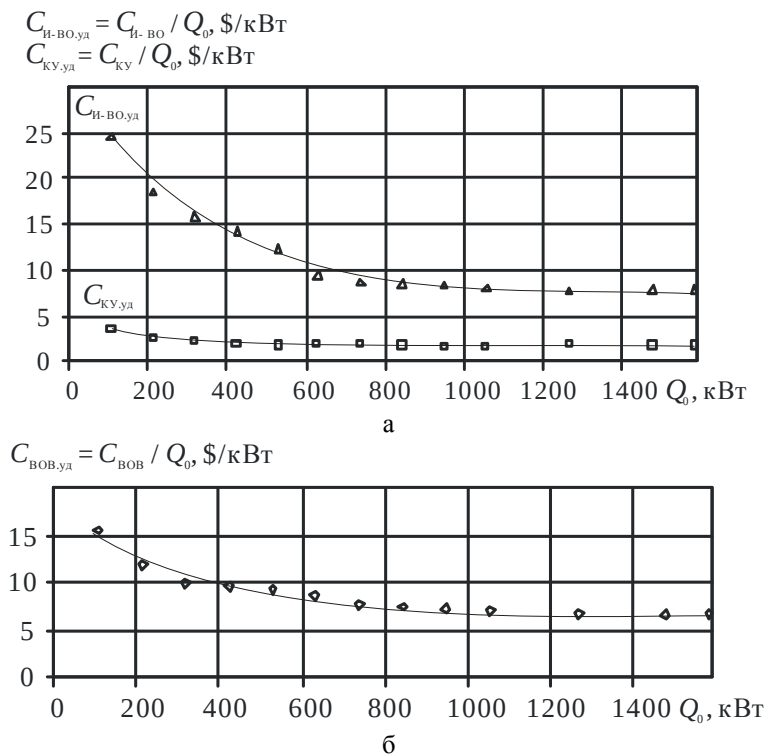


Рис. 3 – Удельные стоимости воздухоохладителей хладоновых (испарителей-воздухоохладителей)

$C_{и-во,уд}$ и каплеуловителей $C_{ку,уд}$ (а) и воздухоохладителей водяных $C_{вов,уд}$ для разной холодопроизводительности Q_0 данным фирмы-изготовителя «Guentner»

Удельные стоимости кожухотрубных испарителей $C_{и,уд} = C_{и}/Q_0$ и конденсаторов $C_{кн,уд} = C_{кн}/Q_0$ для разных тепловых нагрузок Q по данным фирмы-изготовителя «Onda» [7] даны на рис. 4.

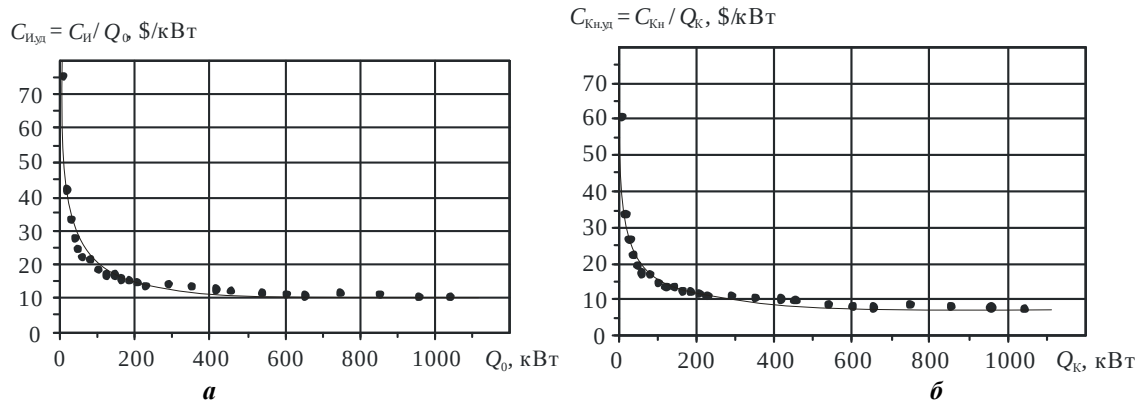


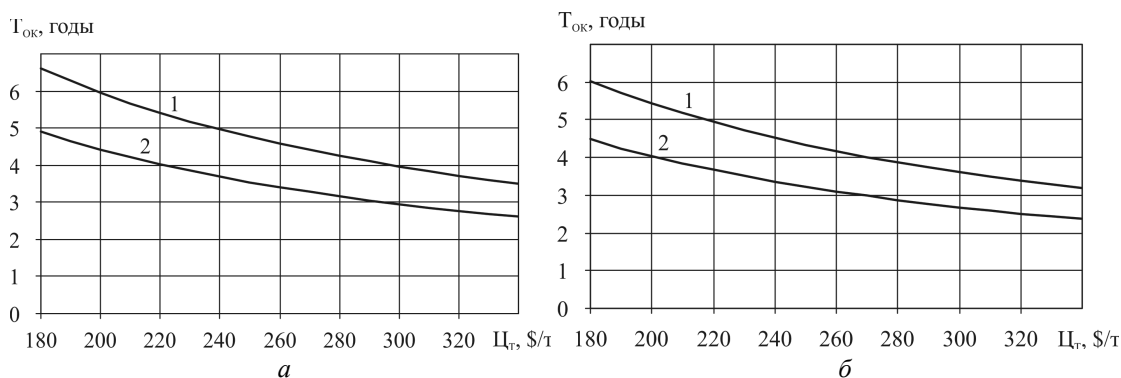
Рис. 4 – Удельные стоимости кожухотрубных испарителей $C_{и,уд} = C_{и}/Q_0$ (а) и конденсаторов водяного охлаждения $C_{кн,уд} = C_{кн}/Q_к$ (б) для разных тепловых нагрузок $Q_к$ по данным фирмы-разработчика «Onda»

При утилизации теплоты отходящих газов и наддувочного воздуха необходимо установить один И-ВО тепловой нагрузкой Q_0 , два примерно одинаковой тепловой нагрузкой кожухотрубных аппарата: испарительная секция генератора НРТ в пароводяном контуре УК на отходящих газах и экономайзерная секция НРТ в контуре пресной воды ОНВ; кожухотрубный конденсатор нагрузкой $Q_к$.

Целесообразность применения утилизации теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха для охлаждения воздуха на входе ТК с помощью ТТЭ оценивали по сроку окупаемости ТТЭ $T_{ок}: T_{ок} = K/(D - Э)$, где K — капитальные затраты на ТТЭ; D — годовой доход за счет экономии топлива; $Э$ — годовые эксплуатационные затраты.

Применение ТТЭ связано также с затратами энергии на привод циркуляционных насосов: $N_n = G_w \Delta P_n$, кВт, где G_w — расход хладо- или теплоносителя, кг/с; ΔP_n — создаваемый насосом напор, бар. Расходы хладо- и теплоносителей определяют из соответствующих тепловых балансов.

Результаты расчетов приведены на рис. 5 в виде зависимости срока окупаемости $T_{ок}$ теплоиспользующей установки от цены дизельного топлива C_t при эксплуатации балкера на рейсовой линии Одесса–Иокогама. При этом капитальные затраты на теплоиспользующую установку охлаждения воздуха на входе ГД рассчитывали исходя из мощности ГД в точке оптимизации N_0 , а сокращение потребления топлива двигателем — при эксплуатационной мощности N_s , которая меньше N_0 . Поэтому сроки окупаемости теплоутилизационной установки для ГД 6S60MC6.1-TI с мощностью $N_s = 7810$ кВт, намного меньшей $N_0 = 9790$ кВт, больше.



*а – утилизация теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха;
б – утилизация теплоты выпускных газов, наддувочного воздуха и воды высокотемпературного контура охлаждения двигателя;
1 – ГД 6S60MC6.1-TI ($N_0 = 9790$ кВт; $N_s = 7810$ кВт);
2 – ГД 8S50ME-C7.1-TII ($N_0 = 11400$ кВт; $N_s = 10580$ кВт)*

Рис. 5 – Сроки окупаемости $T_{ок}$ теплоиспользующей установки охлаждения воздуха на входе главного двигателя балкера типа «Киев» в зависимости от цены дизельного топлива C_t на рейсовой линии Одесса–Иокогама

Весьма неожиданное, на первый взгляд, увеличение срока окупаемости ТТЭ при использовании для покрытия дефицита холода (на отдельных участках рейса) дополнительной теплоты охлаждающей двигатель воды обусловлено непродолжительным применением дополнительного теплообменного оборудования при значительных затратах на него.

Выводы

Применение ТХМ-ТТЭ, использующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха для охлаждения циклового воздуха судовых МОД обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 2...3 г/(кВт·ч). Сроки окупаемости затрат на оборудование составляют 3...4 года.

Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation. – MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 15 p.
2. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1. – MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 1986.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO2 emission. – MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2005. – 12 p.
4. Проектная документация балкера типа «Киев»: Спецификация 17006.360060.0026: Черноморсудопроект, 1993.
5. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.
6. Прейскурант фирмы «Guentner»: Hans Güntner GmbH: <http://www.guntner.su/>; <http://www.guentner.de>: Güntner Product Calculator
7. Прейскурант фирмы «Onda»: <http://www.onda.su/>; <http://www.onda.su/prais-list>

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины.

РОЗДІЛ 2

ТЕПЛОВІ НАСОСИ, АКУМУЛЯТОРИ ХОЛОДУ, ТЕПЛОВИКОРИСТУЮЧІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ, ЕНЕРГО- І РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, НЕТРАДИЦІЙНІ МЕТОДИ ОТРИМАННЯ ХОЛОДУ. ПРОБЛЕМИ СТВОРЕННЯ, ДОСЛІДЖЕННЯ І ВИКОРИСТАННЯ НОВИХ МАТЕРІАЛІВ В КОНСТРУКЦІЯХ ЕЛЕМЕНТІВ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН І УСТАНОВОК

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ВТОРИЧНОЙ ТЕПЛОТЫ СУДОВЫХ ДВС ТЕПЛОНАСОСНОЙ ПАРОПРОИЗВОДЯЩЕЙ УСТАНОВКОЙ

Андреев А.А., канд. техн. наук, доцент, Калиниченко И.В., преподаватель
Национальный университет кораблестроения, Херсонский филиал

Проведен анализ возможности обеспечения водяным паром судовых потребителей на ходовом режиме судна при использовании теплонасосной паропроизводящей установки, утилизирующей низкопотенциальные вторичные тепловые ресурсы главного дизеля

The analysis of possibility of providing by the water steam of ship users in the working mode of ship at the use of heat pump steam producing plant to utilizing the low potential second thermal resources of main diesel engine is conducted

Ключевые слова: теплонасосная паропроизводящая установка, низкопотенциальная теплота.

Актуальность проблемы. Задача утилизации вторичной теплоты судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с целью повышения эффективности комплексного использования топливно-энергетических ресурсов ставится и успешно решается уже достаточно давно. Однако на сегодняшний день ситуация качественно изменилась. Повышение КПД (снижение удельного расхода топлива) современных судовых дизелей сопровождается перераспределением статей их теплового баланса, в частности уменьшением потерь с отходящими газами (ОГ) ДВС при одновременном возрастании доли теплоты, отводимой в охладителе наддувочного воздуха. Также имеет место существенное снижение температуры ОГ. Эти факторы в совокупности резко понижают эффективность традиционных схем утилизации, в которых теплота ОГ используется для выработки водяного пара в утилизационном парогенераторе (УПГ) или подогрева термальной жидкости (thermal oil) в утилизационном подогревателе, а теплота охлаждающей воды частично срабатывается в водоопреснительной установке (ВОУ). Понижение теплового потенциала ОГ приводит для некоторых типов судов, в первую очередь танкеров, к недостаточной производительности УПГ и необходимости ввода в работу на ходовом режиме вспомогательного котла (ВК) [1].

Одним из перспективных путей решения этой проблемы является применение на судах теплонасосных паропроизводящих установок (ТНПУ), источником потребляемой низкопотенциальной теплоты (НПТ) в испарителе у которых являлась бы вода системы охлаждения дизеля. Полученный водяной пар давлением 0,3...0,9 МПа можно использовать, в частности, для подогрева груза на танкерах на ходовом режиме. Это позволило бы, во-первых, утилизировать сбрасываемую теплоту охлаждающей воды, уменьшая тем самым тепловое загрязнение окружающей среды, во-вторых, отказаться от работы ВК на ходовом режиме судна, а следовательно понизить загрязнение атмосферы токсичными компонентами уходящих дымовых газов и, в-третьих, сэкономить котельное топливо.

Анализ исследований по данной проблеме. Теплонасосное направление утилизации вторичных тепловых ресурсов как судовых, так и стационарных энергетических установок для производства водяного пара в научно-технической литературе ранее уже рассматривалось. Однако, анализ различных вариантов теплоутилизирующих контуров на низкотемпературных рабочих телах (НРТ) для получения водяного пара, представленных в различных литературных источниках, показал, что приведенных данных недостаточно для оценки перспективности внедрения ТНПУ [2, 3]. Параметры работы ДВС приведены для устаревших моделей машин, не обоснован выбор НРТ, не произведены конструктивные расчеты основных машин и аппаратов, а также не обоснована рациональность использования ТНПУ на различных режимах работы ДВС.

Постановка задачи. Недостаточность достоверной информации и определила цель проведенного исследования, результаты которого нашли отражение в данной статье: провести анализ возможности обеспечения водяным паром судовых потребителей в ходовом режиме при использовании ТНПУ.

Изложение материала исследования. Первоначально с целью оценки областей предпочтительного использования ТНПУ с электроприводом авторами был произведен сравнительный анализ энергетических характеристик различных судовых паропроизводящих установок: теплонасосных и вспомогательных котельных [4]. В качестве критерия их сравнительной эффективности был выбран эксергетический КПД. Анализ полученных зависимостей для ТНПУ (рис. 1) и сравнение их с данными по ВК позволили сделать вывод, что одноступенчатая ТНПУ с электроприводом не имеет энергетических преимуществ

относительно лучших образцов судовых ВК, а двухступенчатая ТНПУ по эксергетическим показателям предпочтительней ВК при давлениях генерируемого насыщенного водяного пара до 0,6 МПа.

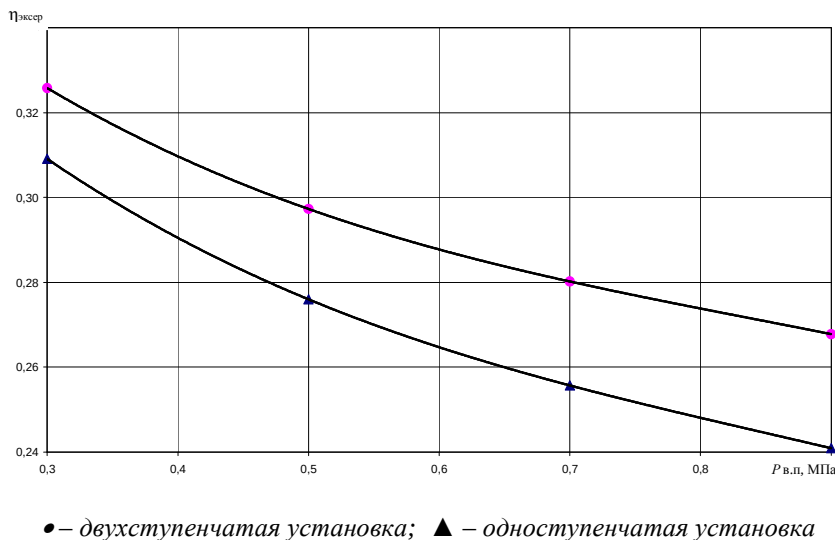


Рис. 1 – Зависимость эксергетического КПД теплонасосной паропроизводящей установки от давления вырабатываемого насыщенного водяного пара

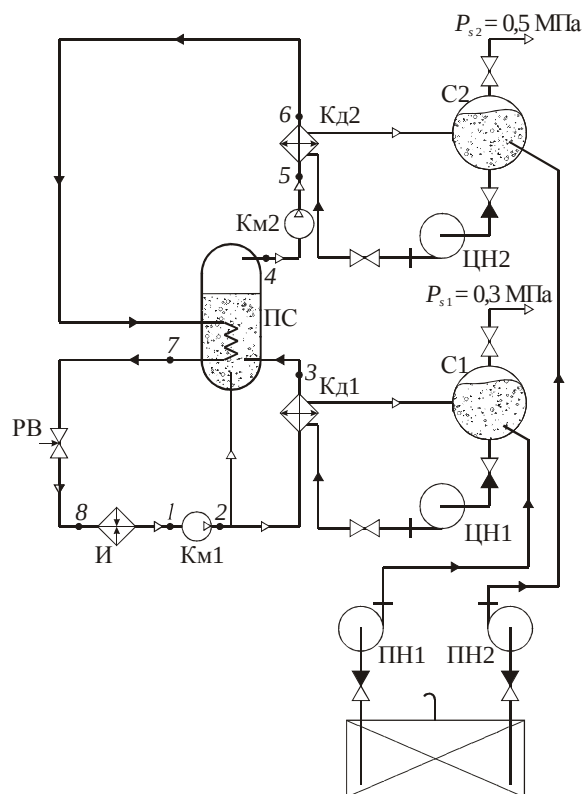
С учетом этого, были разработаны и защищены патентами [5, 6] принципиальные схемы многоступенчатых ТНПУ с получением насыщенного водяного пара трех давлений (0,3, 0,5 и 0,9 МПа). Однако, учитывая возможность термического разложения хладонов, являющихся рабочим телом ТНПУ, и с целью упрощения установки для дальнейших исследований была принята двухступенчатая схема согласно рис. 2, предназначенная для производства пара давлением 0,3 и 0,5 МПа. При этом предполагалось, что водяной пар давлением 0,8...0,9 МПа вырабатывается в традиционном УПГ за счет теплоты ОГ главного двигателя (ГД) судна. Установка работает следующим образом. Рабочий агент ТНПУ кипит в испарителе И, отбирая НПТ системы охлаждения ДВС. Далее он сжимается до промежуточного давления в компрессоре первой ступени Км1 и разделяется на два потока. Первый поток конденсируется в конденсаторе Кд1, являющемся генератором водяного пара низкого давления (0,3 МПа), и в жидком состоянии поступает в промежуточный сосуд ПС. Туда же поступает и второй поток пара НРТ промежуточного давления после компрессора первой ступени Км1. Из промежуточного сосуда ПС пар НРТ поступает на всасывание в компрессор второй ступени Км2. После сжатия в нем НРТ конденсируется в конденсаторе Кд2, который является генератором водяного пара среднего давления (0,5 МПа). Далее жидкий НРТ высокого давления охлаждается в змеевике промежуточного сосуда ПС, дросселируется в дроссельном клапане ДК и опять при низком давлении подается на вход в испаритель И.

Изображение процессов в цикле ТНПУ представлено на рис. 3.

Было выполнено расчетное исследование данной схемы ТНПУ на различных НРТ [7]. В качестве источника НПТ был выбран высокотемпературный контур системы охлаждения пресной водой малооборотного супердлинноходного дизеля 5RTA58T-B фирмы «Wartsila-NSD» (Финляндия) полной (номинальной) мощностью $Ne_{ном}^{ГД} = 10625$ кВт. По данным каталогов тепловая нагрузка на испаритель ТНПУ составит $Q_0 = 3605$ кВт. При этом температура охлаждающей пресной воды на входе и на выходе из испарителя должна поддерживаться соответственно 85 °С и 70 °С. Для производства водяного пара необходимых параметров давления конденсации НРТ принимались для первой и второй ступеней соответствующими 144 °С и 162 °С.

При выборе рабочего тела ТНПУ рассматривались НРТ, отвечающие следующим требованиям:

- отсутствие вакуума в системе для предотвращения подсоса воздуха и, соответственно, установки сложного оборудования, отделяющего воздух от НРТ. Для этого следует использовать такие НРТ, у которых давление кипения в испарителе больше или равно атмосферному давлению, то есть нормальная температура кипения НРТ должна быть меньше или равна температуре кипения в испарителе;
- осуществимость процесса конденсации НРТ в конденсаторе Кд2, что достигается в случае, если критическая температура хладагента больше температуры его конденсации в конденсаторе Кд2;
- озонобезопасность, что обеспечивается использованием таких НРТ, у которых молекулы не содержат атомов брома, а также атомов хлора без атомов водорода.



Цифры 1 и 2 в конце обозначений соответствуют аппаратам первой и второй ступени
 ДК – дроссельный клапан; И – испаритель; Кд – конденсатор; Км – компрессор;
 ПН – водяной питательный насос; ПС – промежуточный сосуд;
 С – сепаратор водяного пара; ЦН – водяной циркуляционный насос

Рис. 2 – Принципиальная схема теплонасосной паропроизводящей установки двух давлений

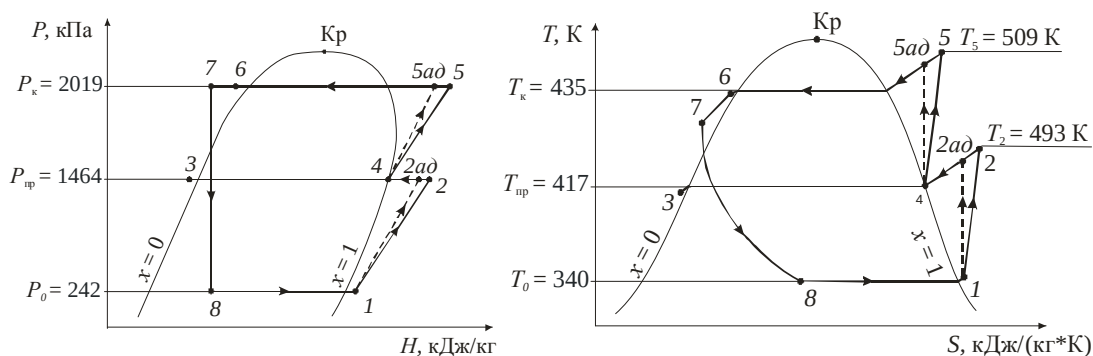


Рис. 3 – Цикл теплонасосной паропроизводящей установки в тепловых $H-P$ и $S-T$ -диаграммах состояния вещества (значения температур и давлений в характерных точках цикла приведены для хладагента R30)

Анализ эффективности применения различных НРТ (табл. 1) показал следующее. Хладоны R21 (CHFCl_2), R123 (CF_3CHCl_2), R160 (CH_2ClCH_3) имеют по сравнению с другими рассматриваемыми веществами высокое давление конденсации (желательно, чтобы оно не превышало 2,1 МПа, иначе это ведет к чрезмерному утолщению стенок трубопроводов, повышенной прочности корпуса компрессора и конденсатора, что вызывает их удорожание и т.д.); недостатком хладонов R123 и R4(13)0 (C_5H_{12}) является самое низкое значение коэффициента преобразования $\text{COP} < 2,0$. Для хладонов R21, R123 и R4(13)0 характерны высокие значения массовых расходов в цикле (больше 25 кг/с), что приводит к повышенным массогабаритным и стоимостным показателям машин, аппаратов и трубопроводов установки. Хладоны R20 (CHCl_3), R30 (CH_2Cl_2) и R280 ($\text{C}_3\text{H}_7\text{Cl}$) имеют примерно одинаковые отношения давлений в ступенях,

удовлетворительные значения давлений кипения и конденсации, а также близкие значения COP (2,6...2,8). Однако эти НРТ относятся к так называемым гидрохлоруглеводородным хладагентам (ГХУ) и характеризуются одними из худших экологических показателей среди рассматриваемой группы веществ (например, хладон R30 имеет потенциал озонового истощения ODP, равный 1,0). Таким образом, для оптимального выбора НРТ в каждом конкретном случае необходимо в дальнейшем разработать методику комплексной оценки эффективности ТНПУ, учитывающей энергетические, массогабаритные, эксплуатационные и экологические показатели работы установок.

Таблица 1 – Результаты расчета цикла ТНПУ на различных НРТ

Показатель работы установки, единица измерения	Марка НРТ						
	R20	R21	R30	R123	R160	R280	R4(13)0
Давления НРТ, кПа:							
кипения;	122	625	242	349	562	195	264
промежуточное;	850	2996	1464	1892	2743	1183	1444
конденсации	1199	4013	2019	2581	3678	1633	1967
Массовые расходы НРТ, кг/с, через:							
испаритель;	23,63	39,43	18,33	78,55	23,84	22,53	47,72
конденсатор Кд1	1,08	1,45	0,82	2,34	0,91	0,91	1,22
Отношение давлений ступеней:							
первой;	6,95	4,79	6,05	5,41	4,88	6,08	5,47
второй	1,41	1,34	1,38	1,36	1,34	1,38	1,79
Мощности привода компрессора ступени, кВт:							
первой;	1650	2342	1757	3084	2236	2014	3880
второй	350	455	378	576	422	303	959
Тепловая нагрузка на конденсатор второй ступени, кВт	5373	6151	5496	7023	6019	6573	9623
Расход насыщенного водяного пара среднего давления, кг/с	2,06	2,36	2,11	2,70	2,31	2,18	3,69
Коэффициент преобразования теплоты COP	2,82	2,29	2,70	1,99	2,26	2,56	1,59

В дальнейшем было проведено расчетное исследование для оценки эффективности работы ТНПУ в составе судовой энергетической установки конкретного судна. Как судно-прототип был выбран танкер проекта 15966 (типа «ГРИГОРИЙ НЕСТЕРЕНКО») водоизмещением $D = 35970$ т, разработки ЦКБ «Изумруд» (г. Херсон). Выбор этого типа судна определялся тем, что танкерный флот характеризуется, во-первых, большими мощностями установленных ГД, и, во-вторых, значительными потребностями в водяном паре, необходимом для подогрева топлива судовых ДВС и перевозимого груза, а также для функционирования различных общесудовых систем. Согласно судовой спецификации на танкере установлены: ГД марки 6ДКРН 60/195-10 полной (номинальной) мощностью $Ne_{nom}^{ГД} = 9370$ кВт; ВК марки КАВ 6,3/7 паропроизводительностью $D_{BK1} = 6,3$ т/ч и ВК марки КАВ 16/16 паропроизводительностью $D_{BK2} = 16$ т/ч; УПГ марки КУП 660 паропроизводительностью $D_{УК} = 5,4$ т/ч; три вспомогательных дизель-генератора (ВДГ) марки KRG-6 фирмы «Bergen Diesel» мощностью по $Ne_{nom}^{ВДГ} = 880$ кВт; ВОУ марки Д5-У производительностью по пресной воде 20...25 т/сутки. Численность экипажа — $z_{ЭК} = 24$ человека.

Выбор параметров работы ТНПУ определяется, с одной стороны, параметрами охлаждающей воды ДВС, являющейся источником НПТ, а с другой наличием на судне потребителей пара, в первую очередь, подогревателей груза. В качестве ГД танкера рассматривались современные малооборотные супердлинноходные дизели: 6RTA52U-B фирмы «Wartsila-NSD» полной (номинальной) мощностью $Ne_{nom}^{ГД} = 9600$ кВт и 6S50ME-C8-TH фирмы «MAN B&W» (Дания) мощностью $Ne_{nom}^{ГД} = 9960$ кВт. Для каждого из дизелей был проведен анализ возможных источников НПТ в системе охлаждения ДВС, показавший, что наибольший температурный потенциал среди источников НПТ имеет пресная вода, охлаждающая рубашки цилиндров (температура на выходе из дизеля 80...85 °С). Это делает её наиболее предпочтительным источником НПТ для работы ТНПУ.

Для оценки возможного количества НПТ необходимо определить количество дистиллята, вырабатываемого в ВОУ, которое требуется для пополнения судовых запасов пресной воды (зависит от численности экипажа судна, производительности котельных установок, мощности ГД и ВДГ, а также от количест-

ва сепараторов топлива и масла). Расчет показал, что для данного судна это количество дистиллята ориентировочно составит 22,28 т/сутки. Это значение соответствует производительности установленной на судне-прототипе ВОУ марки Д5-У, равной, как уже отмечалось ранее, 25 т/сутки.

С учетом количества теплоты, отбираемой для работы ВОУ от пресной воды системы охлаждения рубашек цилиндров ДВС, избыток теплоты, которая может быть использована в качестве источника НПП для ТНПУ, составит:

— для двигателя 6RTA52U-B $Q_0 = Q_{ХРЦ} - Q_{ВОУ} = 1862 - 743 = 1119$ кВт;

— для двигателя 6S50ME-C8-ТII $Q_0 = Q_{ХРЦ} - Q_{ВОУ} = 1450 - 743 = 707$ кВт.

Выбор хладагента — рабочего тела ТНПУ — проводился с учетом его эксплуатационных свойств (высокая критическая температура, невысокое давление конденсации, отсутствие вакуума в испарителе, химическая стабильность при воздействии высокой температуры, освоенность промышленностью и др.) и экологических характеристик (разрешенность к использованию Монреальским, Киотским и другими международными протоколами и конвенциями, нетоксичность и др.). В результате для расчетов циклов ТНПУ был выбран хладагент R123, который относится гидрохлорфторуглеродным хладагентам (ГХФУ) с низкой озоноразрушающей активностью. Согласно решению Венской конвенции, производство хладагентов группы ГХФУ разрешено до 2030 г. В промышленности хладагент R123 используют для ретрофита холодильных установок — водоохладителей, работающих на R11. По экологическим параметрам хладагент R123 имеет следующие характеристики: ODP равен 0,02; потенциал глобального потепления GWP — 90; не горюч, взрывобезопасен, в 6 раз менее токсичен аммиака [www.freonrf.ru/e/80542-freon-123].

При расчетном исследовании интегральных показателей ТНПУ, представленной на рис. 2, принималось, что расход G_1 НРТ через конденсатор нижней ступени Кд1 составляет 30 % общего его расхода G_0 в системе. Также задавались следующие исходные данные: температура питательной воды $t_w = 60$ °С; адиабатный КПД компрессора на НРТ $\eta_{ад} = 0,82$; КПД ВК $\eta_{ВК} = 0,85$; удельный расход топлива ВДГ $g_e = 0,2$ кг/(кВт·ч). При сравнении расхода топлива в ВДГ и ВК величина низшей удельной теплоты сгорания топлива Q_p^H была приравнена к значению для стандартного (условного) топлива.

Результаты расчета интегральных показателей ТНПУ для рассматриваемых ГД танкера проекта 15966, представленные в табл. 2, показали несомненные энергетические преимущества от установки ТНПУ на судне.

Таблица 2 – Результаты расчета ТНПУ для рассматриваемых ГД

Расчетный параметр, его обозначение и единицы измерения	Главный двигатель	
	6RTA52U-B	6S50ME-C8-ТII
Расход водяного пара (давление $P_{ВП} = 0,3$ МПа) G_{s1} , кг/с (кг/ч)	0,26 (936)	0,144 (518,4)
Расход водяного пара (давление $P_{ВП} = 0,5$ МПа) G_{s2} , кг/с (кг/ч)	0,5873 (2114)	0,4033 (1452)
Тепловая нагрузка на конденсатор Кд1 Q_1 , кВт	644	356
Тепловая нагрузка на конденсатор Кд2 Q_2 , кВт	1467	1008
Массовый расход хладагента в ТНПУ G_0 , кг/с	17,1	11,3
Электрическая мощность на привод компрессоров Км1 и Км2 N_e , кВт	756	540
Расход топлива ВДГ для выработки электроэнергии на привод компрессоров $G_{тДГ}$, кг/с (кг/ч)	0,04202 (151,3)	0,0300 (108,0)
Расход топлива ВК при получении водяного пара тех же параметров, что и ТНПУ, $G_{тВК}$, кг/с (кг/ч)	0,05812 (209)	0,03756 (135)
Количество сэкономленного топлива при использовании ТНПУ $\Delta G_t = G_{тВК} - G_{тДГ}$, кг/ч (%)	58 (27,7)	27 (20,1)
Тепловой коэффициент ТНПУ COP	2,8	2,5

К следующим задачам, требующим своего решения для обоснованной оценки перспективности внедрения ТНПУ на судах, можно отнести:

- определение массогабаритных и стоимостных показателей элементов ТНПУ;
- оптимизационные расчеты для нахождения наиболее эффективных схем, НРТ, параметров работы ТНПУ;
- оценка возможности работы ТНПУ при режимах работы ГД, отличных от номинального.

Выводы

1. Наиболее предпочтительным источником НПТ для работы ТНПУ является пресная вода, охлаждающая рубашки цилиндров ГД, имеющая температуру на выходе из дизеля 80...85 °С. Количество теплоты этого источника достаточно для одновременной работы ТНПУ и ВОУ.

2. Проведенные расчетные исследования показывают энергетическую целесообразность использования ТНПУ для получения водяного пара давлением 0,3...0,5 МПа для танкера в ходовом режиме.

Литература

1. Современное состояние систем глубокой утилизации вторичных энергоресурсов судовых дизельных энергетических установок/ А.А. Андреев, В.С. Самохвалов, Д.Н. Смагин, В.С. Цвиклис // 3б. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 5 (283). – С. 66-76.
2. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Эколого-энергетические аспекты внедрения на судах теплонасосных паропроизводящих установок// Наукові праці: Науково-методичний журнал. Т. 61. Вип. 48. Техногенна безпека. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили, 2007. – С. 46-52.
3. Андреев А.А. Теплонасосное направление генерирования водяного пара в промышленной энергетике // Промышленная теплотехника. – 2007. – т. 29, № 4. – С. 73-77.
4. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Сравнительная оценка энергетической эффективности судовых паропроизводящих установок различных типов// 3б. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК, 2007. – № 2 (413). – С. 100-106.
5. Патент на корисну модель № 27941, Україна, МПК F22B3/00, F25B30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоти теплонасосним парогенератором/ Андреев А.А., Калініченко І.В.; Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 15.05.2007; Опубл. 26.11.2007. – Бюл. № 19.
6. Патент на корисну модель № 29056, Україна, МПК F22B 3/00, F25B 30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоти теплонасосним парогенератором/ Андреев А.А., Калініченко І.В.; Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 29.05.2007; Опубл. 10.01.2008.
7. Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонасосными паропроизводящими установками/ Ю.В. Захаров, А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.И. Максимов// 3б. наук. пр. НУК. – 2005. – № 2 (401). – С. 70-79.

УДК 621.57

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕПЛООБМІННИКІВ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ

Андреев А.А., асистент, Коновалов Д.В., канд. техн. наук, доцент,
Радченко М.І., д-р техн. наук, професор
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв

Наведено основні положення математичної моделі теплообмінників тепловикористовуючої системи охолодження наддувного повітря суднових малооборотових дизелів. Показано особливості та переваги математичної моделі.

The basic principles of the mathematical model of heat exchangers in the waste heat recovery scavenge air cooling system of marine low speed diesel engines are presented. The particularities and advantages of the mathematical model have been shown

Ключові слова: теплообмінник, випаровування, утилізація теплоти, наддувне повітря, система охолодження.

1. Стан проблеми, невирішені питання, мета дослідження. Охолодження наддувного повітря двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) застосовують для досягнення двох цілей: підвищення потужності та зниження теплового навантаження деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна. Охолодження повітря збільшує його густину, відповідно і масу заряду циліндра двигуна. Збільшення маси заряду повітря в циліндрі дозволяє спалювати більшу кількість палива і виконати основну задачу системи наддувно-

го повітря — підвищити потужність двигуна N_e . Охолодження заряду циліндру, поряд із підвищенням потужності двигуна, дозволяє покращити умови експлуатації деталей ЦПГ — знизити температури поршня, втулки і кришки циліндра та органів газообміну. Застосування проміжного охолодження наддувного повітря підвищує потужність двигуна на 2,5...3,0 % на кожні 10 °C зниження температури повітря [1].

Ступені підвищення тиску сучасних наддувних турбокомпресорів (ТК) вельми високі ($\pi_k = 3,0...4,5$), завдяки чому тепловий потенціал наддувного повітря доволі високий. Так, температура повітря на виході з ТК сучасних малооборотних дизелів (МОД) становить $t_{tk} = 180...250$ °C. Зазвичай для охолодження наддувного повітря застосовують двоконтурні системи з проміжним контуром прісної води та двоступінчастим охолоджувачем наддувного повітря (ОНП) з першою — тепловикористовуючою (високотемпературною) ступінню ОНП_{вт} та другою — низькотемпературною ступінню ОНП_{нт}, яка, власне, й забезпечує охолодження повітря. Використання забортної води у зовнішньому контурі обмежує глибину охолодження повітря, оскільки при плаванні судна в тропічних умовах і влітку температура води у проміжному контурі, тобто на вході в ОНП_{нт}, може бути вельми високою ($t_w = 32...36$ °C). То ж проблема вдосконалення систем охолодження наддувного повітря має вирішуватись у напрямі збільшення глибини охолодження повітря з одночасною утилізацією його теплоти. Виходячи з цього, видається перспективним використовувати теплоту наддувного повітря в тепловикористовуючій холодильній машині (ТХМ) для виробництва холоду, який у свою чергу застосувати для глибокого охолодження наддувного повітря.

Для охолодження наддувного повітря можуть застосовуватись ежекторні хладонові (на низькокиплячих робочих тілах — НРТ) та абсорбційні ТХМ. Раціональна організація робочих процесів у тепловикористовуючих системах охолодження наддувного повітря (ТСОНП) і визначення оптимальних параметрів систем неможливі без розробки їх математичної моделі. Така модель включає в себе математичні моделі теплообмінних апаратів (ТОА): випарника НРТ низького тиску і генератора пари НРТ високого тиску (охолоджувача прісної води проміжного контуру охолодження наддувного повітря), а також ОНП, робочі процеси яких взаємно пов'язані.

Мета дослідження — розробити математичну модель теплообмінних апаратів тепловикористовуючої системи охолодження наддувного повітря.

2. Загальні положення математичної моделі теплообмінників ТСНОП. Основу розробленої математичної моделі ТСОНП становлять математичні моделі ТОА: генератора пари НРТ, який складається з економайзерної Γ_E та випарної $\Gamma_{вип}$ секцій, випарника — охолоджувача повітря або води (відповідно без і за наявності проміжного контура охолодження) та двоступінчастого ОНП. Розрахунок параметрів ДВЗ і ТК, які, з одного боку, є вхідними параметрами для математичної моделі ТСОНП (витрата та температура наддувного повітря після ТК), а з іншого — залежать від вихідних параметрів ТСОНП (температури охолодженого в ТСОНП наддувного повітря після ОНП), а також абсолютна та питома витрати палива МОД в залежності від температури повітря на вході ТК та охолоджуючої наддувне повітря води здійснювали за фірмовою програмою для суднових МОД «MAN B&W» [2].

Можливі два варіанти включення випарника ТХМ в систему охолодження наддувного повітря: безпосередньо, коли випарник НРТ є водночас і повітроохолоджувачем (В-ПО), та через проміжний водяний контур із охолодженням води у випарнику НРТ — випарнику-охолоджувачі води (В-ОВ), а наддувного повітря — у водяному охолоджувачі (ВОНП), як в ОНП_{нт} традиційної двоконтурної системи з проміжним контуром прісної води. Як приклад, на рис. 1 показано перший варіант — із випарником-повітроохолоджувачем (В-ПО).

Генератор пари холодоагенту (НРТ) на рис. 1 включає дві секції: економайзерну Γ_E , де рідкий холодоагент (після конденсатора) підігрівається до температури насичення, і випарну $\Gamma_{вип}$, де він випаровується з перегрівом пари. Це може бути кожухотрубний теплообмінник із течією НРТ у трубах, а гріючої прісної води — у міжтрубних каналах. Теплообмінник — проточний (одноходовий) по воді і багатходовий по НРТ. Як гріюче середовище застосовується вода, нагріта в ОНП_{вт}.

Основні положення математичної моделі теплообмінників ТСНОП розглянуто на прикладі випарника-генератора пари НРТ високого тиску. Розрахункова схема випарної секції генератора пари НРТ показана на рис. 2. Довжина прямої трубки L розбивається на k ділянок довжиною dz . Рух холодоагенту і води паралельний. Число ходів холодоагенту в змійовику n , а води у міжтрубному просторі — 1. Таким чином, напрям течій теплоносіїв в одних трубках змійовика прямоточний, а в інших протиточний. На кожній i -й ділянці трубки змійовика з рівнянь теплових балансів по холодоагенту і гріючій воді та теплопередачі визначалися параметри холодоагенту (тиск P_i , температура кипіння t_i , паровміст x_i), води (температура t_{wi}) та кількість теплоти Q_i , відведеної від води.

Критерієм теплової ефективності ТОА, у даному разі генератора пари НРТ, є густина теплового потоку q , віднесена, наприклад, до внутрішньої поверхні трубки, і метою проектування ТОА є забезпечення максимальної величини q .



джувача наддувного повітря; ТК – турбокомпресор; ТХМ – тепловикористовуюча холодильна машина



Наукові праці. випуск 39. том 1

Вхідні параметри: $G_w, G_r, t_{w1}, t_{r1}, P_{r1}, x_1, d_{вн}, d_3, L, n$.

Вихідні параметри: $Q_r, q, t_{w2}, t_{r2}, P_{r2}, x_2$.

При цьому G_w і G_r — витрати води та холодоагенту відповідно через міжтрубний канал і трубку (змійовик); $d_{вн}$ і d_3 — внутрішній і зовнішній діаметри трубки; L — довжина трубки (міжтрубного каналу).

Рівняння теплового балансу по холодоагенту, воді та теплопередачі для i -ї ділянки мають вигляд:

$$Q_i = G_r r (x_{2(i)} - x_{1(i)}); \quad Q_i = G_w c_{pw} (t_{w(i)} - t_{w(i+1)}); \quad Q_i = k_i \theta_i F_i,$$

де r — теплота фазового перетворення;

c_{pw} — теплоємність води.

На кожному i -му кроці інтегрування (на виході з i -ї ділянки) визначалися параметри води (температура $t_{w(i+1)}$), холодоагенту (тиск $P_{i+1} = P_i - dP$, паровміст $x_{i+1} = x_i + dx$ та температура кипіння $t_{r(i+1)} = t_{r(i)} - dt_r$, кількість теплоти $Q_i = q_i \pi d_{вн} dz$, яка відводиться на i -ій ділянці.

Збільшення паровмісту dx_i на i -й ділянці розраховується за рівнянням $dx_i = 4 q_i dz / (d_{вн}(\rho w) r dx)$, одержаним з балансу теплоти, підведеної у процесі теплопередачі та сприйнятої холодоагентом у процесі кипіння: $Q_i = q_i \pi d_{вн} dz = 0,25 \pi d_{вн}^2 (\rho w) r dx_i$.

Густина теплового потоку на i -й ділянці, віднесеного до поверхні з боку киплячого холодоагенту:

$$q_i = k_i \theta_i,$$

де k_i — коефіцієнт теплопередачі:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_w \cdot \left(\frac{d_3}{d_{вн}} \right)^2}}.$$

Тут α_a, α_w — коефіцієнти тепловіддачі до холодоагенту та води, приведені до внутрішньої поверхні трубки;

$R_i = \delta_i / \lambda_i$ — термічний опір стінки трубки, забруднень тощо;

δ_i — товщина стінки, шару забруднення тощо;

λ_i — коефіцієнт теплопровідності.

Температурний напір θ_i на ділянках довжиною dz розраховують як різницю температур води та холодоагенту: $\theta_i = t_{w(i)} - t_{r(i)}$.

Тепловіддачу до води у міжтрубному каналі розраховують за рівнянням Діттуса–Болтера для однофазової течії

$$\alpha_w = 0,023 \cdot \frac{\lambda_w}{d_e} \cdot \text{Pr}_w^{0,4} \cdot \text{Re}_w^{0,8},$$

де d_e — еквівалентний діаметр міжтрубного каналу;

λ_w — коефіцієнт теплопровідності для води;

Pr і Re — критерії Рейнольдса і Прандтля для води.

Температура води на виході з i -ої ділянки при протічанні

$$t_{w(i+1)} = t_{w(i)} - Q_i / (G_w c_{pw})$$

або для протічності

$$t_{w(i+1)} = t_{w(i)} + Q_i / (G_w c_{pw}).$$

Спад температури кипіння в генераторі Δt_{ri} зумовлений гідравлічним опором киплячого двофазового потоку ΔP_i , розраховується за рівнянням Клаузіуса–Клапейрона:

$$\frac{dP_i}{dt_{ri}} = \frac{r}{T_r \cdot (v_{п} - v_{pid})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_{ri}}, \text{ звідки } \Delta t_{ri} = \frac{\Delta P_0 \cdot T_r \cdot (v_{п} - v_{pid})}{r}.$$

Гідравлічний опір тертя ΔP_r визначають за методом Локкарта–Мартініеллі [3]:

$$\begin{aligned} \Delta P_r &= \Phi_{pid}^2 \Delta P_{pid} \text{ при } \Delta P_{pid} > \Delta P_{п}; & \Delta P_r &= \Phi_{п}^2 \Delta P_{п} \text{ при } \Delta P_{п} > \Delta P_{ж}; \\ \Delta P_{pid} &= \zeta_{pid} (\rho w)^2 (1-x)^2 L / (2 d_{вн} \rho_{pid}); & \Delta P_{п} &= \zeta_{п} (\rho w)^2 x^2 L / (2 d_{вн} \rho_{п}); \\ \zeta_{pid} &= 0,3164 \text{Re}_{pid}^{-0,25}; & \zeta_{п} &= 0,3164 \text{Re}_{п}^{-0,25}; \\ \text{Re}_{pid} &= \frac{\rho w \cdot (1-x) \cdot d_{вн}}{\mu_{pid}}; & \text{Re}_{п} &= \frac{\rho w \cdot x \cdot d_{вн}}{\mu_{п}}. \end{aligned}$$

$$\Phi_{п} = 1 + 2,85 X_{tt}^{0,52},$$

параметр Мартініеллі $\Phi_{pid} = \Phi_{п} / X_{tt} = X_{tt}^{-1} + 2,85 X_{tt}^{-0,48}$.

Параметр Мартініеллі–Нельсона $X_{tt} = (\Delta P_{ж} / \Delta P_{п})^{0,5}$.

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_{\text{рід}}}{\mu_{\text{п}}} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{v_{\text{рід}}}{v_{\text{п}}} \right)^{0,5}.$$

Тут $\mu_{\text{рід}}$ і $\mu_{\text{п}}$ — динамічна в'язкість рідини та пари холодоагенту;

$v_{\text{рід}}$ і $v_{\text{п}}$; $\rho_{\text{рід}}$ і $\rho_{\text{п}}$ — питомі об'єми та густина рідини та пари;

w — швидкість;

ρw — масова швидкість.

При розрахунку тепловіддачі до киплячого холодоагенту у трубках $\Gamma_{\text{вип}}$ враховувалася наявність кризи кипіння, зумовленої падінням інтенсивності тепловіддачі через осушення внутрішньої стінки трубки з переходом до режиму дисперсної течії [4]. Коефіцієнт тепловіддачі в докризовому режимі кипіння — при змоченій холодоагентом стінці трубки — розраховуються за рівнянням, одержаним з використанням аналогії Рейнольдса між перенесенням теплоти та імпульсу [5]

$$\alpha = C \cdot \frac{\lambda_{\text{рід}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Pr}_{\text{рід}} \cdot \text{Re}_{\text{рід}}^{3/4} \cdot \Phi_{\text{рід}}^{6/7},$$

де C — постійна, яка залежить від теплофізичних властивостей холодоагенту.

Тепловіддачу в дисперсному потоці розраховують, як для чистої пари $\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Pr}_{\text{п}}^{0,4} \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{0,8}$.

На рис. 3 наведено результати розрахунку локальних по довжині $L_{\text{зм}}$ всього змійовика (сумарній довжині 4 прямих трубок довжиною L кожна) коефіцієнтів тепловіддачі α до киплячого холодоагенту і теплопередачі k , приведені до внутрішньої поверхні змійовика) для чотирьохходового змійовика довжиною $L_{\text{зм}} = 12$ м і довжиною однієї трубки $L = 3$ м; холодоагент R142b; граничний паровміст $x_{\text{гп}} = 0,9$; температура кипіння холодоагенту в генераторі $t_{\text{г}} = 120$ °C; температура води на вході $t_{\text{w1}} = 180$ °C; діаметр трубки $d = 22 \times 2$ мм; швидкість води $w_{\text{w}} = 1$ м/с.

Зміна локальних значень температурного напору θ і густини теплового потоку q , приведені до внутрішньої поверхні змійовика, по довжині $L_{\text{зм}}$ змійовика наведена на рис. 3.

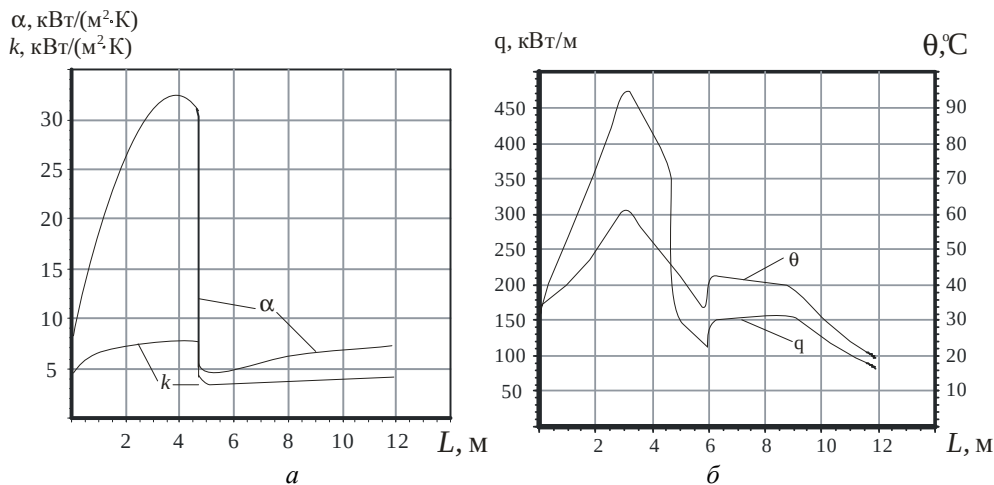


Рис. 3 – Залежності локальних коефіцієнтів тепловіддачі до киплячого холодоагенту і теплопередачі k , (а), температурного напору і густини теплового потоку q (б) по довжині L змійовика випарника-генератора пари холодоагенту

Як видно, вкрай низькі значення коефіцієнтів тепловіддачі α до киплячого холодоагенту в дисперсному режимі і, як наслідок, теплопередачі k в цілому (рис. 3,а) призводять до відповідно малої густини теплового потоку q практично на половині довжині $L_{\text{зм}}$ змійовика випарної секції генератора (рис. 3,б). Забезпечити високу густину теплового потоку q на всій поверхні змійовика випарної секції генератора можна, обіравши процес випаровування до граничного паровмісту, тобто вилучивши дисперсний режим. Це можна реалізувати шляхом двоступінчастого випаровування з неповним фазовим переходом у першій ступені і повним — у другій. Завдяки тому, що у другу ступінь із повним випаровуванням (відповідно з низькою інтенсивністю тепловіддачі й теплопередачі в дисперсному режимі) надходить лише 10 % витрати холодоагенту, що відповідає граничному паровмісту $x_{\text{гп}} = 0,9$, середня густина теплового потоку q всього двоступінчастого випарника буде лишатись високою.

Таким чином, розроблена математична модель теплообмінників тепловикористовуючої системи охолодження наддувального повітря (ТСОНП) суднового МОД, зокрема випарної секції генератора пари холодоагенту, яка враховує зміну локальних (по довжині) інтенсивності тепловіддачі і теплопередачі при кипінні холодоагенту в трубах, дозволяє виявити поверхні теплообміну з низькою інтенсивністю теплообміну і раціонально організувати процес фазового переходу, зокрема, шляхом двоступінчастого випаровування, яке забезпечує високу густину теплового потоку на всій поверхні апарату.

Висновки

1. Розроблена математична модель теплообмінників тепловикористовуючої системи охолодження наддувального повітря суднових МОД.
2. Особливістю математичної моделі є те, що вона враховує зміну локальних інтенсивності тепловіддачі і теплопередачі при кипінні холодоагенту в трубах, дозволяє виявити поверхні теплообміну з низькою інтенсивністю теплообміну і раціонально організувати процес фазового переходу.

Література

1. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др. – М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.
2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.
3. Chaddock J.B., Varma H.K. An Experimental Investigation on Dry-out with R22 Evaporating in a Horizontal Tube // ASHRAE Transactions. – 1979. – Vol. 85. – P. 105–121.
4. Lockhart R.W., Martinelli R.C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // Chem. Eng. Progr. – 1949. – Vol. 45. – №1. – P. 39–48.
5. Справочник по теплообменникам. Т.2 / Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень МОН України у рамках гранту Президента України.

УДК 621.577: 697.34

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В АКВАКУЛЬТУРЕ

**Иванов А.В., д-р экон. наук, профессор, Мнацаканян А.Г., д-р экон. наук, профессор,
Суслов А.Э., канд. техн. наук, доцент, Бестужев А.С., канд. техн. наук, доцент
ФГОУ ВПО «Калининградский государственный технический университет», г. Калининград**

В настоящее время увеличение числа предприятий аквакультуры на территории Российской Федерации является одним из приоритетных направлений развития рыбного хозяйства. Затраты на термopодготовку воды значительно влияют на рентабельность предприятия. Для увеличения эффективности рассматриваются варианты использования традиционных энергоносителей и применение теплонасосной установки.

Currently the increase in the number of the aquaculture's enterprises at territory of the Russian Federation is one of priority directions of development of fishing industry. Expenses for water thermopreparation significantly influence profitability of the enterprise. To increase the efficiency variants of use of traditional energy sources and application of heat pump installation are considered.

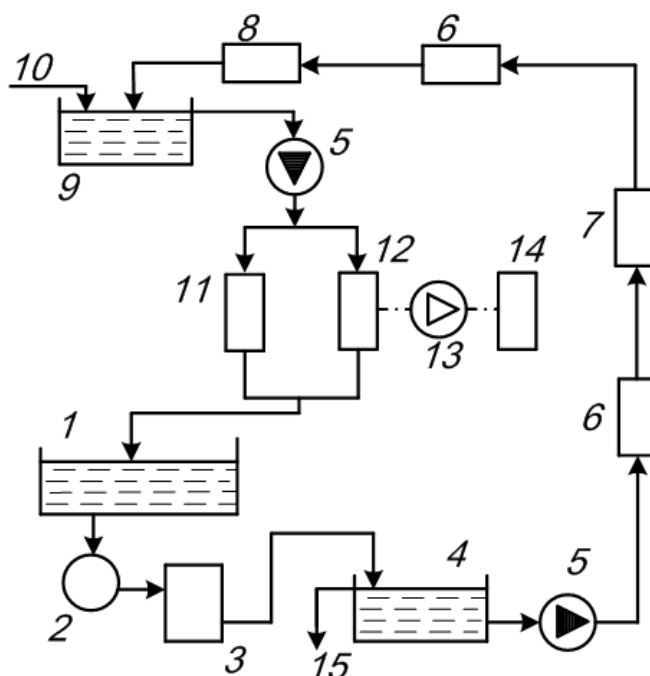
Ключевые слова: тепловые насосы, предприятия аквакультуры, термopодготовка воды.

Аквакультура является одним из важнейших направлений повышения уровня продовольственной безопасности в нашей стране. В 2007 году министерством сельского хозяйства Российской Федерации была принята «Стратегия развития аквакультуры в Российской Федерации на период до 2020 года». По этой программе аквакультура получила статус важнейшего направления функционирования рыбохозяйственного и природоохранного комплексов нашей страны [1].

При проектировании и модернизации предприятия аквакультуры одним из важнейших является выбор способа обеспечения температурного режима подготовки воды, подаваемой в инкубационные установки и бассейны. Выбор способа термopодготовки воды напрямую влияет на рентабельность предпри-

ятия при дальнейшей эксплуатации. Кроме того, при выращивании рыбы требуется не только нагревать, но и охлаждать воду, подаваемую в установку замкнутого водообеспечения (УЗВ), в разные периоды цикла выращивания. Для этих целей в системах водоподготовки используются холодильные машины для охлаждения и три способа нагрева воды: теплоносителем от котельной (горячая вода или пар); электрическими нагревателями; тепловыми насосами.

Схема нагрева воды теплоносителем или электрическим нагревателем в холодный период года и охлаждения с помощью холодильной машины в теплый сезон, в установке для выращивания рыб (УЗВ) представлен на рис. 1. В состав установки входит бассейн (1), микрофильтр с системой очистки сита (2). Очищенная в микрофильтре вода подается в биологический фильтр (3). После чего собирается в емкость (4) откуда насосом (5) через бактерицидные облучатели (6), песчаный фильтр (7) и аэратор (8) подается в балластную емкость (9). Пополнение свежей водой (10) для компенсации потерь при промывке осуществляется в балластную емкость, а удаление избыточной загрязненной воды из системы (15) — из емкости (4). Далее насосом (5) вода через проточный нагреватель (11), в котором нагревается в холодный период года или испаритель (12) холодильной машины (ХМ), в котором охлаждается в теплый сезон, подается в бассейн (1). На рис. 2 представлена схема установки УЗВ, с использованием теплового насоса (ТН). Процесс очистки воды и необходимое для этого оборудование такое же, как в первом варианте. Различие состоит в том, что функции теплообменника и холодильной машины объединяет в себе тепловой насос, который включает в себя 2 испарителя (12), позволяющих использовать сбрасываемую воду, как источник теплоты для ТН в холодный период года, или охлаждать воду, подаваемую в УЗВ, в теплый период года.

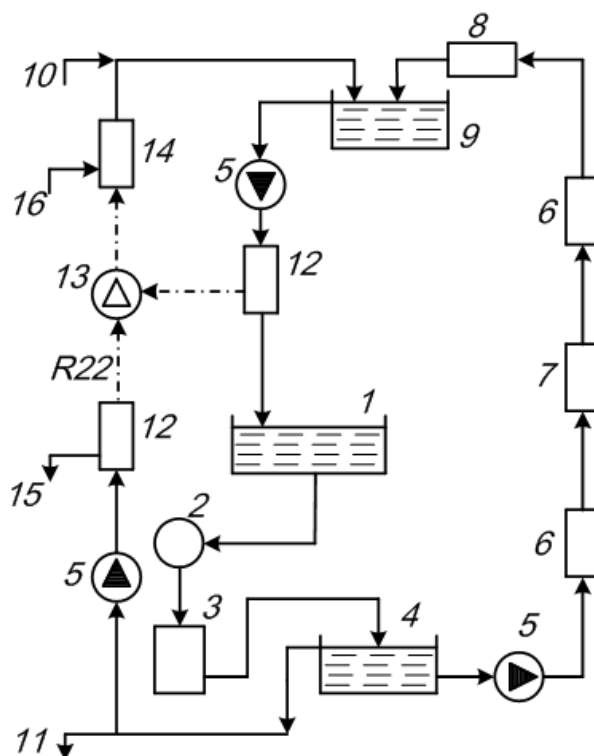


- 1 – бассейн для рыб; 2 – микрофильтр; 3 – биологический фильтр; 4 – накопительная емкость;
 5 – насос; 6 – бактерицидные облучатели; 7 – песчаный фильтр; 8 – аэратор;
 9 – балластная емкость; 10 – подпитка; 11 – проточный нагреватель воды;
 12 – испаритель ХМ; 13 – компрессор ХМ; 14 – конденсатор ХМ; 15 – сброс воды

Рис. 1 – Принципиальная схема замкнутой установки для выращивания молоди рыб с холодильной машиной и системой нагрева воды теплоносителем

Растущие тарифы на энергоресурсы существенно повышают издержки при выращивании рыбы, приводя к снижению рентабельности производства [2]. По прогнозу Правительства Российской Федерации в 2011–2013 гг., рост цен на электроэнергию в России ежегодно будет составлять 10...12 процентов, на газ 15 %, на уголь энергетический около 10 %, на мазут топочный 5 % ежегодно.

Анализируя оптовые цены на энергоресурсы в Калининградском регионе в 2011 году можно прогнозировать цены на газ и электроэнергию в 2013 году — 3870 руб/тыс.м³ и 3,84 руб/кВт·ч., цены на мазут и рядовые марки углей 12700 рублей и 4285 рублей за тонну соответственно.



1 – бассейн для рыб; 2 – микрофильтр; 3 – биологический фильтр; 4 – накопительная емкость; 5 – насос; 6 – бактерицидные облучатели; 7 – песчаный фильтр; 8 – аэратор; 9 – балластная емкость; 10 – подпитка в теплый период; 11 – сброс воды в теплый период; 12 – испаритель ТН; 13 – компрессор ТН; 14 – конденсатор ТН; 15 – сброс воды в холодный период; 16 – подпитка в холодный период

Рис. 2 – Принципиальная схема замкнутой установки для выращивания молоди рыб с тепловым насосом

При выборе способа термоподготовки воды в УЗВ следует обратить внимание, кроме экономической выгоды, на влияние на экологическую обстановку в районе нахождения предприятия, поскольку для аквакультуры весьма важна чистота территории, где выращивается рыба. Для угольных котельных полная очистка дымовых газов практически неосуществима, а наиболее совершенные методы очистки обеспечивают отделение главным образом твердых фракций и не позволяют устранить выделение в атмосферу сернистого газа и других вредных примесей. Системы качественной очистки продуктов сгорания достаточно дороги и сравнимы по стоимости с котельной. В европейских странах для снижения выбросов сернистого газа в атмосферу действует стандарт на предельное содержание серы в углях, используемых для целей отопления. При использовании теплового насоса такие выбросы отсутствуют и делают термоподготовку воды для УЗВ экологически чистой, что также необходимо учитывать при выборе системы термоподготовки [3].

Тепловой насос использует для термоподготовки воды теплоту из установки УЗВ, а при её недостаточности использует теплоту водоема, как правило, расположенного рядом с предприятием аквакультуры. Кроме того, тепловой насос позволяет не только нагревать, но и охлаждать воду в теплый период года, что уменьшает количество необходимого технологического оборудования, а соответственно капитальные вложения.

Критерием эффективности применения того или иного варианта термоподготовки воды для УЗВ является годовой экономический эффект, определяемый путем сопоставления приведенных затрат базового и альтернативного варианта, при этом оптимальное решение соответствует условию:

$$Z = E_n \cdot K + C = \min,$$

где Z — приведенные годовые затраты, руб/год;

E_n — экономическая норма дисконта, 1/год;

K — капитальные затраты, руб.;

C — ежегодные издержки производства, руб./год.

Нами проведен сравнительный технико-экономический анализ предприятия в Калининградской области, на котором проектируется система УЗВ. Вода на подпитку системы УЗВ поступает из скважины, температура воды плюс 9 °С, объем подпитки и сброса воды из системы УЗВ — 300 м³ в сутки. Подогрев воды осуществляется до 32 °С, необходимая тепловая мощность установки 300 кВт. В качестве источников подогрева воды рассмотрены следующие варианты:

1. Теплонасосный отопительный стенд, на базе теплонасосных агрегатов.
2. Модульная котельная на твердом топливе (уголь).
3. Модульная газовая котельная.
4. Модульная мазутная котельная.

Во всех вариантах, кроме теплового насоса, учитывается стоимость холодильной машины, которая используется для охлаждения воды в теплый период года. Электроэнергия, затраченная при работе в летний период на охлаждение воды, одинакова во всех вариантах, и по этой причине ее стоимость в расчетах не учитывается.

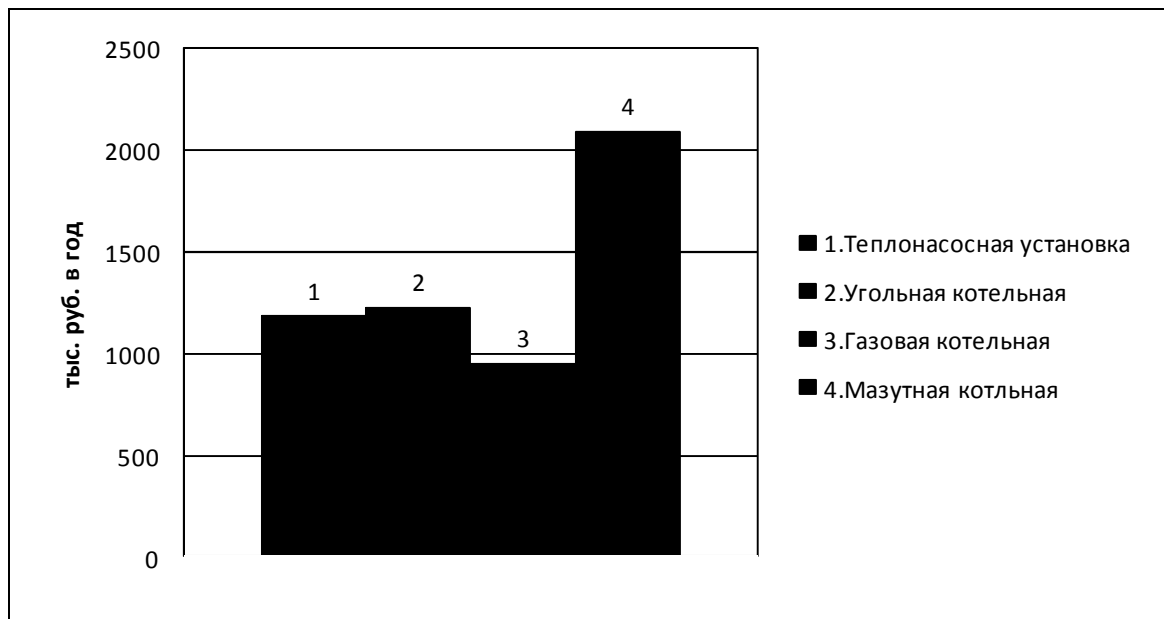


Рис. 3 – Годовые приведенные затраты для различных систем нагрева воды

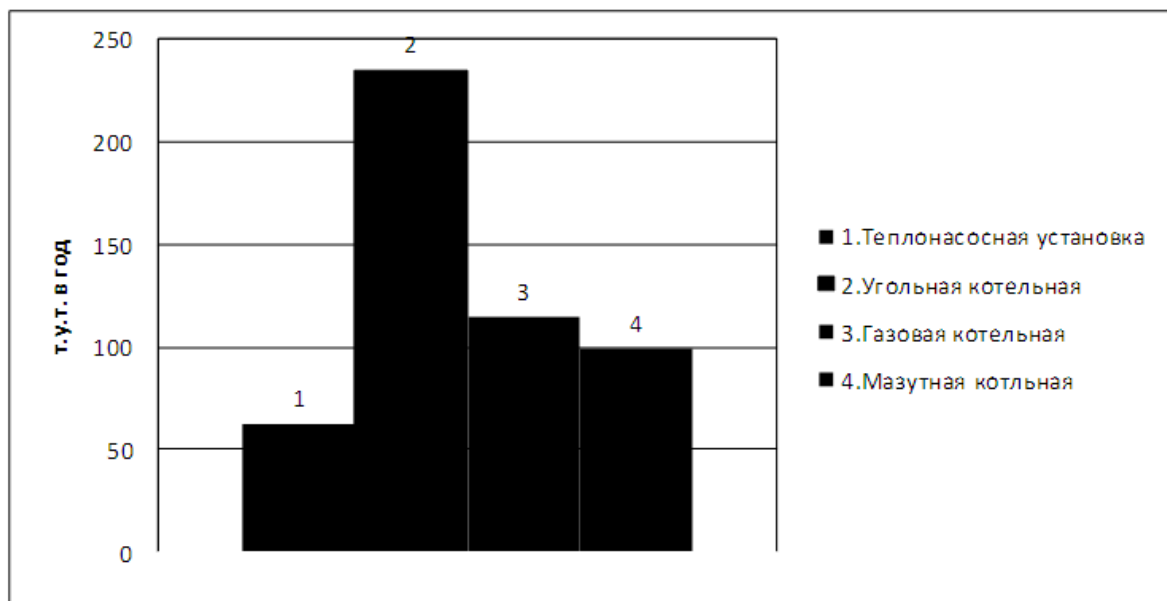


Рис. 4 – Суммарные затраты условного топлива различными источниками нагрева воды

Стоимость оборудования рассчитана по результатам статистической обработки цен оборудования различных производителей и мощности. Расход топлива принят усредненным из анализа данных различных производителей.

В расчетах учтены: стоимость подключения к электросетям, стоимость котельных с учетом вспомогательного оборудования, коэффициент использования тепловой мощности, с учетом потребления тепла на собственные нужды, годовое потребление топлива, установленная электрическая мощность, суточная потребляемая электрическая мощность, коэффициент использования оборудования, стоимость топлива и электроэнергии, дополнительные эксплуатационные расходы.

Экономическая норма дисконта E_n 1/год равна 0,08, длительность холодного периода 212 дней, коэффициент потерь электроэнергии при транспортировке 1,2. При пересчете на условное топливо приняты коэффициенты 0,833 для 1000 м³ газа, 0,733 для 1 т мазута и 1,4 для 1 т угля.

По данным Минпромэнерго РФ, в 2009 году выработка электроэнергии всеми электростанциями в процентном отношении составила: тепловыми — 66,6 %, атомными — 15,7 %, гидроэлектростанциями — 17,6 %. Таким образом, в затратах на выработку 1 кВт электроэнергии расход органического топлива составляет 66,6 % и при расчете затрат условного топлива потребителями электроэнергии при норме расхода условного топлива для тепловых станций 0,315 кг у.т./кВт (данные РАО ЕЭС), норма удельного расхода топлива составит $0,315 \times 0,666 = 0,209$ кг у.т./кВт.

Выводы

Анализируя данные расчетов, можно отметить, что по приведенным затратам (рис. 3) газовая котельная по сравнению с ТН отличаются незначительно. Однако, принимая во внимание годовые затраты условного топлива (рис. 4), прогноз стоимости газа в РФ на уровне мировых цен к 2015 г., применение тепловых насосов для предприятий аквакультуры становится более перспективным источником теплоснабжения, отвечающего ужесточающимся требованиям экологической безопасности производства. Кроме этого, следует отметить, что широкое внедрение теплонасосных установок во всех областях промышленности, сельского хозяйства и ЖКХ невозможно без государственной поддержки, как это происходит в других странах (Германия, Япония, Норвегии и др.), экономически поддерживающих внедрение нетрадиционной низкопотенциальной теплоэнергетики.

Литература

1. Стратегия развития аквакультуры в Российской Федерации на период до 2020 года // Министерство сельского хозяйства Российской Федерации. — Москва, 2007.
2. Суслов А.Э. О целесообразности применения теплонасосных установок в системах теплоснабжения / А.Э. Суслов, Ю.А. Фатыхов, В.Н. Эрлихман // Холодильная техника. — 2008. — № 12.
3. Эрлихман В.Н. Энергосбережение в технологических процессах агропромышленного комплекса с использованием теплонасосных установок. Монография / В.Н. Эрлихман, Ю.А. Фатыхов, А.Э. Суслов. — Калининград: КГТУ, 2007. — 234 с.

УДК 621.1

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА НИЗКОКИПЯЩЕМ РАБОЧЕМ ТЕЛЕ

Мелкозеров М.Г., канд. техн. наук, доцент;
Ходенков А.А., магистрант; Делков А.В., магистрант
Кишкин А.А., д-р техн. наук, профессор
Сибирский государственный аэрокосмический университет
им. акад. М.Ф. Решетнева, г. Красноярск

Рассматриваются вопросы моделирования рабочего процесса паротурбинной установки на низкокипящем рабочем теле. Выделяется прямая и обратная задача проектирования подобных установок. Приводится описание модели с учетом основных потерь в различных элементах установки.

This article covered issues of modeling workflow steam turbine at low boiling working medium. Provided direct and inverse problem of designing such systems. Considered description of the model with the main losses in different elements of the installation.

Ключевые слова: низкокипящее рабочее тело, математическая модель, производство электроэнергии.

Необходимость повышения надежности и качества электроснабжения обуславливает переход к децентрализованной схеме с использованием установок малой энергетики [1]. Тенденции в ценах на энергоносители, экологическая политика делают использование паротурбинных установок самым приемлемым вариантом. В развитых странах мира 10...25 % электроэнергии производится средствами малой энергетики. Актуальность использования установок резервного электроснабжения (мощностью до 150...200 кВт) с каждым годом возрастает.

Техническая сторона вопроса обуславливает использование возобновляемых источников (энергии солнца, термальных вод) или утилизацию тепловых выбросов промышленности. В этом случае возникает проблема низкопотенциальности используемого тепла: на выходе паровой турбины температура отработавшего пара колеблется в районе 100 °С [2], эффективный тепловой поток солнечной энергии с использованием коллекторов позволяет получить температуру порядка 80...110 °С. Здесь актуальность приобретают тепловые двигатели на низкокипящем рабочем теле (НРТ). Затраты на парообразование таких рабочих тел значительно меньше, чем, например, для воды. В качестве теплового двигателя ввиду низких уровней энергии тела целесообразно использовать паровую турбину. В качестве рабочего тела используются фреоны.

В связи с изложенным выше возрастает потребность анализа, расчета и проектирования подобных установок. Актуальность работ по созданию паротурбинных установок на низкокипящих рабочих телах обуславливает потребность в моделировании рабочих циклов установки для описания и оптимизации ее процессов. Данная задача рассматривается в настоящей работе.

Создание математических моделей является перспективным направлением в современных исследованиях. Модель позволяет рассчитать основные параметры процесса при известных начальных данных, получить их изменение при варьировании входных данных, оценить влияние различных факторов на работу установки.

Математическая модель определяет совместную работу составных элементов ПТУ НРТ. Структурная схема установки (рис. 1) включает в себя следующие элементы:

1. Турбина — используется активная осевая турбина для превращения энергии рабочего тела в работу.
2. Циркуляционный насос — предназначен для повышения давления рабочего тела и подачи его в испаритель.
3. Испаритель — предназначен для передачи тепла от источника к хладагенту.
4. Конденсатор — предназначен для передачи тепла хладагента источнику холода и перевода хладагента в жидкую фазу.
5. Электродвигатель.

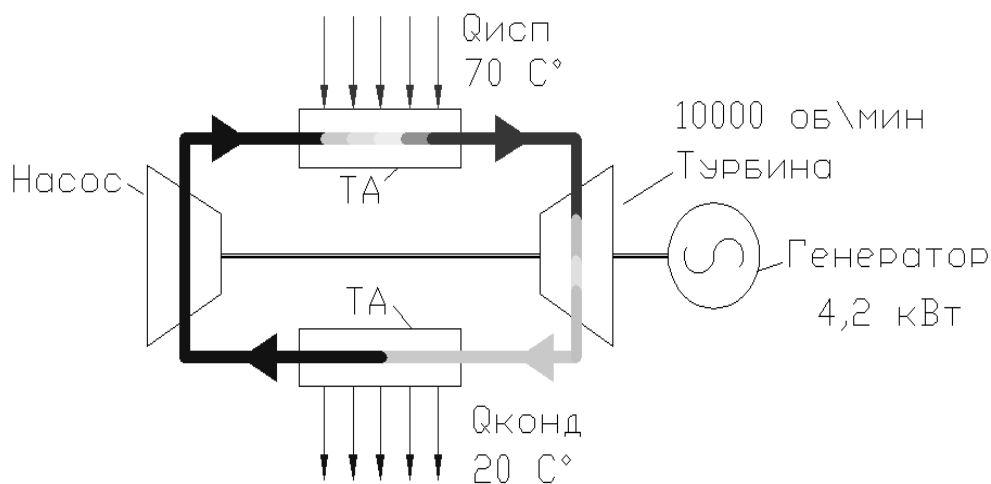


Рис. 1 – Структурная схема установки

Принцип работы установки следующий. Рабочее тело получает тепло от источника в испарителе, за счет чего он испаряется и нагревается. После этого рабочее тело поступает на турбину, где расширяется с отводом энергии. Давление и температура рабочего тела при этом снижаются. Далее рабочее тело поступает в конденсатор, где конденсируется за счет взаимодействия с источником холода. Жидкий хладагент сливается в ресивер, откуда отбирается циркуляционным насосом и подается в конденсатор.

В основе модели установки заложены математические модели входящих в нее элементов, позволяющие определять основные параметры рабочего тела, по которым можно судить о реакции оборудования на изменение как внешних, так и внутренних влияющих факторов. В рассматриваемой установке основными параметрами, которые обеспечивают требуемые режимы работы, являются: давление p , расход V , температура T и угловая скорость вращения ротора турбины ω .

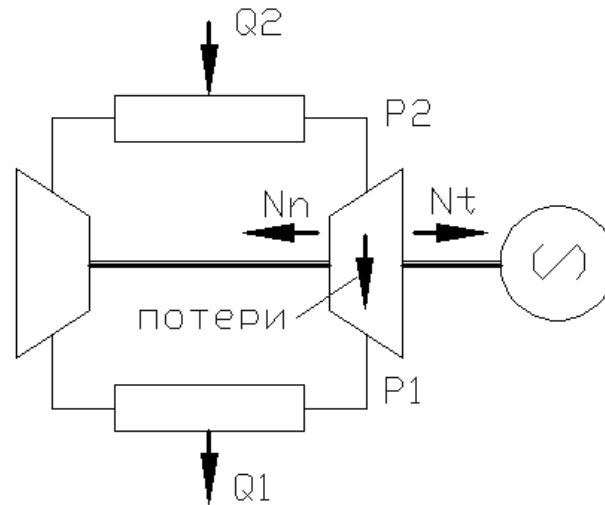


Рис. 2 – Баланс энергий системы

Баланс энергий системы в модели представлен следующим образом (рис. 2). На турбине вырабатывается адиабатическая мощность N_{ad} , зависящая от параметров рабочего тела на входе и на выходе и от массового расхода.

$$N_{ad} = L_{ad} \cdot \dot{m} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right] \cdot \dot{m},$$

где L_{ad} — адиабатная работа газа;

$\dot{m}$ — расход газа в турбине;

k — показатель адиабаты;

P_2 — давление газа на входе в турбину;

P_1 — давление газа на выходе из турбины.

Адиабатическая мощность расходуется на техническую мощность генератора Nt , мощность насоса Nn и потери в самой турбине $N_{потерь}$.

$$N_{ad} = Nn + Nt + N_{потерь}.$$

Баланс мощностей можно проследить на диаграмме рабочего цикла (рис. 3).

$$Q_2 - Q_1 - (Nn + Nt + N_{потерь}) = 0,$$

где Q_1 — тепловой поток на конденсаторе;

Q_2 — тепловой поток на испарителе.

Так как все параметры определяются из расхода рабочего тела в системе, соответственно устанавливается и условие неразрывности в системе.

Кроме установления баланса энергий и расходов система определяет угловые скорости составляющих компонентов — роторов турбины, насоса, генератора. Угловая скорость определяет потери на трение в пограничном слое. В общем случае мощность генератора, насоса и потери в турбине можно представить функцией угловой скорости, получив уравнение

$$N_{ad}(P_1, P_2, T_0) = Nn(\omega) + Nt(\omega) + N_{потерь}(\omega).$$

Это условие задает угловую скорость в системе.

Модель позволяет вести расчеты в двух направлениях, решая прямую и обратную задачи проектирования.

Прямая задача — при известных входных параметрах испарителя и конденсатора спроектировать паротурбину установку.

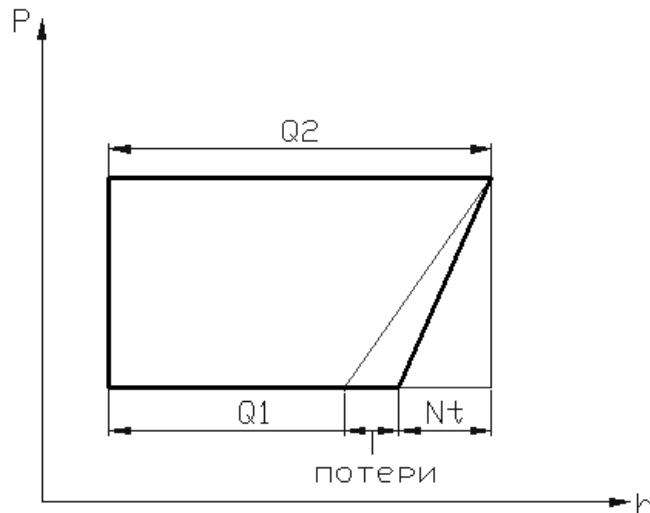


Рис. 3 – Диаграмма рабочего цикла установки

Исходные данные для прямой задачи: характеристики источника; характеристики холодильника; полезная мощность турбины; угловая скорость вращения ротора; низкокипящее рабочее тело (фреон) и его диаграмма.

Решение прямой задачи ведется по следующему алгоритму:

1. По известным параметрам источника и холодильника строится рабочий цикл установки, определяются его удельные параметры.
2. Рассчитываются удельные параметры турбины — адиабатическая L_{ad} и полезная L_n работы, потери, КПД.
3. Определяются удельные параметры насоса — затрачиваемая $N_{затр}$ и полезная N_n мощности, потери, КПД.
4. Определяются удельные параметры теплообменников и их геометрия.
5. Определяется массовый расход через испаритель при известной тепловой мощности источника $Q_{ист.}$, рассчитываются массоэнергетические параметры цикла.
6. Подбираются тип и геометрия турбины, насосов, теплообменников.

Результатом решения прямой задачи являются определенная геометрия установки, ее баланс энергий, выдаваемые мощности и КПД.

Обратная задача — при известной геометрии ПТУ получить ее параметры на разных режимах, характеристики, и на основе этого оптимизировать цикл работы установки.

Исходные данные для обратной задачи: геометрия турбины, насоса, теплообменников; рабочее тело и его диаграмма; угловая скорость вращения ротора; характеристики источника и холодильника, диапазон и шаг изменения управляющих параметров.

Решение обратной задачи ведется по следующему алгоритму: по заданному давлению и массовому расходу на входе в сопловой аппарат определяется адиабатическая работа газа и потери в сопловом аппарате. Далее для потоков фреона в каналах рабочего колеса строятся треугольники скоростей, определяется скорость на выходе из рабочей решетки и потери. По давлению и температуре на выходе из турбины с учетом характеристик холодильника определяется параметры в конденсаторе. На основе расхода и перепада давлений определяется мощность насоса и его КПД.

Результат решения обратной задачи — серии расчетных параметров для различных сочетаний управляющих факторов, на основе которых проводится определение оптимальных режимов работы установок и критических ситуаций.

Обратная задача может быть решена только с учетом реальных потерь в установке, которые в большинстве случаев находятся экспериментально. Разбалансировка потерь необходима для выявления степени эффективности компонентов.

Определение коэффициентов потерь ввиду сложности их анализа возможно только опытным путем. Алгоритм за неимением экспериментальных данных разработан с учетом рекомендуемых значений коэффициентов потерь для типовых ПТУ: в сопловом аппарате турбины ϕ ; в рабочем колесе ψ . Потери с выходной скоростью определяются по треугольнику скоростей. Вентиляционные потери и потери от дискового трения находятся с учетом трения в пространственном пограничном слое. Механические потери находятся с учетом скорости вращения и давлений в системе.

Приведенный алгоритм был реализован в программу расчета характеристик паротурбинной установки, работающей на фреоне R22 (рис. 3).

The screenshot shows a software window titled "turbine-00". It contains several groups of input fields for calculating turbine characteristics. The fields are organized as follows:

- Сопло (Nozzle):** N (71760,336), c1 (437,14217), Lad (95546,6417).
- На входе (Inlet):** p0 (23,146), p1 (6,798), m (0,75105032).
- В турбине (In turbine):** w1 (388,33641), c2 (342,985584), U (52,358333).
- Потери в турбине (Losses in turbine):** Lad (71760,336), Lso (7176,0336), Lw1 (11326,227), Lc2 (22608,4464), Lv (170,89490), Ltr (1744,4013), Всего потерь % (50,018752).
- Газ вход (Gas inlet):** Cv (683,41528), Cp (952,3746), k (1,3935517), R (268,959312), Rog (82,7756634).
- Газ выход (Gas outlet):** Cp (762,908351), Cv (557,45957), k (1,3685447), R (205,44877), Rog (35,411470), t1 (292,67535).
- Initial:** T2 (+70), T1 (+20), T0 (343), ome (10000), fa (0,00005).
- В насосе (In pump):** Nna (7436,4024), % p (60), Nsu (12438,2204), % потерь турб (10,4072172).

An "Ок!" button is located at the bottom left of the window.

Рис. 3 – Интерфейс программы расчета параметров установки

Программа расчета характеризуется следующими параметрами.

Исходные данные:

- температура нагревателя;
- температура холодильника;
- геометрия рабочих элементов;
- скорость вращения ротора турбины.

Рассчитываемые параметры:

- массовый расход рабочего тела;
- адиабатная мощность турбины;
- потери в турбине;
- термодинамические параметры рабочего тела на входе и на выходе из турбины;
- скорости рабочего тела в проточной части турбины;
- потребная мощность насоса;
- КПД турбины.

По расчетным данным возможно строить характеристики турбины, в частности характеристики потерь на венце турбины — в сопловом аппарате, в рабочей решетке и с выходной скоростью (которые составляют значительную долю всех видов потерь) (рис. 4). Анализ этой характеристики позволяет определить оптимальный режим работы установки.

Для верификации модели был спроектирован испытательный стенд установки. Измерение эффективной мощности турбины производится пневмотермометрическим методом на потребителе — гидротормозе. В качестве него используется центробежный насос, перекачивающий воду. Для оценки мощности турбины требуются параметры сообщенного воде количества энергии, что оценивается посредством данных о давлении и температуре воды на входе и на выходе из насоса.

Основной элемент лабораторной установки — паровая турбина (рис. 5). Подобные автономные турбины всегда выполняются активными, со сверхзвуковым потоком газа [3]. Подвод рабочего тела на лопатки турбины осуществляется через одно спрофилированное сопло.

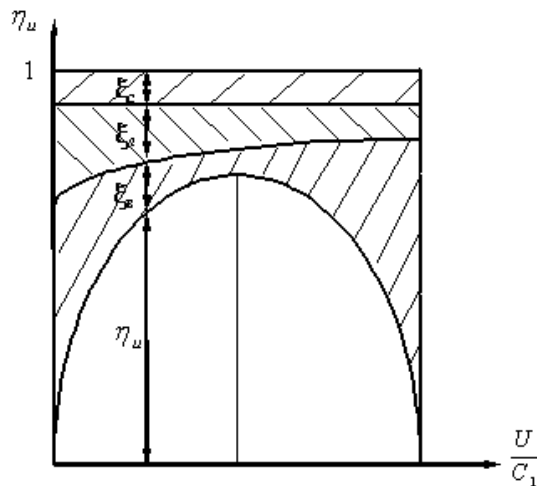


Рис. 4 – Характеристика по потерям на венце турбины

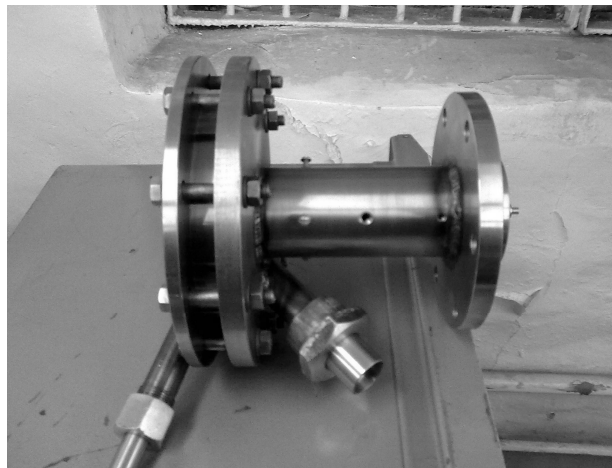


Рис. 5 – Паровая турбина экспериментальной установки

Планируется доработка математической модели паротурбинной установки. Корректировке подвергнутся расчетные коэффициенты потерь, которые определяются при анализе экспериментальных данных. В результате на основе полученной модели предполагается проводить оптимизацию паротурбиной установки.

Выводы

Оптимизация цикла работы паротурбинной установки на низкокипящем рабочем теле возможна на основе математической модели, связывающей энергетические и расходные параметры составных элементов системы. В зависимости от типа решаемой задачи модель позволяет вести расчеты в двух направлениях — определение геометрии элементов установки по заданным параметрам рабочих температур и расчет энергетических параметров установки на основе заданной геометрии. Математическая модель представляет собой эффективный инструмент проектирования подобных установок малой и альтернативной энергетики.

Литература

1. Терехин А.Н. Перспективы развития автономных источников энергоснабжения на базе газопоршневых и газотурбинных двигателей / А.Н. Терехин, И.В. Слесаренко, А.В. Горланов и др. // Двигателестроение. – 2007. – № 1 (227). – С. 30-33.
2. Теплотехника: Учебник для вузов / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др. – М.: Энергоиздат, 1982.
3. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин – 2-е изд., перераб. и доп. / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ПОБУТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА З АВТОНОМНИМ БЛОКОМ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Малкін Е.С., д-р техн. наук, професор

Київський національний університет будівництва та архітектури, м. Київ

Красновський І.Н., канд. техн. наук, доцент

Публічне акціонерне товариство

«Український науково-дослідний інститут побутового машинобудування», м. Донецьк,

Ніколаєнко Ю.С., д-р техн. наук, с.н.с., Фуртат І.Е., канд. техн. наук, доцент

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

Розроблено комбінований побутовий холодильник з двоступеневим конденсатором. Перша ступень конденсатора охолоджується водою, друга — повітрям. В результаті досліджень експериментального зразка комбінованого холодильника встановлено, що перша ступень конденсатора забезпечує нагрів води масою 30 кг від температури 25 °C до температури 42 °C. При цьому температура в морозильній камері холодильника становить мінус 18 °C, а в камері для зберігання свіжих продуктів — плюс 4 °C.

Combined domestic refrigerator with two-stage condenser has been developed. The first stage is cooled with water and the second — with air. Prototype model investigations have shown that the first stage is capable to heat 30 kg of water from the temperature of 25 °C to 45 °C. At that the freezing room temperature was — 18 °C whereas the temperature of +4 °C has been registered in the fresh food-storage compartment

Ключові слова: енергозбереження, побутовий холодильник, конденсатор холодильника, нагрів води.

Постановка проблеми. Відповідно до Закону України «Про внесення змін до Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» від 9 вересня 2010 р. № 2519–VI науково-технічний напрям «Енергетика та енергоефективність» визначено одним з пріоритетних на період до 2020 року. Ефективно використовувати енергію можна як в сфері виробництва, так і в сфері споживання. Майже кожна сім'я сьогодні має побутовий холодильник, а значна частина сімей — і кондиціонер. Якщо кондиціонер працює протягом року відносно незначну частину часу, то побутовий холодильник працює, як правило, цілодобово. В масштабах країни зазначені побутові пристрої споживають значну кількість електроенергії, що обумовлює важливість проблеми її ефективного використання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підвищення енергоефективності побутових холодильників і кондиціонерів може здійснюватись різними шляхами. Одним з них є використання для роботи холодильника нетрадиційних джерел енергії [1–4]. Наприклад, в [1] запатентована конструкція абсорбційного геліохолодильника, що працює з використанням сонячної енергії. Для підвищення к.к.д. холодильника параболічний концентратор сонячної енергії з тепловою трубою встановлено на опорно-поворотному пристрої та оснащено механізмом слідування за сонцем. Оригінальність виконання цього механізму дозволяє підвищити к.к.д. холодильника на 15 % у порівнянні з прототипом. В [2, 3] запропоновано інші конструкції абсорбційних холодильників, що працюють за рахунок використання відновлювальних джерел енергії, зокрема за рахунок енергії від термічної переробки твердих і рідких палив у горючі гази. Другим шляхом ефективного використання енергії, що споживається кондиціонерами та побутовими холодильниками, є корисне використання низькопотенційної скидної теплоти, що розсіюється конденсаторами цих пристроїв в оточуюче середовище, на опалювання приміщень та на нагрів води для побутових потреб [4–7]. В [4] повідомляється, що Китайська компанія Gree Electric Appliances в 2010 році представила на ринку систему Home–GMV, в якій суміщено функції кондиціонера та нагріву води. Така система забезпечує нагрів води до температури 60 °C і в 4 рази економніша за системи електричного водонагрівання. Японська корпорація Mitsubishi Electric запропонувала у 2010 році потужну мультизональну систему PQ RY–YHM, холодильні машини якої скидають тепло у водяну магістраль через водяний конденсатор [5]. У зимовий період це тепло спрямовується в блоки для опалювання приміщень, а окремий блок установки цілий рік виробляє гарячу воду з температурою 70 °C для санітарних потреб. В наших роботах [6, 7] обґрунтована доцільність побудови та схема автономно-теплонасосної системи гарячого водопостачання на основі використання в якості теплового насосу побутового холодильника з двоступеневим конденсатором. Але практичні розробки такої системи нагріву води поки що були відсутні.

Формулювання мети статті. Метою даної статті є розробка та дослідження експериментального зразка комбінованого побутового холодильника з двоступеневим конденсатором та автономним блоком гарячого водопостачання з нагрівом води в ньому за рахунок використання скидної теплоти першої ступені конденсатора холодильника.

Виклад основного матеріалу дослідження. З метою зменшення витрат на розробку такого холодильника та максимального використання при цьому добре освоєних у виробництві конструктивно-технологічних рішень створення експериментального зразка комбінованого холодильника здійснювалось на базі побутового холодильника ДХ-220-7-020 КШД-340/101 УХЛ 4.2*N, який серійно виготовляється в АТ «НОРД» (м. Донецьк). Основні технічні характеристики зазначеного холодильника такі [8]: номінальний загальний об'єм — 340 дм³, в т.ч. об'єм камери для зберігання свіжих продуктів — 239 дм³, морозильної камери — 101 дм³; номінальний корисний об'єм, відповідно, 304 дм³, 237 дм³ та 67 дм³; температура в камері для зберігання свіжих продуктів — не вище 10 °С та не нижче 0 °С; середня температура в камері для зберігання свіжих продуктів — не вище 4 °С; температура в морозильній камері — не вище мінус 18 °С; номінальне добове споживання електроенергії при температурі оточуючого середовища 25 °С — 0,90 кВт·г; компресор типу ЕКМ 10-3-К; холодоагент — R 600a.

Відмінність розробленого комбінованого побутового холодильника від серійного полягає в тому, що він додатково має автономний термоізолюваний блок для гарячої води, а конденсатор холодильника виконано двоступеневим. Перша ступень конденсатора охолоджується водою і повинна забезпечити нагрів води в автономному термоізолюваному блоці від температури 25 °С до температури 42 °С при забезпеченні середньої температури в камері для зберігання свіжих продуктів не вище 4 °С та температури в морозильній камері холодильника не вище мінус 18 °С, визначених ДСТУ EN ISO 15502:2009 [9]. Споживання електричної енергії холодильника повинно задовольняти вимогам Технічного регламенту максимально дозведеного споживання електроенергії холодильними приладами, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 03.09.2008 №787 (для холодильника ДХ-220-7-020 КШД-340/101 УХЛ 4,2*N не більше, ніж 1,47 кВт·г за добу).

Визначення об'єму термоізолюваної камери та розмірів кожної ступені конденсатора здійснювалось шляхом їх теплофізичного моделювання, результати якого перевірялись експериментально. Для опису процесу нагрівання води в блоці гарячої води при роботі холодильника з двоступеневим конденсатором був використаний закон збереження енергії. Математична модель враховує потужність, яка споживається холодильним агрегатом, і сумарну потужність тепловиділень у навколишнє середовище від конденсатора другого ступеня і блока гарячої води, а також віддачу тепла в автономному блоці гарячої води при конденсації холодоагенту. Для спрощення постановки задачі передбачалось, що температура конденсації дорівнює температурі води в блоці гарячої води.

Об'єм автономного термоізолюваного блока для гарячої води визначався, виходячи з кількості води, що може бути нагріта протягом доби до температури 42 °С. Для компресора ЕКМ-10-3-К, який використовується в даному холодильнику, споживана потужність при температурі кипіння мінус 28 °С і температурі конденсації 45 °С становить 100 Вт. Враховуючи, що коефіцієнт робочого часу холодильника ДХ-220-7-020 КШД 340/101 УХЛ 4.2*N при температурі навколишнього середовища 25 °С становить 0,40-0,45, середню споживану потужність приймаємо рівною 40-45 Вт. Вважаючи, що нагрів води в автономному термоізолюваному блоці буде здійснюватися від температури 25 °С до 42 °С протягом доби, масу m нагрітої води визначали за формулою:

$$m = \frac{E}{c(T_{\text{кін}} - T_{\text{поч}})}, \quad (1)$$

де E — добове споживання енергії, Дж;

$c = 4200$ Дж/(кг·К) — питома теплоємність води;

$T_{\text{кін}}$ — кінцева температура води, °С;

$T_{\text{поч}}$ — початкова температура води, °С.

Підставляючи відповідні значення в формулу (1), отримаємо, що маса води, яку можна нагріти протягом доби від температури 25 °С до 42 °С, складає від 48 до 54 кг.

Подальші розрахунки геометричних параметрів першої та другої ступенів конденсатора з використанням теорії теплопередачі [10] показали, що для забезпечення поставлених технічних вимог друга ступень конденсатора (водяна) при виконанні її у вигляді металевої трубки при мінімальному навантаженні близько 10 Вт, температурі конденсації 43 °С і різниці температури конденсації і води 0,5 °С повинна мати довжину не менше 3060 мм при зовнішньому діаметрі трубки 4,76 мм та внутрішньому діаметрі 3,36 мм. Друга ступень конденсатора (повітряна) може мати розміри втричі менші, ніж у серійного холодильника (1200×524 мм).

Для проведення експериментальних досліджень теплоенергетичних параметрів в ПАТ «УкрНДІ-ПобутМаш», м. Донецьк, був виготовлений експериментальний зразок розробленого комбінованого побутового холодильника з автономним термоізованим блоком для гарячої води з внутрішнім об'ємом 48 л (рис. 1). Габаритні розміри блока — 400×500×240 мм. Товщина пінополіуретанової ізоляції стінок — 60 мм. Враховуючи, що не вся енергія, споживана компресором, йде на нагрів води (частина енергії виділяється у навколишнє середовище від компресора і другої — повітряної секції конденсатора), маса води для нагріву в експерименті була обрана рівною 30 кг.

Теплопровідність автономного термоізованого блока для гарячої води за результатами проведених експериментальних вимірювань склала 0,3 Вт/°С, загальна теплопровідність системи — 2,03 Вт/°С.



Рис. 1 – Загальний вигляд автономного термоізованого блока для гарячої води

Перша ступень конденсатора була виготовлена у формі плаского змійовика із сталевий оцинкованої трубки зовнішнім діаметром 4,76 мм і внутрішнім діаметром 3,36 мм, довжиною 3350 мм. Розміри другої ступені конденсатора становили 455×524 мм.

Дослідження теплоенергетичних параметрів експериментального зразка комбінованого побутового холодильника з двоступеневим конденсатором проводились в термокамері АИВФ.441336.002, яка була оснащена автоматизованою системою теплоенергетичних випробувань (АСТВ). АСТВ являє собою взаємопов'язану сукупність підсистем, які містять комплекси технічних та програмних засобів і які забезпечують рішення функціональних задач з автоматизації процесу випробувань та визначення теплоенергетичних параметрів холодильних приладів. АСТВ забезпечувала автоматизацію процесів збору, обробки, відображення, реєстрації та документування вимірювальної інформації при проведенні досліджень холодильника, автоматичний контроль та утримання заданих умов та режимів випробувань. АСТВ забезпечувала можливість підтримання температури в камері в діапазоні від 16 до 43 °С з точністю $\pm 0,5$ °С.

Температура вимірювалась за допомогою атестованих хромель-копелевих термоелектричних перетворювачів з похибкою вимірювань $\pm 0,4$ °С. Споживання електричної енергії здійснювалось за допомогою атестованого багатфункціонального лічильника електричної енергії типу «Енергія-9» виконання СТКЗ-05Q2H5M класу точності 0,5.

Програма досліджень комбінованого побутового холодильника з автономним термоізованим блоком гарячого водопостачання передбачала перевірку відповідності температур в камерах холодильника вимогам ДСТУ EN ISO 15502:2009 [9] та ТУ В 29.7-14309505-038-2001 [8], забезпечення температури гарячої води в автономному термоізованому блоці на рівні 42°С і визначення відповідності споживання електричної енергії вимогам Технічного регламенту максимально дозведеного споживання електроенергії холодильними приладами, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 03.09.2008 №787.

Методика проведення вимірювань теплоенергетичних параметрів комбінованого побутового холодильника проводилася відповідно з вимогами ДСТУ EN ISO 15502:2009 [9].

В результаті проведених досліджень встановлено, що комбінований побутовий холодильник з двоступеневим конденсатором та автономним блоком гарячого водопостачання, розроблений на базі серійного холодильника ДХ-220-7-020 КШД-340/101 УХЛ 4.2*N, за теплоенергетичними параметрами відповідає вимогам ДСТУ EN ISO 15502:2009 «Холодильні прилади побутової призначеності. Характеристики

та методи випробування» та дозволяє забезпечити при цьому нагрів води масою 30 кг від температури 25 °С до температури 42 °С. Добове споживання електричної енергії становило 1,17 кВт·г, що відповідає вимогам Технічного регламенту максимально дозволеного споживання електроенергії холодильними приладами, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 03.09.2008 №787 (для холодильника ДХ-220-7-020 КШД-340/101 УХЛ 4.2*N не більше, ніж 1,47 кВт·г за добу), але перевищує рівень добового споживання електричної енергії серійним холодильником (0,90 кВт·г).

Висновки

1. Результати досліджень експериментального зразка комбінованого побутового холодильника з двоступеневим конденсатором та автономним термоізолюваним блоком гарячого водопостачання підтвердили можливість нагріву води масою 30 кг від температури 25 °С до температури 42 °С при одночасному забезпеченні температури в морозильній камері холодильника мінус 18,0 °С та в камері для зберігання свіжих продуктів 4 °С.

2. Подальші дослідження та удосконалення розробленої конструкції комбінованого побутового холодильника доцільно спрямувати в напрямку збільшення кількості води, що можна нагріти до температури 42 °С, та зменшення споживання електричної енергії до рівня серійних зразків.

Література

1. Патент № 2036395, Российская Федерация, МПК F 25 В 27/00. Абсорбционный гелиохолодильник // З.И. Ашурлы, М.Г. Гаджиев, С.А. Филин. – Опубл. 27.05.1995. Бюл. № 10.
2. Титлов А.С. Разработка малых холодильных аппаратов для фермерских и крестьянских хозяйств, которые работают на возобновляемом источнике энергии // Світ морозива та холоду. – 2006. – № 5. – С. 44-46.
3. Тітлов О.С. Розробка абсорбційних побутових і торгових апаратів // Холод.– 2004. – № 3. – С. 34-37.
4. Терехов С. Тепло от кондиционера // Аква-терм. – 2010. – № 6. – С. 32-34.
5. Левчун О. Сучасні системи охолодження і кліматизації об'єктів // Холод.– 2011. – № 2-3. – С. 12-15.
6. Патент України № 46484, МПК F 24 D 17/00. Автономна холодильно-теплонасосна система гарячого водопостачання // Е.С. Малкін, О.В. Приймак, І.Е. Фуртат, Ю.Є. Ніколаєнко, А.В. Круглякова, І.Н. Красновський. – Опубл. 25.12.2009. Бюл. № 24.
7. Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Красновський І.Н. та ін. Автономна холодильно-теплонасосна система гарячого водопостачання // Нова тема. – 2010. – № 2. – С. 32-35.
8. ТУ У 29.7-14309505-038-2001. «Холодильники-морозильники двокамерні ДХМ КШД УХЛ4.2*N та трикамерні ДХМ КШТ УХЛ4.2*N, холодильники двокамерні ДХМ КШД УХЛ4.2*N побутові електричні компресійні. Технічні умови».
9. ДСТУ EN ISO 15502:2009 «Холодильні прилади побутової призначеності. Характеристики та методи випробування».
10. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

УДК 621.577:697.34

ТЕРМОПОДГОТОВКА ВОДЫ ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АКВАКУЛЬТУРЫ

Суслов А.Э., канд. техн. наук, доцент, Фатыхов Ю.А., д-р техн. наук, профессор,
Бестужев А.С., канд. техн. наук, доцент, Маковская А.И., аспирант
ФГОУ ВПО «Калининградский государственный технический университет», г. Калининград

Для увеличения рентабельности предприятий аквакультуры необходимо использование современных методик и технологического оборудования. Использование тепловых насосов для термоподготовки воды позволит снизить издержки производства и увеличить его конкурентоспособность

For increase in profitability of the enterprises of an aquaculture use of modern techniques and the process equipment is necessary. Use of heat pumps for water thermopreparation will allow to reduce production costs and to increase its competitiveness

Ключевые слова: тепловые насосы, предприятия аквакультуры, термоподготовка воды.

Ежегодное увеличение тарифов на энергоресурсы вызывает необходимость поиска и внедрения во всех сферах деятельности новых энергосберегающих технологий и оборудования, которые смогут существенно снизить затраты на первичные энергоносители.

Для предприятий аквакультуры, которые на сегодняшний день в Российской Федерации считаются наиболее перспективными для обеспечения населения рыбной продукцией в ближайшем будущем, задача снижения издержек производства за счет уменьшения затрат на термоподготовку воды является весьма актуальной, поскольку позволит снизить себестоимость продукции и увеличить ее конкурентоспособность на рынке.

Оснащение предприятия необходимым оборудованием также сказывается на стоимости товарной рыбы. Система водоподготовки является наиболее энергоемким объектом на рыбоводных предприятиях, поскольку на созревание производителей, инкубацию икры и выращивание рыбы, определяющее влияние оказывает температура воды [1]. Поддержание температурного режима на определенном для каждого вида выращиваемой рыбы уровне часто требует наличия не только водонагревательных приборов, но и холодильных машин.

Одним из вариантов решения задачи снижения затрат на термоподготовку и необходимое оборудование является внедрение теплового насоса в систему водоподготовки. Сочетая в себе как функции нагревателя, так и охладителя, современные модели тепловых насосов позволяют существенно снизить затраты первичных энергоресурсов и уменьшить негативное влияние на окружающую среду, что для современного предприятия является важным фактором.

При принятии решения об установке теплового насоса для теплоснабжения во внимание принимаются следующие обстоятельства:

- удаленность от систем централизованного теплоснабжения;
- ограничение в использовании электроэнергии для прямого нагрева при теплоснабжении;
- наличие вторичных энергетических ресурсов (вентиляционных выбросов, сбросной теплоты технологических процессов, серых канализационных стоков и т. п.);
- относительно низкий температурный потенциал тепловых нагрузок (напольное отопление, вентиляция, подогрев воды в бассейнах и т.п.) [2].

Как правило, предприятия аквакультуры обладают большей частью вышеперечисленных факторов, и нахождение источника низкопотенциальной теплоты не вызывает затруднений. В качестве источника энергии можно использовать воду озер, рек, подземных источников, моря, возле которых часто и размещают объекты аквакультуры, грунт, выход теплого воздуха из системы вентиляции или другой источник тепла с температурой выше 3...4 °С доступный в зимнее время.

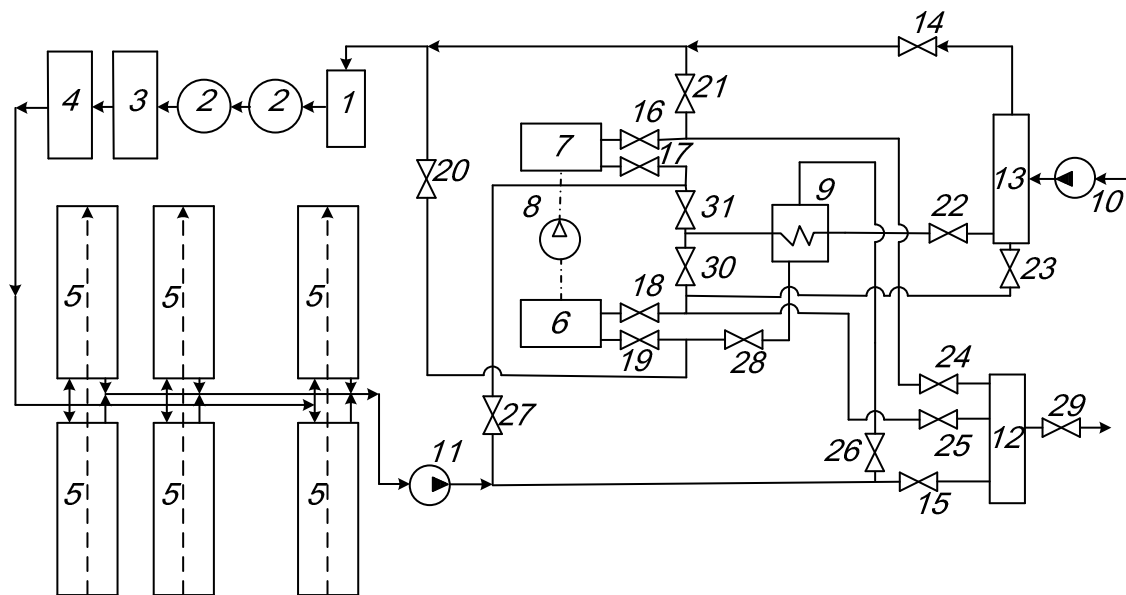
При разведении рыб в установках замкнутого водоснабжения (УЗВ) целесообразно использовать отработанную сбрасываемую из установки воду как источник теплоты. Это позволит не только снизить затраты на нагрев воды, но и максимально использовать для этого теплоту воды, удаляемой из установки в технологическом процессе выращивания рыбы, а предприятие аквакультуры будет отвечать современным требованиям ресурсо- и энергосбережения, используя нетрадиционный источник энергии.

Для проектируемой на одном из предприятий Калининградской области системы УЗВ для разведения товарной рыбы был произведен технико-экономический анализ эффективности внедрения теплонасосной установки (ТНУ) для термоподготовки воды по сравнению с нагревом ее теплоносителем от котельной.

Для расчета были приняты следующие параметры: вода на подпитку установки замкнутого водоснабжения поступает с температурой от 4 °С до 20 °С в зависимости от времени года, объем подпитываемой и сбрасываемой воды из системы — 70 м³ в сутки, вода нагревается до 25 °С. Стоимость 1 кВт·ч электроэнергии принята 2,3 руб., 1 Гкал тепловой энергии — 628 руб. Источником низкопотенциальной теплоты для теплового насоса является вода, сбрасываемая из установки УЗВ.

Для максимального использования теплоты сбрасываемой воды была разработана схема подключения ТНУ (рис. 1), предусматривающая установку теплообменника для перераспределения теплоты между отработанной и поступающей водой. Такая конструкция установки позволяет уменьшить мощность электродвигателя теплонасосной установки, что существенно уменьшает затраты на нагрев.

Результаты анализа показали, что внедрение теплообменника (9) в установку позволит уменьшить необходимую мощность электродвигателя в холодный период года (рис. 2) и стабилизировать температурный режим работы теплонасосной установки. При сравнении затрат на нагрев воды теплоносителем от котельной или ТНУ, вариант применения теплового насоса для этих целей показал существенную экономию, особенно в зимние месяцы (рис. 3) Следует отметить, что при правильной эксплуатации и своевременном техническом обслуживании ресурс современного теплового насоса оценивается приблизительно в 30 лет, а срок окупаемости установки для приведенных параметров составит не более 3,5 лет.



1 – механический фильтр; 2 – биофильтр; 3 – дегазатор; 4 – бактерицидная лампа;
 5 – бассейн; 6 – испаритель; 7 – конденсатор; 8 – компрессор; 9 – теплообменник;
 10 – насос подпитки воды; 11 – насос сброса воды; 12 – коллектор для отработанной воды;
 13 – коллектор для подпитывающей воды; 14-31 – запорные вентили

Рис. 1 – Схема подключения теплонасосной установки

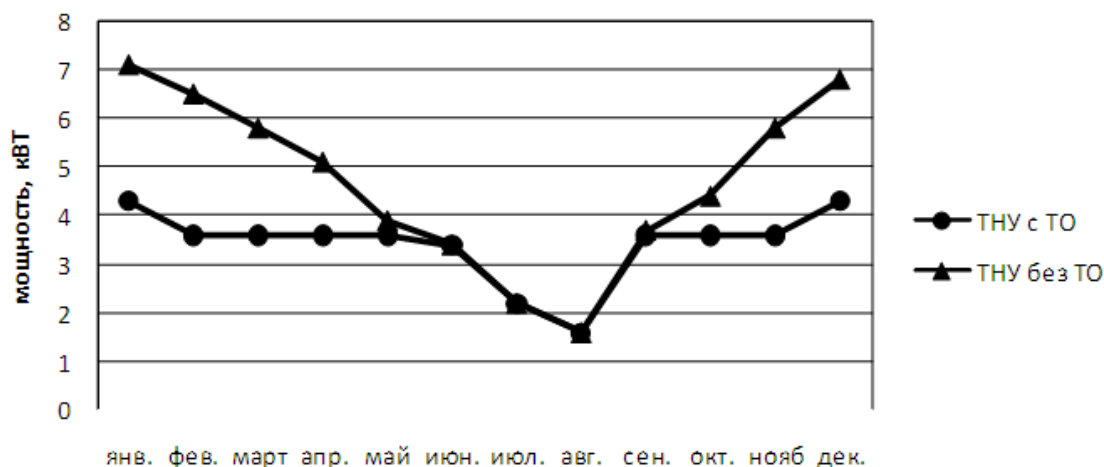


Рис. 2 – Мощность электродвигателя теплонасосной установки с установленным теплообменником и без него

Выводы

Результаты исследования показали, что применение теплонасосной установки на предприятиях аквакультуры позволит значительно сократить материальные издержки на термopодготовку воды по сравнению с нагревом ее теплоносителем от котельной. Дополнительный теплообменник в установке снизит необходимую мощность электродвигателя теплового насоса в 1,8 раз в зимний период. Уменьшение данного показателя влияет не только на снижение издержек во время эксплуатации теплового насоса, но и на первоначальные затраты при установке оборудования. Также отказ от котельной в пользу ТНУ позволит улучшить экологическую обстановку в районе расположения предприятия по товарному разведению рыб, что оказывает влияние на рост молоди. Перспективы дальнейших исследований в данном направлении заключаются в изучении возможности влияния современных холодильных агентов на снижение мощности установки и изменении схемы установки для улучшения параметров работы и уменьшения потребляемой энергии.

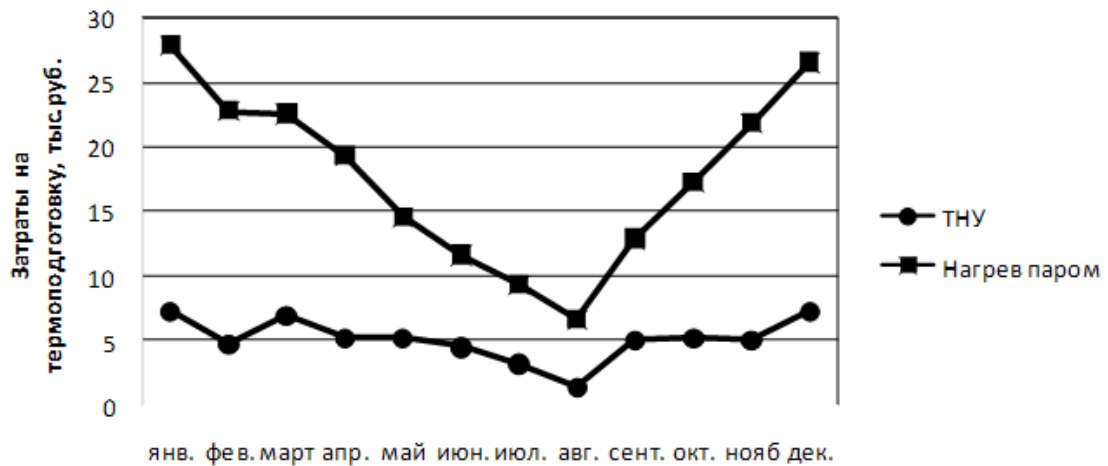


Рис. 3 – Затрати на термопідготовку води теплоносієм
от котельной и теплонасосной установкой

Литература

1. Проскуренко И.В. Замкнутые рыболовные установки. – М.: Издательство ВНИРО, 2003. – 152 с.
2. Тепловые насосы // Материалы электронного журнала «ЭСКО». – 2009. – № 2.

УДК 664(620.9):621.56/59

ПОЛУЧЕНИЕ ХОЛОДА ЗА СЧЁТ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Плишко О.С., студентка, Геллер В.З., д-р техн. наук, профессор
Одесская государственная академия холода, г. Одесса

Обоснована целесообразность применения парозжекторной холодильной машины, использующей в качестве источника энергии вторичное тепло пищевых предприятий. В качестве рабочих веществ парозжекторных холодильных машин рассмотрены хладоны R142b, R236fa, RC318 и R600a. Для хладагента R142b экспериментально исследованы термодинамические свойства (давление насыщенных паров и плотность жидкости на линии насыщения), разработано уравнение состояния, термодинамические таблицы и диаграммы, что позволило определить термодинамические свойства в ключевых точках цикла и рассчитать его основные тепловые и холодильные характеристики.

Expedience of application of vapourejector of refrigeration machine, using the second heat of food enterprises as an energy source is grounded. As workings matters of vapourejector of refrigeration machines the refrigerant of R142b, R236fa, RC318 and R600a, are considered. For the of refrigerant R142b thermodynamics properties (pressure of the saturated steams and closeness of liquid on the line of satiation) are experimentally investigational, equalization of the state, thermodynamics tables and diagrams, is developed, that allowed to define thermodynamics properties in the key points of cycle and expect his basic thermal and refrigeration descriptions.

Ключевые слова: парозжекторная холодильная машина, хладоны, термодинамические свойства, давление, плотность, уравнение состояния.

Получение искусственного холода играет важную роль в любом производстве, включая производство пищевых продуктов. Охлаждение требуется как для реализации ряда технологий, так и для кондиционирования воздуха в производственных и офисных помещениях. Последнее особенно важно в связи с возросшими требованиями Всемирной организации здравоохранения к качеству воздуха внутри помещений [1]. В настоящей работе рассматривается возможность производства искусственного холода за счёт вторичных энергоресурсов пищевых производств путём применения парозжекторной холодильной ма-

шины (ПЭХМ). В отличие от парокомпрессионных холодильных машин, где затрачивалась механическая энергия для привода компрессора, в ПЭХМ подводится теплота от низкопотенциального источника (с температурой 200...250 °С), а сжатие происходит в струйном компрессоре-эжекторе. Эти машины просты по конструкции, надежны и безопасны в эксплуатации. Хладагент — чаще всего вода, но могут быть использованы аммиак и хладоны. Термодинамическая эффективность ПЭХМ несколько меньше, чем у холодильной машины, совершающей только обратный цикл. Однако, использование вторичных энергоресурсов в качестве источника тепла делает применение такой машины целесообразным и эффективным с эколого-энергетической точки зрения.

Эффективность работы холодильной машины, реализующей такой цикл, в большой мере зависит от выбора рабочего вещества. Такой холодильный агент должен обеспечивать кипение на уровне температур 0...минус 10 °С и конденсацию на уровне температур 30...40 °С. Анализ показал, что в наибольшей степени указанным требованиям соответствует 1-хлор-1,1-дифторэтан — хладон R142b (CClF₂CH₃). Это вещество имеет наиболее подходящие для решения данной проблемы термодинамические свойства (нормальная точка кипения минус 9,11 °С, критическая температура 137,11 °С, критическое давление 4,07 МПа). Другим преимуществом этого рабочего вещества является возможность перезаправки системы без особых затруднений, поскольку смазочные масла, обычно применяемые в компрессорных системах, в этом случае не требуются.

Для расчёта и анализа цикла ПЭХМ необходим набор данных по термодинамическим свойствам рабочего вещества, и, в первую очередь, уравнение состояния. Анализ литературных данных показал, что, к сожалению, имеющаяся информация ограничена и не позволяет решить поставленную задачу без дополнительных экспериментов. В связи с этим, одной из задач нашего исследования являлось экспериментальное определение термодинамических свойств хладона R142b (давления насыщенных паров и плотности жидкости на линии насыщения) в диапазоне температур минус 20...50 °С. Такая экспериментальная информация является минимально необходимой для составления уравнения состояния и позволяет при её использовании рассчитать точные таблицы термодинамических свойств для определения параметров ключевых точек цикла.

Опыты проводились с помощью измерительной ячейки, сконструированной из стального цилиндра из нержавеющей стали и сапфировой визуальной трубки. Измерительная ячейка рассчитана на давление до 1,5 МПа. Ячейка помещена в термостат, имеющий смотровые окна для наблюдения за уровнем жидкости внутри ячейки и измерением высоты этого уровня с помощью катетометра КМ-6. Объём ячейки был калиброван по дистиллированной воде перед началом измерений. Прозрачная трубка позволяла определять уровень жидкости и, таким образом, объём системы, занятый жидкой фазой. Дизайн этого измерительного устройства исключал конденсацию хладона в линии, соединяющей ячейку и датчик давления. Масса жидкости в измерительной ячейке определялась путём взвешивания исследуемого образца на аналитических весах ВЛА-200 с погрешностью $\pm 0,002$ г.

Образец хладона заполнял ячейку, «мёртвое» пространство в ячейке было минимизировано и количество хладона в паровой фазе в «мёртвом» пространстве при экспериментальной температуре и давлении рассчитывалось с использованием уравнения состояния. Температура опыта измерялась платиновым термометром сопротивления типа ПТС-100. Экспериментальная погрешность в измерении температуры оценивалась ± 20 мК. Давление измерялось тензометрическим датчиком давления типа Сапфир — 22 ДИ, калиброванным по грузопоршневому манометру МП-60. Оцененная погрешность измерения давления была меньше, чем ± 8 кПа. Объём ячейки при калибровке был определён с погрешностью $\pm 0,04$ %. В общем, погрешность измерений давления насыщенных паров и плотности жидкости оценена ± 12 кПа и 0,1 % соответственно. Результаты измерений приведены в табл. 1. Сравнение полученных нами результатов с литературными данными представлено в табл. 2.

Таблица 1 – Экспериментальные данные о давлении насыщенных паров и плотности кипящей жидкости хладона R142b

Температура, °С	Давление, МПа	Плотность, кг/м ³
-20,01	0,063	1214,3
-10,12	0,097	1192,2
-0,10	0,144	11,69,5
9,96	0,206	1146,1
20,07	0,288	1121,8
29,92	0,392	1096,6
40,03	0,522	1070,2
49,90	0,682	1042,4

Таблица 2 – Отклонение экспериментальных данных о давлении насыщенных паров (ΔP) и плотности кипящей жидкости ($\Delta \rho$) хладагента R142b от данных [2]

Температура, °C	ΔP , %	$\Delta \rho$, %
-20,01	-1,75	-0,46
-10,12	-1,54	-0,48
-0,10	-1,48	-0,52
9,96	-1,41	-0,61
20,07	-1,46	-0,60
29,92	-1,54	-0,64
40,03	-1,66	-0,67
49,90	-1,73	-0,72

Как видно, отклонения наших экспериментальных данных от термодинамических свойств, полученных Хьюбером и Эли [2] методами теории подобия и заложенных в REFPROP [3], весьма существенны. В связи с этим, уравнение состояния R142b было скорректировано по полученным нами экспериментальным данным. Уравнение представлено в виде модифицированного уравнения Бенедикта – Вебба – Рубина (БВР), которое в настоящее время принято в качестве международного стандарта для описания термодинамических свойств веществ [4, 5]. Это уравнение описывает давления как функцию температуры и плотности

$$P = \sum_{n=1}^9 a_n \rho^n + \exp \left[\left(\rho / \rho_c \right)^2 \right] \sum_{n=10}^{15} a_n \rho^{2n-17},$$

где a_i — подгоночные параметры;

ρ — плотность;

ρ_c — критическая плотность.

Уравнение БВР использовано для расчёта термодинамических свойств (давления, плотности, энтальпии и т. д.) для состояния кипящей жидкости и сухого насыщенного пара (результаты расчёта даны в табл. 3), а также для построения термодинамических диаграмм состояния.

Таблица 3 – Термодинамические свойства хладагента R142b

Темп., °C	Давл., МПа	Плотность, кг/м ³		Энтальпия, кДж/кг		Энтропия, кДж/(кг·К)	
		жидкость	пар	жидкость	пар	жидкость	пар
-30	0,0399	1235,7	2,036	163,7	397,3	0,860	1,820
-20	0,0637	1214,1	3,152	175,4	403,8	0,908	1,809
-10	0,0977	1192,0	4,701	187,7	410,3	0,954	1,800
0	0,145	1169,3	6,790	200,0	416,8	1,000	1,794
10	0,207	1145,9	9,539	212,5	423,3	1,045	1,789
20	0,289	1121,6	13,09	225,3	429,7	1,089	1,786
30	0,393	1096,3	17,60	238,3	436,0	1,132	1,784
40	0,523	1069,9	23,27	251,7	442,1	1,175	1,783
50	0,684	1042,1	30,33	265,3	448,0	1,218	1,783
60	0,878	1012,7	39,07	279,4	453,7	1,260	1,783
70	1,111	981,2	49,90	293,8	459,0	1,302	1,783
80	1,386	947,3	63,35	308,8	463,9	1,344	1,783
90	1,709	910,1	80,20	324,3	468,1	1,387	1,783
100	2,084	868,5	101,7	340,6	471,5	1,430	1,780
110	2,519	820,4	130,1	358,0	473,5	1,474	1,776
120	3,020	761,3	170,1	376,9	473,4	1,521	1,767
130	3,599	676,3	236,8	399,3	468,2	1,575	1,747

Данные о термодинамических свойствах для расчёта ключевых точек цикла позволили рассчитать холодильные и тепловые коэффициенты необратимого и обратимого циклов, коэффициент термодинамического совершенства, а также удельную массовую холодопроизводительность холодильного агента. Анализ показал, что повышение температуры греющего источника до 378 К и температуры кипения хладагента R142b в парогенераторе до 373 К уменьшает кратность циркуляции до 0,5 и увеличивает теоретический коэффициент теплового использования до 2,1. Однако, это приводит к росту давления в генераторе свыше 20 бар, что по прочностным условиям приведёт к повышению металлоёмкости холодильной машины.

Таким образом, хладон R142b может быть рекомендован для использования в качестве рабочего вещества парожеткторной холодильной машины. Вместе с тем, молекулы R142b содержат атомы хлора, которые, как известно, разрушают молекулы озона в верхних слоях атмосферы. Это накладывает ограничения на применение этого вещества в реальных холодильных машинах.

Наряду с R142b в данной работе были проанализированы следующие вещества как потенциальные рабочие тела ПЭХМ: гексафторпропан $C_3H_2F_6$ (R236fa), октафторциклобутан $C_4H_8F_{10}$ (RC318) и изобутан C_4H_{10} (R600a).

Таблица 4 – Свойства потенциальных рабочих веществ для ПЭХМ

Название	Химическая формула	Нормальная температура кипения	Критические параметры		Озоно-разрушающие элементы	Пожаро-опасность
			T, °C	P, МПа		
R142b	$C_2H_3ClF_2$	–9,1	137,1	4,07	да	нет
R236fa	$C_3H_2F_6$	–1,4	124,9	3,20	нет	нет
RC318	$C_4H_8F_{10}$	–6,0	115,2	2,78	нет	нет
R600a	C_4H_{10}	–11,7	134,7	3,64	нет	да

Анализ показал, что по основным показателям эффективности цикл парожеткторной холодильной машины соизмерим с циклом парокомпрессионной холодильной машины. Одним из главных характеристик работы холодильного цикла является удельная массовая холодопроизводительность (q_o). Сравнение результатов расчета q_o для исследованных нами веществ дано в табл. 5. Как видно из этой таблицы, преимущества имеют вещества, неблагоприятные с экологической точки зрения (озоноразрушающие элементы, пожароопасность).

Таблица 5 – Результаты расчета холодопроизводительности

Вещество	q_o , кДж/кг
1-хлор-1,1дифторэтан	178
гексафторпропан	160
октафторциклобутан	128
изобутан	316

Выводы

Результаты исследований показали возможность применения хладонов R142b, R236fa, RC318 и R600a как рабочих веществ парожеткторных холодильных машин, использующих в качестве источника энергии вторичное тепло пищевых предприятий. Для хладона R142b экспериментально исследованы термодинамические свойства (давление насыщенных паров и плотность жидкости на линии насыщения), разработано уравнение состояния, термодинамические таблицы и диаграммы, что позволило определить термодинамические свойства в ключевых точках цикла и рассчитать его основные тепловые и холодильные характеристики.

Литература

1. Air Quality Guidelines. Global Update 2005 for Europe/DK – 2100. Copenhagen, Denmark, 2005, 485 с.
2. Huber, M. L. and Ely, J. F. A predictive extended corresponding states model for pure and mixed refrigerants including an equation of state for R134a // Int. J. Refrigeration. – Vol. 17. – P. 18-31, 1994
3. Lemmon, E. W., McLinden, M. O., and Huber M. L. NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures – REFPROP, Version 8.0. NIST, USA, 2007.
4. Geller, V. Measurements and model development for R400 series refrigerants. In Proc. of ASHRAE Winter Meeting, Honolulu, USA, 2003.
5. Lemmon, E.W. and Jacobsen, R.T. An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of Refrigerants. J. Phys. Chem. Ref. Data. – Vol. 58. – №. 4. – P.44-52, 2007.

РЕГИОНАЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ЭЛЕКТРОГЕНЕРИРУЮЩИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЛИВИИ

Радченко Н.И., д-р техн. наук, профессор, Эльгерби Рами, аспирант
Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев

Проанализировано применение эжекторных теплоиспользующих холодильных машин, утилизирующих теплоту уходящих газов газотурбинных двигателей для охлаждения и осушения воздуха на входе в условиях переменных температуры и относительной влажности наружного воздуха. Определены значения снижения температуры воздуха и количества отводимой влаги при разных тепловлажностных условиях.

The application of ejector waste heat recovery refrigeration machines, utilizing heat of exhaust gases of gas turbine engines for cooling and drying of air at the inlet, at changeable temperature and relative humidity conditions has been considered. The values of air temperature drop and quantity of water extracted at various heat-humidity conditions were estimated.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, осушение воздуха, поверхностное охлаждение, теплоиспользующая холодильная машина, температура, влажность воздуха.

Анализ состояния проблемы повышения электрогенерирующих мощностей газотурбинных установок. Выделение нерешенных задач, постановка цели исследования. Электрогенерирующие газотурбинные установки (ЭГТУ) составляют основу электроэнергетики Ливии. Эффективность работы ГТУ, следовательно, электрогенерирующих установок (ЭГУ) в целом, существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$: с повышением температуры $t_{\text{нв}}$ на 10 °C мощность ГТУ уменьшается на 5...9 %, что ставит остро проблему снижения температуры воздуха на их входе [1, 2]. По данным [3] из-за повышенных температур воздуха на входе электрогенерирующие мощности ГТУ оказываются на 20 % ниже установленных, образуя дефицит вырабатываемой электроэнергии с учетом прогнозируемых потребностей в ней. Поэтому проблема сокращения этого дефицита электроэнергии стоит перед энергетикой Ливии весьма остро.

Поскольку тепловой потенциал отработавших газов ГТД достаточно высокий (около 450...500 °C для ГТД простой схемы или на входе в утилизационный котел когенерационной ГТУ) и при повышенных температурах наружного воздуха (сокращении потребности в тепловой энергии) оказывается не задействованным, то для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ГТУ целесообразно применять теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ). Режимы их работы нужно выбирать в соответствии с сезонными и суточными колебаниями тепловлажностных параметров воздуха (температуры и относительной влажности ϕ), а особенность протекания процессов охлаждения воздуха в поверхностных теплообменниках — с конденсацией из воздуха водяных паров — можно использовать для получения пресной воды, которую, в свою очередь, — для испарительного охлаждения воздуха — путем впрыскивания распыленной воды воздушный поток на входе в компрессор ГТУ.

Цель работы — оценка потенциала охлаждения воздуха на входе электрогенерирующих газотурбинных установок в тепловлажностных условиях разных регионов Ливии.

Изложение результатов исследования. Климатические условия приморских регионов Ливии отличаются повышенной влажностью по сравнению с остальной территорией, что, с одной стороны, требует дополнительных затрат энергии на охлаждения воздуха, поскольку часть холода расходуется на компенсацию теплоты конденсации водяных паров в воздухе, а с другой стороны, открывает возможности получения пресной воды в виде конденсата, отводимого от влажного воздуха в процессе его осушения.

Изменение температуры t , относительной влажности ϕ и влагосодержания d наружного воздуха в течение 2009 г. (средних по неделям) в приморских городах приведены на рис. 1.

Как видно, колебания температуры t и относительной влажности ϕ воздуха характеризуются взаимнообратной направленностью: повышение температуры t сопровождается понижением его относительной влажности ϕ и наоборот, следствием чего являются относительно стабильные значения влагосодержания d : $d = 6...8$ г/кг сухого воздуха в течение первого полугодия и $d = 8...14$ г/кг с.в. В то же время более вы-

сокие температуры воздуха во втором полугодии: $t = 20...30\text{ }^{\circ}\text{C}$ против $t = 15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$ в первом полугодии, сопровождаются повышенным влагосодержанием.

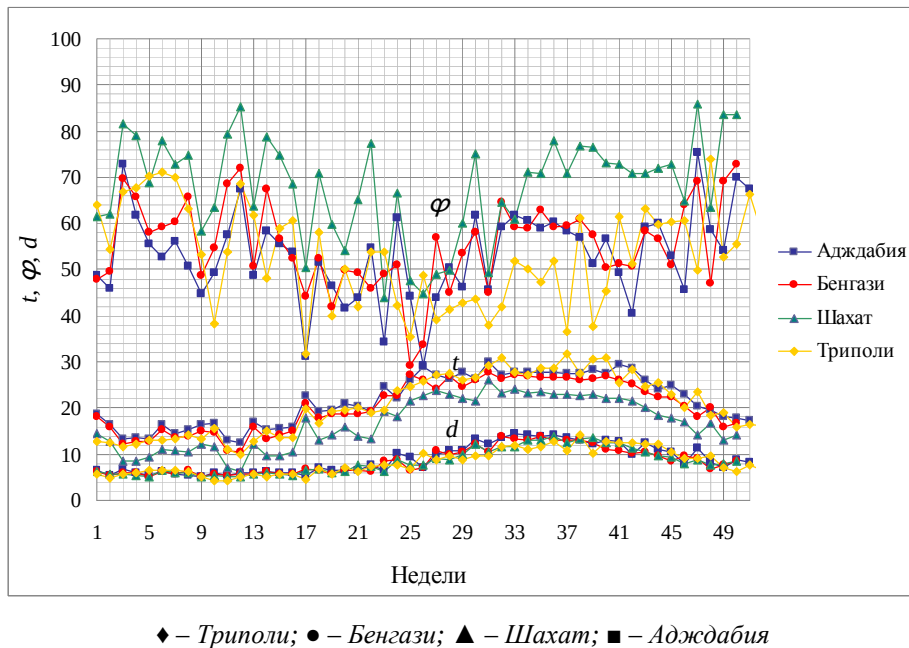


Рис. 1 – Значения температуры t , относительной влажности φ и влагосодержания d наружного воздуха в течение 2009 г. (средние по неделям) в приморских городах

Повышенные температуры воздуха при пониженной относительной влажности (малая доля явного тепла в общем теплосодержании воздуха) благоприятствуют его охлаждению в поверхностных теплообменниках, поскольку затраты холода, связанные с отводом теплоты конденсации водяных паров в воздухе, сравнительно небольшие.

Однако для выявления действительных условий эксплуатации ЭГТУ необходимо учитывать и колебания тепловлажностных параметров наружного воздуха в течение суток (рис. 2).

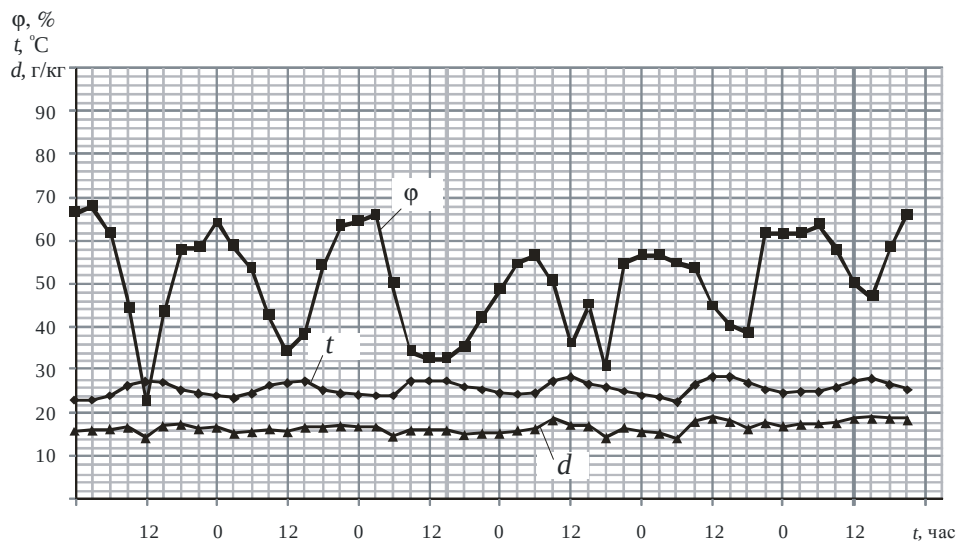


Рис. 2 – Суточные изменения температуры t , относительной влажности φ и влагосодержания d наружного воздуха, июль 2009 года (г. Триполи)

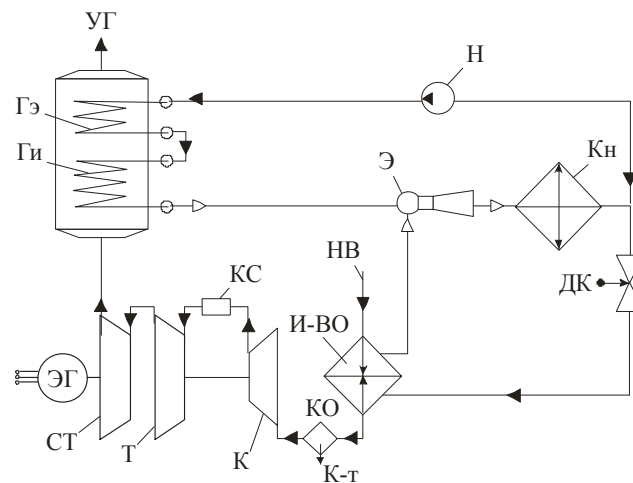
Как видно, суточные изменения температуры t и относительной влажности φ наружного воздуха характеризуются наличием противоположно направленных экстремумов: максимальным дневным температурам $26...28\text{ }^{\circ}\text{C}$ соответствуют минимумы влажности $\varphi = 35...40\text{ \%}$. Поскольку при этом доля скрыто-

го тепла (тепла конденсации водяных паров) в общем теплосодержании влажного воздуха минимальная, то для уменьшения температуры на одну и ту же величину расходуется меньшее количество холода.

В ночное время, наоборот, минимум температуры наружного воздуха совпадает с максимальной его влажностью: $\phi = 60\%$ и более. При этом охлаждение влажного воздуха требует отвода повышенного количества теплоты конденсации водяных паров. Процесс охлаждения характеризуется значительным влаговываждением. Отводимую при этом воду можно использовать для предварительного испарительного охлаждения воздуха — на входе ГТД и внутреннего испарительного охлаждения — при сжатии воздуха в компрессоре ГТУ [1, 2], например, в дневное время при пиковых тепловых нагрузках в комбинации с поверхностным охлаждением.

Таким образом, характер суточных экстремумов тепловлажностных параметров наружного воздуха благоприятный для эффективного применения как поверхностного, так и испарительного охлаждения воздуха на входе ГТД.

Конструктивно наиболее простыми и надежными в эксплуатации являются эжекторные ТХМ (ЭТХМ). Схема ЭТХМ для охлаждения воздуха перед компрессором ГТД приведена на рис. 3.



К – компрессор; *КС* – камера сгорания; *Т* – турбина; *СТ* – силовая турбина; *ЭГ* – электрогенератор; *И-ВО* – испаритель-воздухоохладитель; *Гэ* и *Ги* – экономайзерная и испарительная секции генератора пара НРТ; *Э* – эжектор; *Кн* – конденсатор НРТ; *Н* – насос; *ДК* – дроссельный клапан; *КО* – конденсатоотводчик; *К-т* – конденсат; *НВ* – наружный воздух; *УГ* – уходящие газы

Рис. 3 – Схема ГТД с ЭТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения воздуха на входе компрессора ГТД

Применение в ЭТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) обеспечивает глубокую утилизацию теплоты уходящих газов и охлаждение наружного воздуха до низких температур без необходимости поддержания вакуума в И-ВО.

Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для сжатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из И-ВО холодильного контура, до давления в конденсаторе. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Тепловая эффективность ЭТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_r$, который представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от наружного воздуха в испарителе И-ВО) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к НРТ от уходящих газов. Тепловой коэффициент ζ возрастает с повышением температур кипения в генераторе t_r и испарителе t_0 и снижением температуры конденсации t_k . Для экологически безопасных хладагентов R142B и R600 (*n*-бутан), тепловой коэффициент $\zeta = 0,2 \dots 0,35$.

Процессы охлаждения влажного воздуха характеризуются коэффициентом влаговываждения ξ , который представляет собой отношение полного количества теплоты, отведенной от влажного воздуха в охладителе, к явному, определяемому разностью температур по сухому термометру: $\xi = (I_{в1} - I_{в2}) / [c_{вл} \cdot (t_{в1} - t_{в2})]$, где $c_{вл}$ — теплоемкость влажного воздуха, $c_{вл} = 1,01 + 1,89d$; d — влагосодержание, кг/кг; $t_{в1}$ и $t_{в2}$

— температуры воздуха на входе и выходе из охладителя по сухому термометру; $I_{в1}$ и $I_{в2}$ — энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из охладителя, $I_{в} = c_{вл} \cdot t_{в} + 1,89d$, кДж/кг. Чем меньше ξ , тем меньше количество теплоты необходимо отвести от влажного воздуха для снижения его температуры на одну и ту же величину.

Снижение температуры $\Delta t_{в}$ воздуха в И-ВО и удельное количество влаги G_w , кг/ч, отведенной от воздуха и приходящейся на единичный расход воздуха $G_{в} = 1$ кг/с; требуемые удельные холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и теплотребление (тепловая нагрузка на генератор) $\bar{q}_Г$, коэффициенты влаговываждения ξ в зависимости от температуры наружного воздуха на входе $t_{в1}$ при относительной его влажности $\phi_1 = 50$ и 70 % в процессе охлаждения до температуры $t_{в2} = 15$ °C приведены на рис. 4.

При этом требуемые удельная холодопроизводительность, приходящаяся на единичный расход воздуха $G_{в} = 1$ кг/с, $\bar{q}_0 = \Delta I_{в}$, кДж/кг, и соответствующее удельное теплотребление $\bar{q}_Г = q_0/\xi$, кВт. Удельное количество влаги $G_w = G_{в} \Delta d$, где Δd — изменение влагосодержания воздуха в процессе его охлаждения.

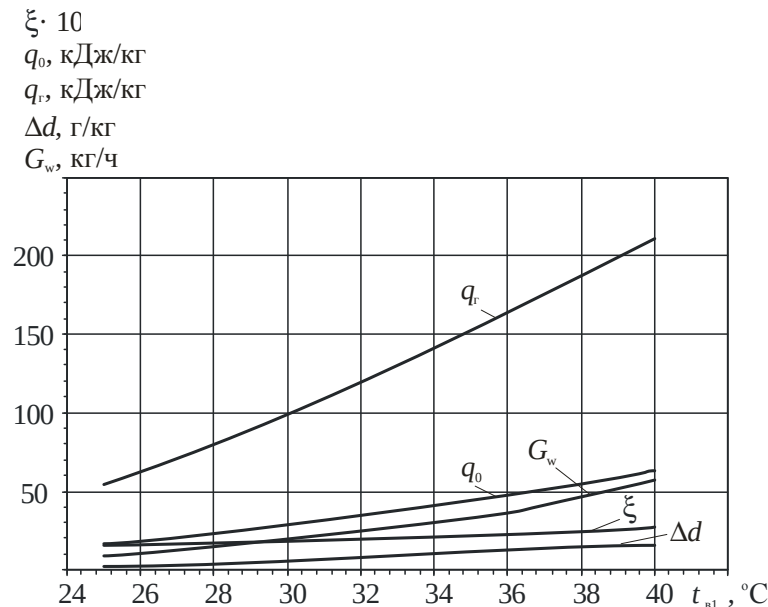


Рис. 4 – Снижение температуры $\Delta t_{в}$ воздуха в И-ВО и удельное количество влаги G_w , кг/ч, отведенной от воздуха и приходящейся на единичный расход воздуха $G_{в} = 1$ кг/с; требуемые удельные холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и теплотребление (тепловая нагрузка на генератор) $\bar{q}_Г$, коэффициенты влаговываждения ξ в зависимости от температуры наружного воздуха на входе $t_{в1}$ в процессе его охлаждения до температуры $t_{в2} = 15$ °C при относительной влажности наружного воздуха $\phi = 50$ %

Из рис. 4 видно, что в процессе охлаждения наружного воздуха с расходом $G_{в} = 100$ кг/с (ГТУ мощностью 15...20 МВт), относительной влажностью $\phi = 50$ % и температурой $t_{в1} = 40$ °C до температуры $t_{в2} = 15$ °C можно отводить 5...6 т/ч влаги (1,4...1,7 кг/с). Доля этой воды составляет 1,4...1,7 % расхода воздуха через ГТУ, чего вполне достаточно для дополнительного внутреннего (при сжатии в компрессоре) испарительного охлаждения воздуха, для чего воду необходимо впрыскивать форсунками тонкого распыла в воздушный поток после поверхностного охладителя непосредственно на всасывании компрессора ГТУ.

С учетом того, что с понижением температуры наружного воздуха на 10 °C мощность ГТД увеличивается на 5...9 % [1, 2], охлаждение воздуха на входе компрессора ГТД на 20 °C обеспечивает повышение мощности ГТД на 10...20 %.

Выводы

Показано, что характер суточных изменений температуры и относительной влажности наружного воздуха, который характеризуется наличием противоположно направленных экстремумов: максимальным дневным температурам соответствуют минимумы влажности и, наоборот, в ночные часы, создает благоприятные тепловлажные условия для глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ в ТХМ в

дневные часы, т.е. при максимальной потребности в холоде, а в ночные часы, когда потребность в охлаждении воздуха на входе ГТУ сокращается, — для получения пресной воды. Воду, отводимую в процессе охлаждения влажного воздуха на входе ГТУ в ночное время, можно использовать для испарительного охлаждения воздуха на входе ГТУ в комбинации с поверхностным охлаждением в дневное время при максимальных температурах наружного воздуха. Охлаждение воздуха на входе ГТД на 20 °С в ТХМ за счет использования теплоты уходящих газов обеспечивает повышение мощности ГТД на 10...20 %.

Литература

1. Bhargava R., Meher-Homji C.B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
2. Bhargava R., Bianchi M., Melino F., Peretto A. Parametric analysis of combined cycles equipped with inlet fogging // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2003-38187. – 12 p.
3. Planning Electrical Power System Studies for Libya (Demand Forecasting & Generation Expansion Planning until 2025). Final Report, 2008: General People's Committee of Electricity, Water & Gas (GPCoEWG), ICEPCO, 2008. – 193 p.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины.

УДК 621.575.932:621.565.92

ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОСИФОНОВ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ (АХА)

Титлов А.С., д-р техн. наук, профессор,
Тюхай Д.С., канд. техн. наук, доцент, Дмитренко В.В., зав. лабораторией
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Представлены оригинальные теоретические и экспериментальные методы поиска оптимальных режимов работы перекачивающих термосифонов АХА, позволяющие снизить энергопотребление абсорбционных холодильных аппаратов на 10...16 %.

Original theoretic and experimental method of research of optimum work regimes of ARA pumping thermosiphons which allow to reduce energy consumption of absorption refrigerating apparatus to 10...16 %.

Ключевые слова: перекачивающий термосифон, абсорбционный холодильный агрегат, энергосбережение.

Экологическая безопасность холодильной техники, переход на озонобезопасные хладагенты осуществляемый в настоящее время, привлекает внимание разработчиков к АХА.

Рабочее тело АХА — водоаммиачный раствор с добавкой инертного газа — водорода либо гелия, экологически безопасно, имеет практически нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парникового» эффекта [1].

Холодильные аппараты с АХА обеспечивают весь диапазон температур холодильного хранения в быту (от минус 18 °С до 12 °С), как в стационарных, так и в транспортных условиях.

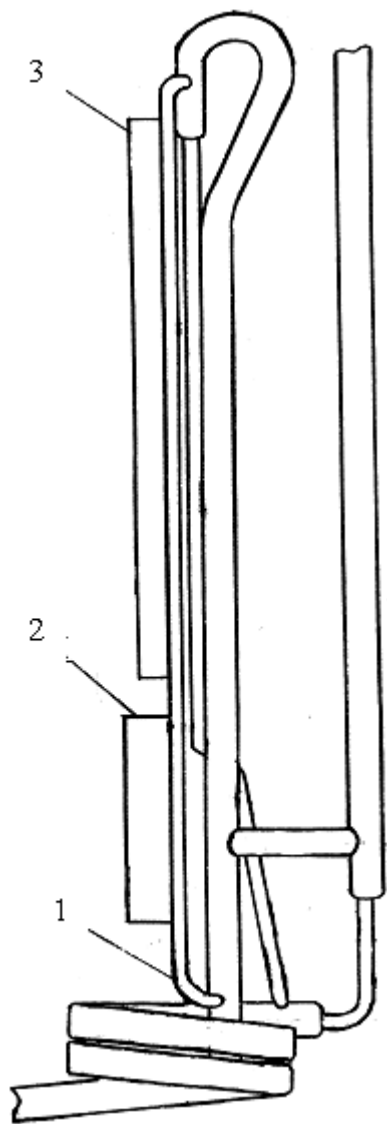
Особо следует отметить и ряд таких уникальных качеств АХА, как: бесшумность, высокая надежность, возможность использования в одном аппарате нескольких различных источников тепловой энергии, возможность работы с некачественными источниками электроэнергии.

Вместе с тем производство абсорбционных холодильных аппаратов в различных странах мира составляет только 5...10 % от общего объема выпуска бытовых холодильных приборов. Такая структура производства сложилась из-за их повышенного (на 40...60 %) энергопотребления, по сравнению с компрессионными аналогами.

Теоретические и экспериментальные исследования режимов работы серийных АХА производства Васильковского завода холодильников (ВЗХ) с U-образным барботажным горизонтальным ректификатором, проведенные на кафедре теплохладотехники Одесской национальной академии пищевых технологий, показали:

- энергетическая эффективность АХА с горелочными устройствами выше, чем с электрическими источниками энергии, в 3 раза (для условий Украины);
- основные энергетические потери в АХА приходятся на процессы генерации пара и транспортировки жидкой фазы в термосифоне;
- наиболее неблагоприятным, с точки зрения энергопотребления, узлом АХА является перекачивающий термосифон (ПТС).

В качестве объекта исследований использовались отдельные АХА типа АШ-160 производства ВЗХ. Об энергетической эффективности режимов судили по величине среднеинтегральной температуры испарителя. Исследования проводились в диапазоне температур окружающей среды, соответствующему классу SN, т.е. $T_{o,c} = 10 \dots 32$ °C. Исследовались два типа АХА: в «стандартном» и «низкотемпературном» исполнении, отличающиеся составом рабочего тела.



1 – ПТС; 2 – основной нагреватель;
3 – дополнительный нагреватель

Рис. 1 – Генераторный узел АХА АШ-160М с дополнительным нагревателем

0,0036 м в составе АХА имеет место, начиная с $Q_{TC} = 40$ Вт. При меньших величинах Q_{TC} наблюдалось «запаривание» в зоне теплоподвода и срыв циркуляции.

Исследования термосифона в составе АХА показали значительную (до 7 °C) неравномерность температурного поля по длине подъемного участка, что связано с потерями тепла в окружающую среду [2]. Такая ситуация предопределяет частичную конденсацию пара. Конденсация вызывает увеличение плотности парожидкостного столба и рост гидравлического сопротивления на подъемном участке ПТС. Для обеспечения первоначального расхода необходимо дополнительно увеличить подъемную (Архимедову) силу, величина которой определяется количеством генерируемого пара, т.е. величиной подводимой тепловой нагрузки.

Для устранения тепловых потерь на подъемном участке был установлен дополнительный электрический нагреватель (рис. 1). Длина основного нагревателя составляла 0,1 м, а дополнительного — 0,23 м [3].

Теплоподвод к крепкому раствору в этом случае осуществлялся последовательно — сначала в зоне основного нагревателя (Q'_{TC}), а затем — в зоне дополнительного (Q''_{TC}), т.е. раствор проходит как бы первый каскад, а затем — второй. Величина мощности теплоподвода к дополнительному электронагревателю не превышала 20 % от мощности основного. Суммарная мощность основного и дополнительного нагревателей не превышала номинальной мощности теплоподвода к термосифону АХА (Q_{TC}).

В связи с отсутствием общепринятой терминологии, предлагаемый способ теплоподвода к термосифону АХА нами был назван «каскадным». Снижение энергопотребления при таком способе достигает 10...12 %.

В результате экспериментальных исследований ПТС были обнаружены оптимальные значения величины мощности теплоподвода и температуры на выходе термосифона, соответствующие минимуму энергозатрат.

Диапазон величин тепловой нагрузки на ПТС определялся из следующих соображений.

Минимальная величина Q_{TC} определяется стабильностью движения парожидкостного потока в ПТС. Как показали исследования [4], стабильная работа ПТС с внутренним диаметром 0,0035...

Верхний предел тепловой нагрузки на ПТС в настоящих исследованиях соответствовал оптимальным величинам и составил — для АХА в «стандартном» исполнении $Q'_{TC} = 70$ Вт, в «низкотемпературном» — $Q'_{TC} = 80$ Вт.

Величина теплоподвода на дополнительный электронагреватель (Q''_{TC}) не превышала 20 Вт, а суммарная величина Q_{TC} во всех случаях не превышала Q'_{TC} , т.е. диапазон изменения тепловой нагрузки на основной нагреватель составил 40...70 Вт (для «стандартной» АХА) и 40...80 Вт (для «низкотемпературной» АХА).

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает следующее.

В обоих случаях («стандартное» и «низкотемпературное» исполнение АХА) в исследуемом диапазоне величин тепловых нагрузок на ПТС и их комбинациях имеется оптимум (минимум) суммарной тепловой нагрузки Q_{TC} .

В исследуемом диапазоне тепловых нагрузок при $T_{o.c} = 25$ °С оптимум (минимум) суммарной тепловой нагрузки лежит в области $Q_{TC} \approx 60$ Вт, при этом диапазон $Q'_{TC} = 45...50$ Вт, а $Q''_{TC} = 10...15$ Вт.

Эти результаты показывают, что одна и та же величина холодопроизводительности АХА может быть достигнута при подаче тепловой нагрузки на основной нагреватель 67,5 Вт или распределенной нагрузкой на основной и дополнительный нагреватели в сумме 60 Вт. Наиболее стабильные результаты достигаются, когда $Q_{TC} = Q'_{TC} + Q''_{TC} = 47,5 + 12,5 = 60$ Вт.

Таким образом можно утверждать, что при обеспечении некоторой холодопроизводительности «стандартного» АХА при $T_{o.c} = 25$ °С, соответствующей тепловой нагрузке на основном нагревателе 67 Вт, можно получить экономию энергии 7,5 Вт или 10,4 %, если распределить между основным и дополнительным нагревателями тепловую нагрузку 60 Вт, таким образом, чтобы на основном нагревателе она составляла 45...50 Вт, а на дополнительном — 10...15 Вт.

Анализ температурных полей ПТС показывает, что оптимум холодопроизводительности АХА достигается в том случае, когда имеет место наименьший перепад температур по высоте подъемной части, т.е. температуры конца кипения (t''_s) и выхода ПТС (t''_{TC}) максимально близки. Таким образом, распределенная тепловая нагрузка на ПТС позволяет осуществить последовательную (каскадную) генерацию пара на минимальном уровне температур, что и обеспечивает энергосберегающие режимы АХА.

По результатам экспериментальных исследований установлено, что минимальное энергопотребление АХА достигается при одновременном использовании каскадного и комбинированного теплоподвода к термосифону [1, 2]. Этот режим характеризуется кратковременным периодом пуска (100 % номинальной мощности) с дальнейшим переходом на меньшую мощность (до 60 % номинальной мощности) и отключением теплоподвода при достижении заданной температуры в камере. Снижение энергопотребления при таком режиме достигает 20 %.

Выводы

1. По результатам исследований разработан алгоритм теплоподвода к термосифону АХА, позволяющий снизить потребление электроэнергии до уровня компрессионных аналогов (табл. 1).

Таблица 1 – Алгоритм управления АХА

		Температура окружающей среды, °С			
		10...16	16...22	22...28	28...32
«Стандартный» АХА		«110-(42,5+17,5)»	«110-(45+15)»	«110-(47,5+12,5)»	«110-(50+10)»
«Низкотемпературный» АХА	***	«110-(42,5+17,5)»	«110-(42,5+17,5)»	«110-(50+12,5)»	«110-(52,5+10)»
	**	«110-(45+17,5)»	«110-(47,5+15)»	«110-(50+12,5)»	«110-(52,5+10)»
	*	«110-(45+17,5)»	«110-(47,5+15)»	«110-(50+12,5)»	«110-(52,5+10)»
	+5 °С	«110-(45+17,5)»	«110-(47,5+15)»	«110-(50+12,5)»	«110-(52,5+10)»
	+12 °С	—	«110-0»	«110-0»	«110-0»

2. При использовании результатов данных исследований в энергосберегающих режимах работы абсорбционных холодильных аппаратов следует иметь в виду, что они получены для нескольких, указанных выше, моделей АХА, в строго определенных условиях теплоподвода (термическом сопротивлении в зоне контакта «электронагреватель–стенка ПТС») и рассеивания тепла в окружающую среду (при определенном теплоизоляционном кожухе генераторного узла). В связи с этим величины тепловой нагрузки необходимо корректировать, относительно рекомендуемых, с учетом конструктивных особенностей конкретной модели АХА.

3. Для реализации энергосберегающих режимов в аппаратах с АХА целесообразно использовать специальную систему автоматического управления, где в качестве регулятора и системы сбора и обработки информации использован микропроцессорный контроллер (микроконтроллер) [5].

Литература

1. Железный В.П. Эколого-энергетические аспекты внедрения альтернативных хладагентов в холодильной технике / В.П. Железный, В.В. Жидков. – Донецк : Донбасс, 1996. – 144 с.
2. Тітлов О.С. Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.14 / О.С. Тітлов. – Одеса, 2008. – 40 с.
3. Тяхай Д.С. Зниження енергоспоживання в апаратах з абсорбційно-дифузійними холодильними машинами шляхом організації раціональних теплових режимів генераторного вузла : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.14. / Д.С. Тяхай. – Одеса, 2000. – 16 с.
4. Янченко В.М., Казаков Э.А., Котельников А.В. Определение основных характеристик генератора абсорбционно-диффузионной холодильной машины // Машины и аппараты холод., криогенной техники и кондиционирования воздуха. – 1977. – № 2. – С. 80-85.
5. Тяхай Д.С. Микроконтроллерная система управления бытовой абсорбционной холодильной техникой. Наук. пр. ДонДУЕТ. – Донецьк, 2010. – Вип. 24. – С. 215-220.

УДК 536.248.2:532.529.5

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КЕРАМИЧЕСКИХ ПОРИСТЫХ МНОГОКАНАЛЬНЫХ СТРУКТУР В ОБЛАСТИ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Чебан Д.Н., аспирант, Дорошенко А.В., д-р техн. наук, профессор
Одесская государственная академия холода, г. Одесса

Разработаны системы испарительного охлаждения сред, осушения и кондиционирования воздуха, основанные на принципе непрямого испарительного охлаждения и выполнен анализ возможностей таких систем, в зависимости от климатических условий и режимных параметров. Теплообменные аппараты, входящие в систему испарительного охлаждения, основаны на пленочном взаимодействии потоков газа и жидкости и в них, для создания насадки, используются многоканальные структуры из полимерных материалов и пористой керамики.

The systems evaporative cooling of environments are developed, drainages and air conditioning based on a principle indirect evaporative of cooling the analysis of opportunities of such systems and is executed, depending on climatic conditions and regime parameters. Heat-mass-transfer apparatus the devices which are included in system evaporative of cooling, are based on film interaction of flows of gas and liquid and in them, for creation surface is heat-mass-transfer the multichannel structures from polymeric materials and porous ceramics are used.

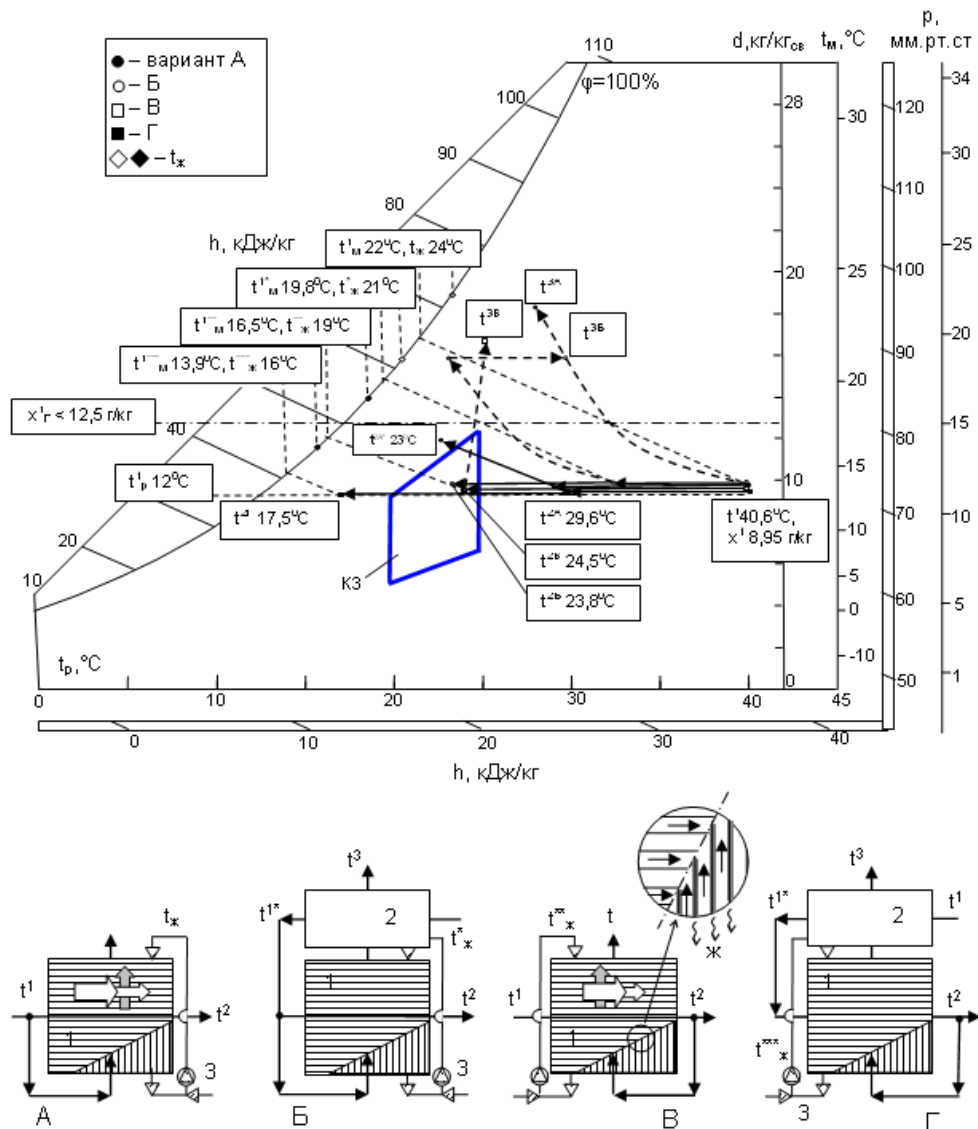
Ключевые слова: испарительное охлаждение, полимерные материалы, пористая керамика.

I. Введение. Сопряженные проблемы энергетики и экологии интенсифицируют поиск альтернативных решений в области холодильных и кондиционирующих систем. Эффективность испарительного охлаждения сред ограничена климатическими условиями, тем не менее, интерес к возможностям испарительных охладителей как прямого, так и непрямого типа в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой. Испарительные охладители могут использоваться как в автономном варианте, так и в комбинированных системах, например в составе солнечных осушительно-испарительных охладителей, где предварительное осушение воздуха обеспечивает высокую эффективность последующего испарительного охлаждения.

II. Испарительные охладители непрямого типа. Испарительные охладители непрямого типа НИО могут быть раздельного и совмещенного типов [1, 2]. В первом случае охладитель включает градирню и теплообменник, в котором охлаждается основной (продуктовый) воздушный поток. Во втором, получившем наибольшее распространение в последние годы [2-4, 7-12], воздушный поток делится на две части. Вспомогательный поток воздуха поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с водяной

пленкой (вода рециркулирует через аппарат) и обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую стенку, основной воздушный поток. Этот поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИО систем кондиционирования воздуха СКВ. Вспомогательный воздушный поток выносит все тепло из аппарата в «связанном» виде, его температура также понижается и влагосодержание возрастает. Температура воды в цикле сохраняет неизменное значение и оказывается на несколько градусов выше температуры мокрого термометра поступающего в НИО наружного воздуха. Эта температура также зависит от соотношения воздушных потоков в НИО, основного и вспомогательного, и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков в аппарате.

На рис. 1 приведены основные компоновки испарительных охладителей непрямого типа и протекание процессов на Н-Х диаграмме влажного воздуха. Поскольку вспомогательный поток покидает аппарат достаточно холодным, он может использоваться для охлаждения полного воздушного потока, поступающего в НИО (рис. 1, Б и Г). Могут использоваться и различные схемы с рециркуляцией воздуха, покидающего кондиционируемое помещение.



Обозначения: 1 – НИО; 2 – теплообменник; 3 – водяной рециркуляционный контур;
 t_p, t_m – температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам; $t_{\text{ж}}$ – температура жидкости, рециркулирующей через мокрую часть НИО; КЗ – зона комфортных параметров воздуха

Рис. 1 – Основные компоновки испарительных охладителей непрямого типа А и Б, – НИО; В и Г, – НИО/Р и протекание процессов на Н-Х диаграмме влажного воздуха

На рис. 1В приведена регенеративная схема НИО/Р, с разделением полного воздушного потока на выходе из сухой части охладителя 1. Она обеспечивает более глубокое охлаждение воздуха, поскольку здесь процесс испарительного охлаждения воды в «мокрой» части аппарата ориентирован на температуру мокрого термометра воздуха, уже прошедшего охлаждение в «сухой» части охладителя. Но эта схема и более энергозатратна.

Поскольку основной воздушный поток, прошедший «сухую» часть НИО имеет более низкое значение температуры мокрого термометра, чем наружный воздух, он может эффективно использоваться для получения холодной воды в комбинированной системе в составе НИО и градирни ГРД, то есть решать ряд задач обычной пароконденсационной техники.

III. Анализ возможностей испарительных охладителей. Анализ возможностей испарительных охладителей (рис. 1) выполнен на основе ранее полученных экспериментальных данных в работах [1, 2]. Экспериментальный стенд обеспечивает возможность исследования разработанных НИО с насадкой из полимерных материалов, в виде многослойных многоканальных структур.

В программе исследований было принято:

— В качестве базового элемента в модулях НИО использована многоканальная плита из поликарбоната. Модуль НИО представлял набор эквидистантно расположенных вертикальных многоканальных плит с разомкнутыми каналами.

— Величина эквивалентного диаметра каналов насадки варьировалась для «сухих» и «мокрых» каналов, и составляла $do\varnothing/d\varnothing = 18,5/20,3$ мм.

— Для интенсификации процессов совместного тепломассообмена и увеличения смоченной поверхности, на внешней стороне полимерных плит была использована регулярная шероховатость (РШ) с параметром $k = p/e = 27,5$, где p и e — шаг и высота выступа РШ; именно в этом диапазоне значений параметра шероховатости k отмечается интенсификация процессов переноса.

— Рабочий диапазон скоростей движения воздуха в каналах насадки изменялся в диапазоне $w = 1,0 - 7,0$ м/с.

— Погрешность измерения основных величин, обусловленная точностью измерений, вычислялась при обработке данных для каждого опыта и составляет: точность сведения теплового баланса — от 8 до 12 %; экспериментальный материал характеризуется надежной воспроизводимостью.

Все тепломассообменные аппараты, входящие в состав рассматриваемых испарительных охладителей, пленочного типа с насадкой регулярной структуры, образованной многослойными многоканальными структурами из полимерных материалов [1, 2]. Это касается испарительных охладителей воздуха (прямого и непрямого типов, ПИО, НИО) и воды (градирни ГРД). При этом эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам была принята, на основании цикла экспериментальных исследований, равной $E_O = E_B = (t^1 - t^2)/(t^1 - t_m) = 0,65$, при эффективности теплообменников, входящих в состав охладителей $E_{T/O} = 0,8$. Эффективность охлаждения основного (E_O) и вспомогательного (E_B) воздушных потоков в НИО определяется выражениями:

$$E_O = \frac{G_O(t_R^{o1} - t_R^{o2})}{G_O(t_R^{o1} - t^o)} = \frac{(t_R^{o1} - t_R^{o2})}{(t_R^{o1} - t^o)} \quad (1)$$

$$E_B = \frac{G_B(h_R^{B2} - h_R^{B1})}{G_B(h_R^{B2} - h_R^{Bo})} = \frac{(h_R^{B2} - h_R^{B1})}{(h_R^{B2} - h_R^{Bo})} \quad (2)$$

при этом, пределами протекания процессов здесь являются: для основного воздушного потока t^0 (исчисляется от t_m^1 [2]); для вспомогательного потока величина h_R^{Bo} .

Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО принята $t_{ж}^* = t_m^1 + 2,5$ °С. На самом деле величина E_B несколько выше чем E_O , а реальное значение величины $t_{ж}^*$ зависит от соотношения расхода воздушных потоков $l = G_O/G_B$ в «сухой» и «мокрой» частях НИО. Поскольку возможности испарительных охладителей рассматривались применительно к задачам СКВ, начальное влагосодержание воздуха выбрано в диапазоне $x_R < 12,5$ г/кг и на диаграмме Н-Т показана область комфортных параметров воздуха, обусловленная сочетанием температуры и относительной влажности воздуха в кондиционируемом помещении (КЗ) [1].

На рис. 1 на Н/Х диаграмме влажного воздуха показано протекание процессов для четырех рассмотренных вариантов НИО. Расчеты выполнены для условий: $t^1 = 40,6$ °С, $x^1 = 8,95$ г/кг. Здесь показаны: процесс охлаждения основного воздушного потока ($t^1 - t^2$), протекающий при неизменном влагосодержании воздуха; процесс изменения состояния вспомогательного воздушного потока ($t^1 - t^3$), имеющий, как показано в работе [2] криволинейный характер; процессы в теплообменнике (2) для вариантов охладителей по схемам Б и Г; а также условно, точками на кривой $\phi = 100$ %, показаны соответствующие температуры жидкости, рециркулирующей через охладитель ($t_{ж}^*$).

Видно, что использование в составе НИО теплообменника (2) существенно улучшает характеристики (с учетом дополнительных энергозатрат на движение потоков в теплообменнике): температура охлажденного воздуха снижается от 29,6 °С до 23,8 °С (варианты А и Б) и от 24,5 °С до 17,5 °С (варианты В и Г). Переход от схемы НИО к НИО/Р позволяет снизить температуру охлажденного воздуха от 29,6 °С до 24,5 °С (варианты А и В). Для схем на основе НИО/Р особо перспективно использование теплообменника (2), поскольку вспомогательный поток покидает охладитель при достаточно низкой температуре.

На основе НИО (схема А) рассмотрен охладитель в составе НИО/ПИО, — процессы $(t^1 - t^{2A})$ и $(t^{2A} - t^{2A*})$ в сухой части НИО и ПИО, соответственно. Такая схема обеспечивает получение комфортных параметров. Близкий результат отмечается в работе [6].

Отметим особо, что для схемы Г температура охлажденного воздуха составляет 17,5 °С, при температуре мокрого термометра наружного воздуха 22 °С, то есть для НИО/Р пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования испарительных охладителей даже в диапазоне начальных условий $x_T < 12,5$ г/кг.

Одноступенчатый охладитель НИО/Р с теплообменником (схема Г по рис. 1) обеспечивает температуру охлажденного воздуха 17,5 °С, при температуре точки росы наружного воздуха 12 °С. В работе Maisotsenko V., Lelland Gillan [3] рассматривается возможность сведения многоступенчатого охладителя к одноступенчатому по близкой схеме, и указывается на их идентичность в смысле достигаемого результата. Это очевидно не так, и, кроме того, в этой работе используются капиллярно-пористые материалы в качестве образующих элементов насадки, что требует использования очищенной воды в контуре испарительного охладителя и серьезным образом усложняет практическую эксплуатацию таких охладителей.

IV. Перспективы использования пористых многоканальных керамических структур для организации процессов тепломассообмена в испарительных охладителях. В работе E.V. Gomes, F.J. Rey Martinez [5] представлен испарительный охладитель непрямого типа на основе пористой керамики (рис. 2). Аппарат устроен таким образом, что рециркуляционный воздух имеет следующие параметры: температуру 22 °С и относительную влажность 50 %. Когда приточный воздух поступает в охладитель с относительной влажностью менее чем 50 %, то в нём происходит процесс тепломассообмена, уменьшается температура и увеличивается влагосодержание приточного воздуха. С другой стороны, если относительная влажность приточного воздуха более чем 50 %, то происходит только процесс теплообмена (процесс без изменения влагосодержания), снижается только температура приточного воздуха. Теплообменник выполнен на основе керамических трубок, которые расположены в шахматном порядке. В одном ряду располагаются семь трубок с наружным диаметром 25×5 мм и длиной 600 мм. Площадь теплопередающей поверхности 2,3 м².

На основе выполненного аналитического обзора исследований последних лет в мире, а также опыта накопленного в ОГАХ по использованию испарительных охладителей, выбрано, в качестве основного направления повышения эффективности испарительного охлаждения, использование керамических блоков с многоканальной пористой структурой (рис. 3) и проведено предварительное исследование.

Разработанная насадка представляет собой пористую многоканальную структуру, стенки каналов которой выполнены из пористой керамики.

Таблица 1 – Характеристики керамического блока

Ширина, мм	Высота, мм	Длина, мм	Толщина стенок, мм	Внутренний диаметр канала, мм	Живое сечение модуля	Теплопередающая поверхность, м ²	Удельная поверхность насадки, м ² /м ³
150	150	300	1,8	9,49	68%	2,105	314

В первой части исследования провели экспериментальное изучение рабочих характеристик прямого испарительного охлаждения:

1. Пленочный режим течения (рис. 3Б).
2. Канальный режим через стенку (рис. 3В) — каналы заполнены водой через один ряд.

На рис. 5 приведены результаты испытаний для пленочного режима течения. На рис. 5А показан график зависимости эффективности охлаждения воздуха от расхода воздушного потока. Из графика видно, что при изменении расхода воздушного потока эффективность E_A меняется незначительно. Следовательно E_A зависит от изменения расхода воздуха в меньшей степени. На рис. 5Б показан график зависимости эффективности охлаждения воздуха от температуры наружного приточного воздуха. График показывает, что с ростом температуры наружного воздуха, растет и эффективность E_A . На рис. 5В показан график зависимости эффективности от расхода жидкости, из которого видно, что она не зависит от расхода жидкости. Следовательно, можно попробовать подавать воду циклично с некоторым интервалом.

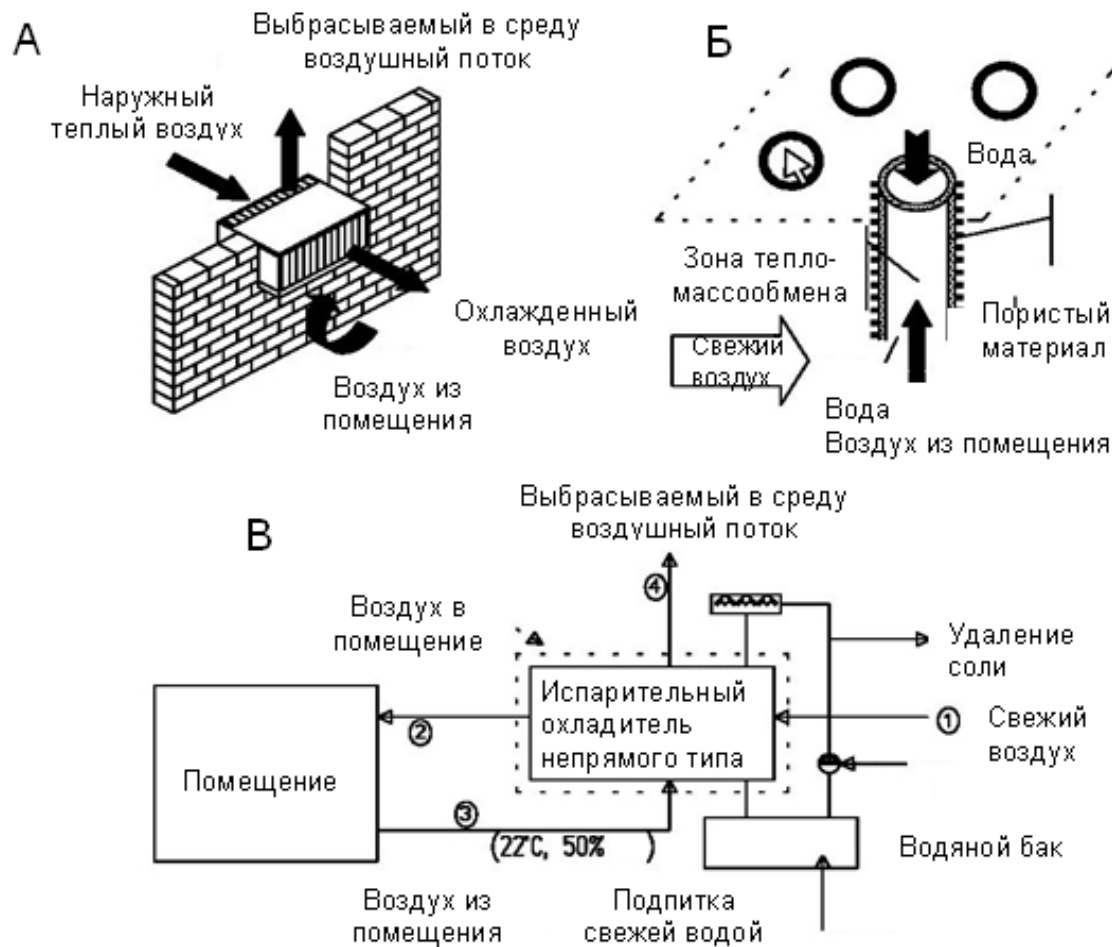


Рис. 2 – Испарительный охладитель непрямого типа с использованием, в качестве вспомогательного потока, воздуха, покидающего помещение (А, В) и насадки из пучка керамических труб с пористыми стенками (Б) (по работе [5])

Во второй части исследования планируется изучение испарительных охладителей как прямого типа (ПИО и градирни ГРД), так и непрямого типов НИО (построенных по раздельной схеме).

Особый интерес представляют теплообменные аппараты с трубчатой многоканальной структурой, — испарительные охладители непрямого типа НИО в обычном (рис. 4А) и регенеративном вариантах (рис. 4Б).

Сравнивая испытания прямого испарительного охлаждения с модулем на основе пористой многоканальной керамики и модуля на основе многослойных поликарбонатных плит, можно сделать вывод, что использование пористой керамики вполне оправдано, поскольку эффективность охлаждения воздуха превышает ранее полученные значения и составляет $E_A \approx 0,55 \div 0,67$, даже при значительно высшем влагосодержании воздуха.

Были проведены испытания прямого испарительного охлаждения ПИО в циклическом режиме, то есть вода подавалась с различным интервалом времени. В проведенном ряде испытаний изменялся как временной интервал подачи воды, так и время включения насоса. Был выявлен оптимальный циклический режим — подача воды через каждые 15 минут в течение 30 секунд. Как видно из рис. 6А эффективность охлаждения воздуха составляет $E_A \approx 0,65$. По сравнению с пленочным режимом E_A не уменьшилась, следовательно, можно рекомендовать этот режим для стран с сухим и жарким климатом, где запасы воды ограничены.

Также проведены испытания ПИО в канальном режиме. Вода заполняла каналы насадки через один ряд (рис. 3В). На рис. 6Б представлено изменение E_A по времени. Как видно из рисунка, наблюдается падение эффективности до значения $E_A \approx 0,55$. Можно рекомендовать этот режим для стран с сухим и жарким климатом, где запасы воды весьма ограничены.

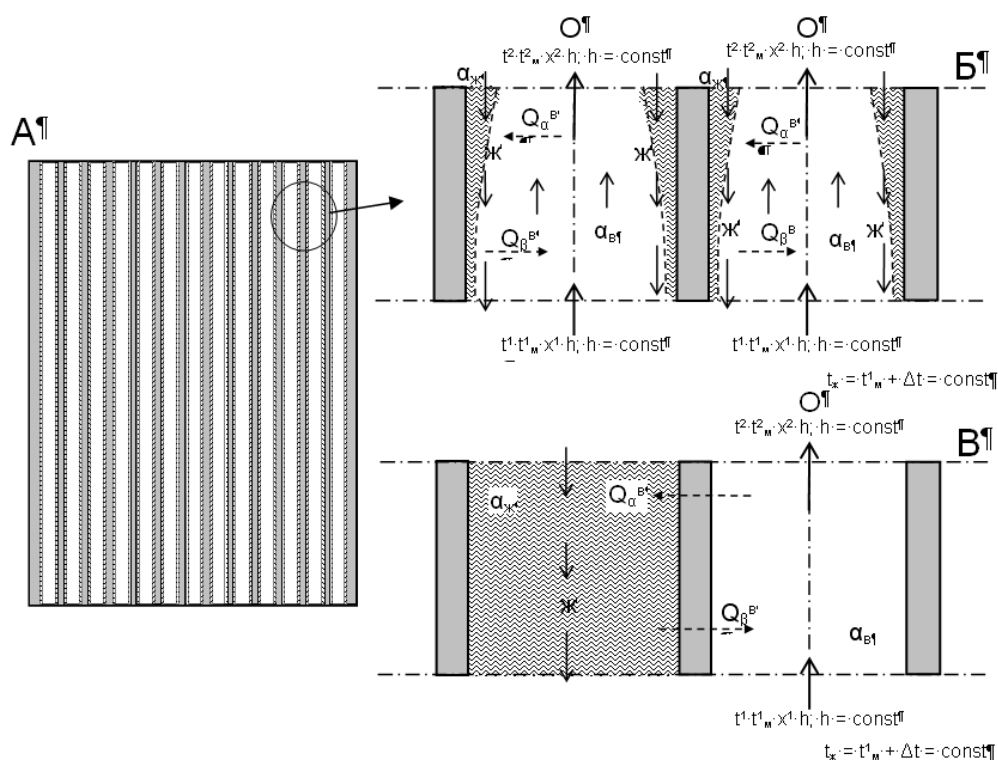
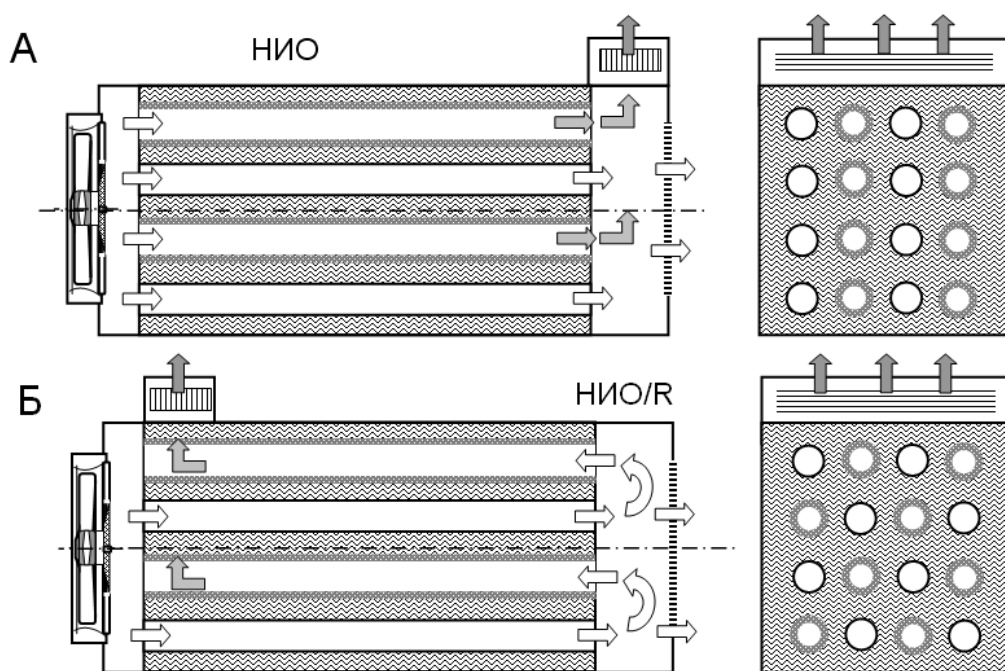
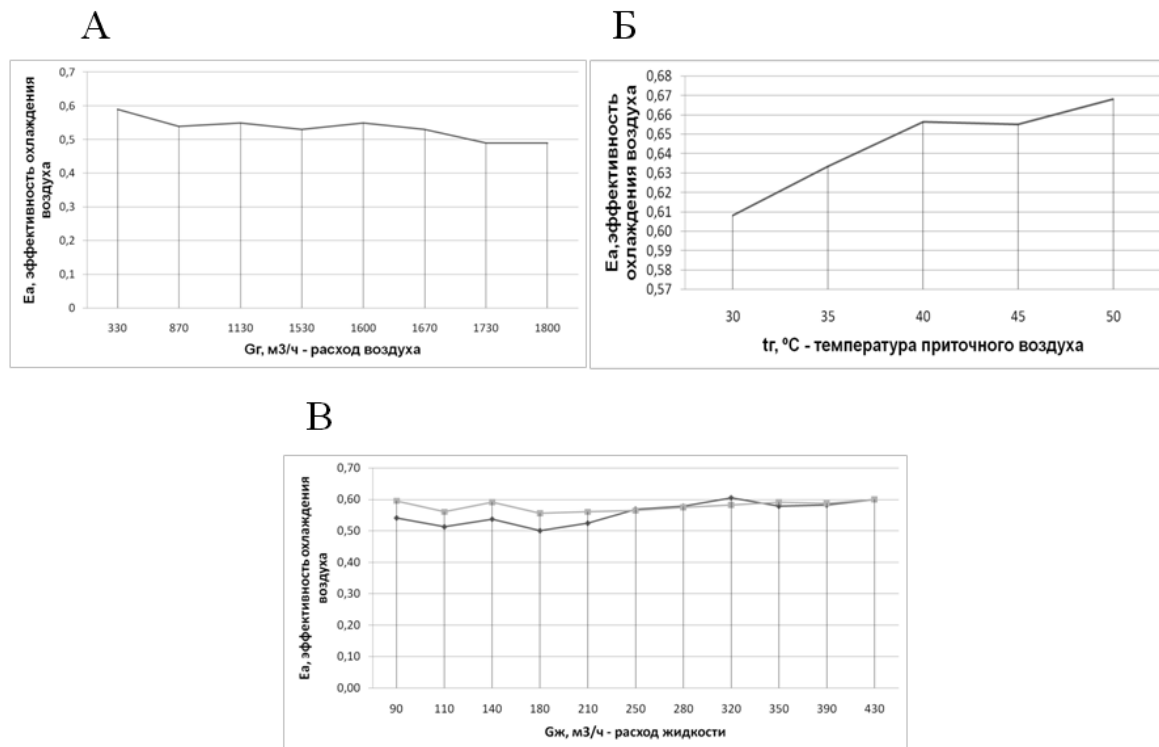


Рис. 3 – Разрез керамического блока (А). Увеличенный вид каналов насадки. Вариант с пленочным режимом течения жидкости (Б). Увеличенный вид каналов насадки. Вариант с перекрытием и заполнением каналов жидкостью через один ряд — канальный режим (В)



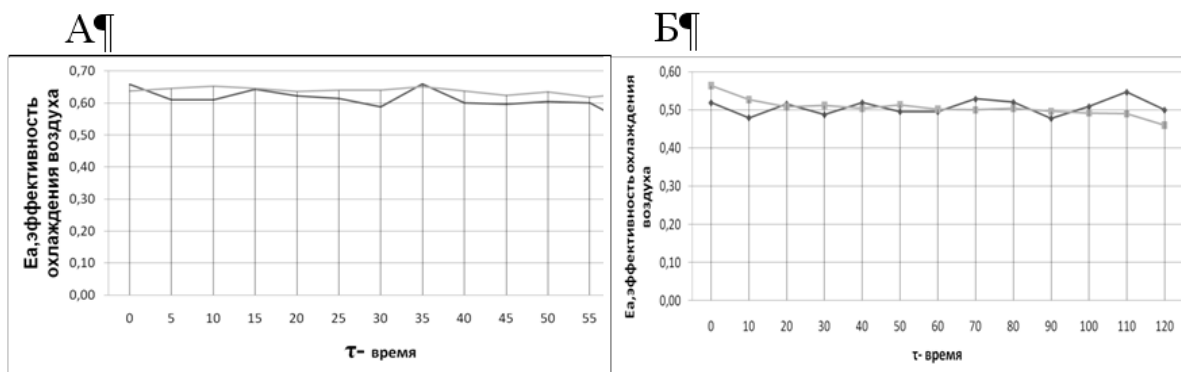
Схемы контактирования основного и вспомогательного воздушных потоков и воды в «мокрых» и «сухих» каналах насадки НИО

Рис. 4 – Тепломассообменные аппараты (трубчатые многоканальные структуры), – испарительные охладители непрямого типа НИО в обычном (А) и регенеративном вариантах (Б)



*А – зависимость эффективности охлаждения воздуха E_a от расхода воздуха G_g .
 Параметры воздуха в помещении: $t_g = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$; $X_g = 18,3\text{ г/кг}$. Расход жидкости: $G_{ж} = 430\text{ кг/ч}$;
 Б – зависимость эффективности охлаждения воздуха E_a от температуры окружающей среды t_r .
 Параметры воздуха в помещении: $t_g = 24,8\text{ }^{\circ}\text{C}$; $X_g = 15,7\text{ г/кг}$. Расход жидкости: $G_{ж} = 430\text{ кг/ч}$;
 В – зависимость эффективности процесса E_a от расхода жидкости $G_{ж}$.
 Параметры воздуха в помещении: $t_g = 25,9\text{ }^{\circ}\text{C}$; $X_g = 17,7\text{ г/кг}$. Расход воздуха: $G_g = 1530\text{ м}^3/\text{ч}$.
 Показаны две кривые, так как температуры снимались по термопарам и стеклянным термометрам.*

Рис. 5 – Испытания процессов прямого испарительного охлаждения воздуха на насадке из пористой керамики для пленочного режима течения



*А – пленочный режим течения. Изменение эффективности охлаждения воздуха E_a по времени.
 Параметры воздуха в помещении: $t_g = 28,2\text{ }^{\circ}\text{C}$; $X_g = 16,5\text{ г/кг}$.
 Показаны две кривые, так как температуры снимались по термопарам и стеклянным термометрам.
 Б – Изменение эффективности охлаждения воздуха E_a по времени.
 Параметры воздуха в помещении: $t_g = 30,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; $X_g = 9,6\text{ г/кг}$.
 Показаны две кривые, так как температуры снимались по термопарам и стеклянному термометру*

Рис. 6 – Испытания процессов испарительного охлаждения воздуха на насадке из пористой керамики

Выводы

1. Использование в составе НИО теплообменника на холодном вспомогательном воздушном потоке существенно улучшает характеристики охладителя; переход от схемы НИО к НИО/Р позволяет снизить температуру охлажденного воздуха; для схемы для НИО/Р пределом охлаждения является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования испарительных охладителей.

2. Особый интерес представляет вариант комбинированного охладителя на основе НИО/Р и градирни на основном воздушном потоке, покидающем НИО: поскольку потенциал поглощения влаги основным воздушным потоком очень высок ($t_m^1 = 7,0\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_p^1 = 0\text{ }^\circ\text{C}$), в градирне может быть достигнута достаточно низкая температура воды и такой охладитель может решать ряд задач холодильной техники, например получение захлажденной воды, не прибегая к парокомпрессионному охлаждению.

3. Применение многоканальных керамических блоков в пленочном режиме течения показало, что эффективность охлаждения воздуха находится в пределах от $E_A = 0,55 \div 0,67$ и мало зависит от расхода жидкости. Это приводит к значительному сбережению энергии.

4. Для стран с сухим и жарким климатом, где запасы воды ограничены, рекомендуется использовать циклический режим $E_A \approx 0,65$, либо каналный режим со значением $E_A \approx 0,55$.

5. Применение насадки с трубчатой керамической многоканальной структурой может привести к увеличению эффективности испарительного охлаждения воздуха, в частности, благодаря росту удельной смоченной поверхности.

6. Испарительные охладители могут обеспечить получение комфортных параметров воздуха, при $x_T < 12,5\text{ г/кг}$, не прибегая к парокомпрессионному охлаждению. Это позволяет снизить энергозатраты в среднем на 25...35 % и существенно повысить экологическую чистоту новых решений.

Литература

1. Горин А.Н., Дорошенко А.В. Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха. 2-е переработанное и дополненное издание. – Донецк.: Норд-Пресс, 2007. – 362 с.
2. Дорошенко А.В. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. – 1992. – Т. 1. – 350 с., Т. 2. – 260 с.
3. Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.
4. JOHN L. McNAB, PAUL MCGREGOR/ 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646.
5. Gomes E.V., F.J. Rey Martinez, F. Varela Diez, M.J. Molina Leyva, R. Herrero Martin. Description and Experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. Int/ Journal of Refrigeration. 28-2005. – P. 654-662.
6. Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. – P. 101-109.
7. Jose Rui Camargo, Carlos Daniel Ebinuma, Jose Luz Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city. Int. J. Refrig., vol. 21, (28) – 2005. – P. 1124-1132.
8. Davis Energy Group, California, Energy Commission, 2004
9. Torcollini P., National Renewable Energy Laboratory, 2003
10. Energy Conservation and Management Division (Energy, Minerals and Natural Resources Department), 2002
11. Stoitchkov N. J., Dimirov G.J. Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6. – 1998. – P. 463-471.
12. Koltun, P. Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternantive Air-Conditioning Systems. P. Koltun, S. Ramakrishnan, A. Doroshenko, M. Kontsov. 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140, 2003. – P. 45-57.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ КАМЕРЫ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ

Редунов Г.М.¹, ассистент, Титлов А.С.², д-р техн. наук, профессор

1) Одесская государственная академия холода, г. Одесса

2) Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Представлен подход к моделированию переходных процессов в абсорбционных холодильных приборах, который позволяет повысить энергетическую эффективность за счет минимизации потерь в переходных режимах

Going near the design of transients is presented in absorption refrigeration devices, which allows to promote power efficiency due to minimization of losses in transient behaviors

Ключевые слова: абсорбционный холодильный прибор, энергосбережение, управление переходными процессами

Основной задачей энергосберегающего управления АХП является повышение энергетической эффективности посредством поддержания оптимального режима работы [1]. Понятие оптимальности многогранно и должно быть конкретизировано для каждого отдельного случая. Для АХП критерий оптимальности должен учитывать необходимость поддержания требуемых температурных режимов при холодильном хранении пищевых продуктов.

Применение систем автоматического регулирования в большинстве моделей бытовой холодильной техники как компрессионного, так и абсорбционного типа, как правило, сводится к установке манометрических реле температуры, которые, однако, имеют высокую погрешность измерения температуры и не удовлетворяют современным требованиям (цифровая индикация режимов холодильного хранения, поддержание заданного уровня температур холодильного хранения) [2].

Бытовые абсорбционные холодильники и морозильники принадлежат к числу статических объектов с большой тепловой инерцией и медленно изменяющейся тепловой нагрузкой на испаритель, что не предъявляет особых требований к системам поддержания температурных режимов, однако ограниченные возможности воздействия — практически только посредством изменения тепловой нагрузки на генераторе [3, 4], значительно усложняют алгоритмы управления.

Современный уровень развития электронной техники позволяет создавать всевозможные системы управления без каких-либо ограничений по сложности их алгоритмов [5]. В настоящее время в бытовой холодильной технике получают развитие системы управления, получившие название «Fuzzy Logic» («нечеткой логики»). Такие системы позволяют поддерживать заданную температуру хранения с минимальным отклонением и, одновременно, снизить энергопотребление холодильного прибора. Так, например, фирма «Electrolux» в новых моделях минибаров (RH340LD, RH341LD, RH355LD) с системами «Fuzzy Logic» добилась снижения энергопотребления, по сравнению с аналогами до 40 % [6].

Объектом исследования являлась холодильная камера (ХК) абсорбционного холодильного прибора (АХП). В состав АХП кроме ХК входит и абсорбционный холодильный агрегат (АХА). Физическая сущность такого объекта связана с преобразованием температуры, он будет обладать статическими (k_0) и динамическими свойствами (T_0 , τ_0). Следовательно, процессы, протекающие в ХК можно описать с помощью дифференциального уравнения 1-го или 2-го порядков, т.е. динамическими звеньями 1-го или 2-го порядков с запаздыванием вида (*) (**) (всегда характерные для реальных объектов).

В результате проведения реальных экспериментов на АХП и шлюпочным двухцилиндровым дизелем 20 л.с. на базе Одесской национальной морской академии [7] были получены реальные переходные характеристики (ПХ) температуры в ХК в зависимости от изменения электрической мощности или тепла выхлопных газов, подводимой к нагревателю. По одной из ПХ была проведена идентификация объекта управления (ОУ) — холодильной камеры. Получены передаточные функции W в виде дифференциальных уравнений (ДУ), описывающие данный объект.

Идентификация проводилась по известным в теории автоматического управления (ТАУ) методикам: для модели 1-го порядка и для модели 2-го порядка. Полученные в результате эксперимента (экспериментальная ПХ) и ПХ моделей приведены на рис. 1 и рис. 2.

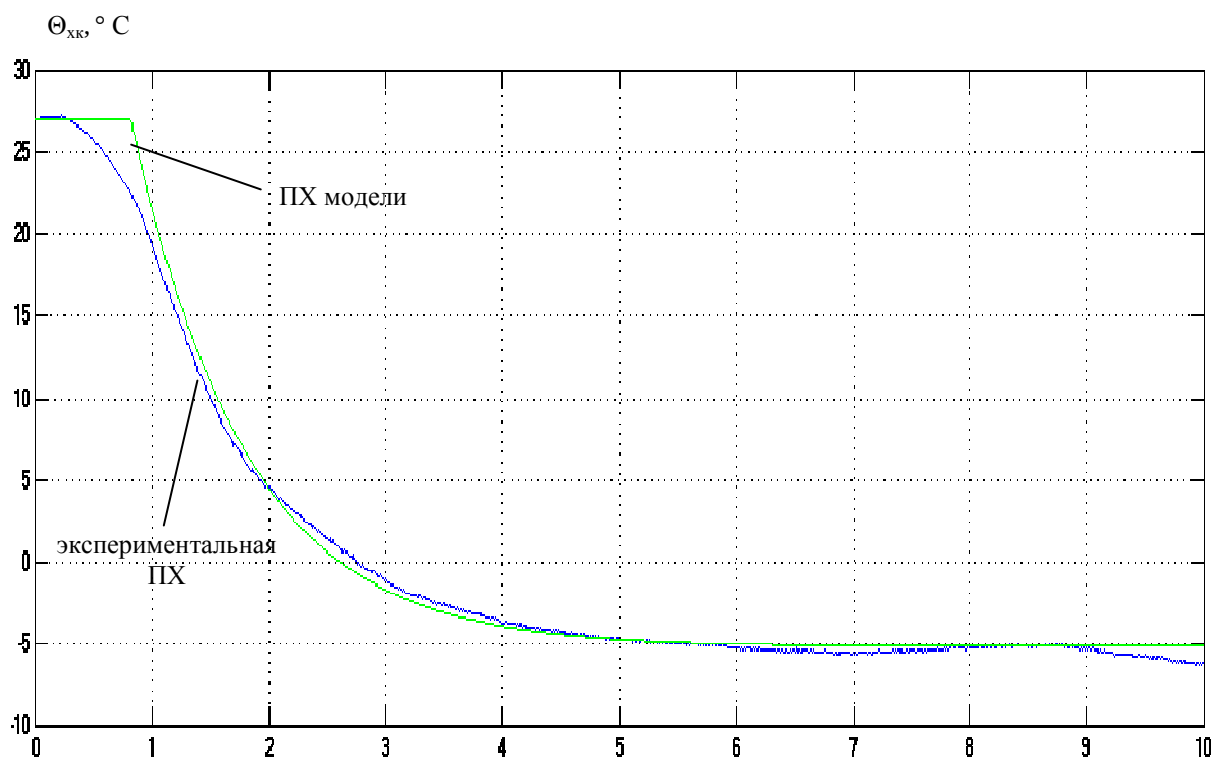


Рис. 1 – Результаты моделирования экспериментальной ПХ и ПХ модели 1-го порядка

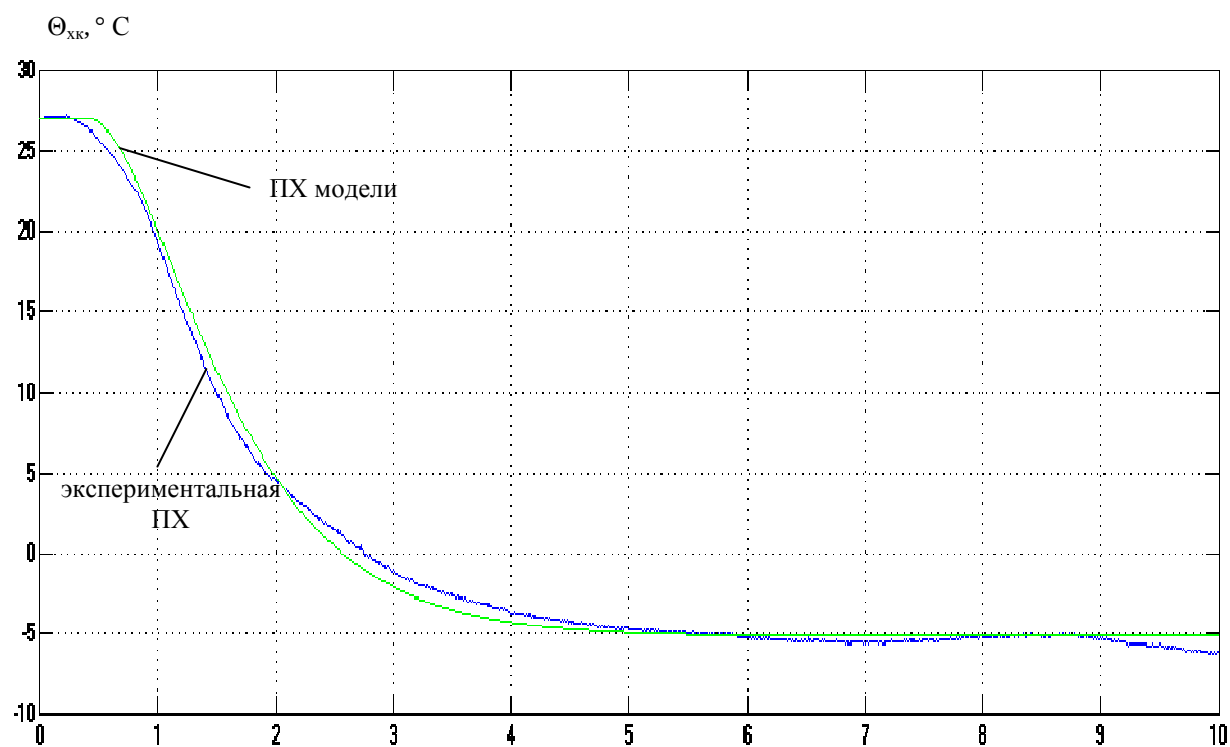


Рис. 2 – Результаты моделирования экспериментальной ПХ и ПХ модели 2-го порядка

Структурно АХА состоит из следующих элементов: испаритель, абсорбер, подъемный и опускной дефлегматоры, генераторный узел — нагреватель (выхлопными газами после утилизационного котла с температурой 110...180 °С), конденсатор, ЖТО (жидкостные теплообменники), промежуточные теплообменники.

Всего схема более 10 элементов, каждый из них хорошо описывается ДУ вида

$$T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) . \quad (1)$$

В теории идентификации динамических объектов есть методы сводящие множество ДУ к одному ДУ 1-2-го порядка с запаздыванием вида (*) (**), т.е.

$$T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) ; \quad (*)$$

$$T_0^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2T_0 \cdot \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) . \quad (**)$$

Параметрическая идентификация проводилась путем минимизации интегрального модульного критерия (интегрального средне модульного отклонения между экспериментальной ПХ и модельной ПХ (***)).

$$R = \min_{t_k} \frac{1}{t_k} \cdot \int |\Theta_{\text{э}}(t) - \Theta_{\text{м}}(t)| dt ; \quad R_1 = 0,56 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad R_2 = 0,38 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (***)$$

$$T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) ; \quad 9860 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = -0,23 \cdot (t - 8170) ;$$

$$T_0^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2T_0 \cdot \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) ; \quad 6540^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2 \cdot 6540 \cdot \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = -0,23 \cdot (t - 4300) .$$

Интегральный модульный критерий: $I_2 = \int_0^\infty |\Delta y(t)| dt$ — характеризует площадь, расположенной между двумя кривыми (рис. 1 и 2) т.е. экспериментальной ПХ и ПХ модели.

Одновременно решается проблема проверки синтезированной модели на ее адекватность экспериментальной ПХ.

Передаточные функции (ДУ), полученные при идентификации:

а) для модели 1-го порядка:

$$W^o(p) = \frac{-0,23 \cdot e^{-\tau_0 \cdot p}}{T_0 \cdot p + 1} ; \quad W^o(p) = \frac{-0,23 \cdot e^{-8170 \cdot p}}{9860 \cdot p + 1} ;$$

$$T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) ; \quad 9860 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = -0,23 \cdot (t - 8170) . \quad (*)$$

б) для модели 2-го порядка:

$$W^o(p) = \frac{-0,23 \cdot e^{-\tau_0 \cdot p}}{(T_0 \cdot p + 1)^2} ; \quad W^o(p) = \frac{-0,23 \cdot e^{-4300 \cdot p}}{(6540 \cdot p + 1)^2} ;$$

$$T_0^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2T_0 \cdot \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) ; \quad 6540^2 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + 2 \cdot 6540 \cdot \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = -0,23 \cdot (t - 4300) . \quad (**)$$

Из рис. 1 и рис. 2 видно, что наиболее точно экспериментальную ПХ описывает модель 2-го порядка. Поэтому в дальнейших экспериментах будем использовать именно ее.

Таким образом:

$k_0 = -0,23$ — коэффициент передачи объекта;

$T_0 = 6540$ с — постоянная времени инерционности объекта;

$\tau_0 = 4300$ с — время запаздывания объекта управления (ОУ).

Выбор принципа построения системы автоматического регулирования проводится следующим образом. Существует 4 различных принципа построения систем автоматического регулирования (САР), обеспечивающих реализацию требуемого закона изменения регулируемой величины:

- принцип разомкнутого управления;
- принцип разомкнутого управления по возмущению;
- принцип замкнутого управления;
- комбинированный принцип управления.

Мы будем использовать принцип замкнутого управления.

Выбор алгоритма регулирования проводится следующим образом.

В инженерной практике наиболее часто используются типовые алгоритмы регулирования. САР с типовыми алгоритмами показывает хорошее соотношение «качество — сложность», причем САР с типовыми алгоритмами имеют достаточно высокую грубость, они поддерживаются соответствующим аппаратным обеспечением и программными средствами, для них разработаны упрощенные методики расчёта настроечных параметров алгоритмов управления. К типовым алгоритмам относят следующие:

- а) П (пропорциональный);
- б) ПИ (пропорционально-интегрирующий);
- в) ПД (пропорционально-дифференцирующий);
- г) ПИД (пропорционально-интегрирующий-дифференцирующий).

В нашем случае объект исследования обладает статическими свойствами. Из теории известно, что в САР со статическим объектом и П- или ПД-регуляторами присутствует ошибка статизма. Ошибка статизма — достаточно негативное явление. Для того чтобы исключить ошибку статизма необходимо использовать ПИ- или ПИД-алгоритмы управления.

В ходе исследования будем использовать различные алгоритмы управления: П-, ПИ-, ПД- и ПИД-регуляторы. Запишем для них уравнения и передаточные функции:

П-алгоритм регулирования (регулятор):

$$u(t) = k_p \cdot \Delta y(t) + u(0); \quad W_I(p) = k_p,$$

где k_p — коэффициент передачи регулятора.

ПИ-регулятор:

$$u(t) = k_p (\Delta y(t) + \frac{1}{T_u} \int_0^t \Delta y(t) dt) + u(0); \quad W_{PI}(p) = k_p (1 + \frac{1}{T_u p}),$$

где T_u — постоянная времени интегрирования регулятора.

ПД-регулятор:

$$u(t) = k_p \cdot \left(\Delta y(t) + T_{np} \cdot \frac{d\Delta y(t)}{dt} \right) + u(0); \quad W_{PD}(p) = k_p (1 + T_{np} p),$$

где T_{np} — постоянная времени предварения регулятора.

Для ПИД алгоритма:

$$u(t) = k_p (\Delta y(t) + \frac{1}{T_u} \int_0^t \Delta y(t) dt + T_{np} \cdot \frac{d\Delta y(t)}{dt}) + u(0); \quad W_{PID}(p) = k_p \left(1 + \frac{1}{T_u p} + T_{np} p \right).$$

Формулирование цели исследования.

Задача оптимального параметрического синтеза САР может быть сформулирована так: необходимо найти такие значения параметров УУ $\bar{b}_\phi^*$, удовлетворяющие ограничениям $\bar{b}_\phi^{don}$, чтобы при заданных моделях объекта регулирования W^0 и входных воздействий F, Y^{zd} выбранный критерий оптимальности I достигал бы своего наилучшего (экстремального) значения:

$$\bar{b}_\phi^* = \arg \min(\max) I(W^0, F, Y^{zd}, \phi, \bar{b}_\phi, \bar{b}_\phi^* \in \bar{b}_\phi^{don}).$$

Выбор показателей качества переходного процесса в САР

Прямые показатели качества характеризуют переходные процессы (ПП) с разных сторон, но бывают случаи, когда они противоречат друг другу. Для задач оптимизации удобнее использовать интегральные показатели, характеризующие ПП в целом. Наиболее часто применяются следующие критерии:

1. Линейный интегральный критерий: $I_1 = \int_0^\infty \Delta y(t) dt$ — характеризует площадь под кривой ПП.

2. Интегральный модульный критерий: $I_2 = \int_0^\infty |\Delta y(t)| dt$ — характеризует сумму площадей, расположенных над осью абсцисс.

3. Интегральный квадратичный критерий: $I_3 = \int_0^\infty (\Delta y(t))^2 dt$ — большие отклонения Δy «штрафуются» больше, малые — меньше.

4. Интегральный квадратичный критерий, учитывающий величину скорости протекания ПП:

$$I_4 = \int_0^{\infty} \left((\Delta y(t))^2 + \left(T_y \cdot \frac{d\Delta y(t)}{dt} \right)^2 \right) dt ,$$

где T_y — весовой коэффициент, отражающий своей величиной степень компромисса между требованиями минимизации площади под $\Delta y^2(t)$ и под $\Delta \dot{y}^2(t)$.

Для нашего случая был выбран последний критерий, как наиболее полно удовлетворяющий взаимно-исключающим требованиям к качеству процессов в АХА и ХК.

Выводы

Моделирование переходных процессов АХА и ХК позволило определить подходы к дальнейшему повышению энергетической эффективности АХП методами автоматического управления.

Литература

1. Ужанский В.С. Автоматизация холодильных машин и установок / В.С. Ужанский. — М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982. — 304 с.
2. Laguerre O. The analysis of the factors determining temperature in a house refrigerator / O. Laguerre, E. Derens, B. Palagos // Int.J. Refr. GB, 2002.08. — Vol. 25. — № 5. — 653-659.
3. Васылив О.Б. Поиск энергосберегающих режимов работы серийных абсорбционных холодильных аппаратов / О.Б. Васылив, А.С. Титлов // Холодильная техника и технология. — 1999. — № 60. — С. 28-37.
4. Василів О.Б. Оптимізація режимів роботи побутових абсорбційних холодильних апаратів різного функціонального призначення / О.Б. Василів // Наукові праці Одес. держ. акад. харч. технологій. — 1998. — № 18 — С. 174–179.
5. Куо Б. Теория и проектирование цифровых систем управления / Б. Куо. — М.: Машиностроение, 1986. — 448 с.
6. Титлов А.С. Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов: дис...д-ра техн. наук : 05.05.14 / Титлов А.С. — Одесса, 2008. — 447 с.
7. Коханський А.І. Перспективи застосування на морських судах абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) / А.І. Коханський, Г.М. Редунов, О.С.Тітлов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. — Вип. 7. — 2011. — С.103-107.

УДК 621.5.013:620.193

ПОВЫШЕНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ ПОКРЫТИЙ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИИ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ

Краснопольский А.¹, Косенко А.¹, Кузнецов Ю.², Казански В.¹, Титлов А.³

¹Ариэльский Университетский Центр Самарии, г. Ариэль, Израиль,

²ФГОУ ВПО «Орловский государственный аграрный университет», г. Орел, Россия

³Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса, Украина

В статье приведены результаты экспериментальных исследований коррозионной стойкости оксидно-керамических покрытий сформированных микродуговым оксидированием (МДО) на различных алюминиевых сплавах в электролите типа «KOH-H₃BO₃».

In the article the results of experimental researches of corrosive firmness of oxide-ceramic coverages are resulted formed the microark oxidizing (MAO) on different aluminium alloys in the electrolyte of type of «KOH-H₃BO₃».

Ключевые слова: абсорбционные холодильники, коррозия, оксидно-керамические покрытия, алюминиевые сплавы.

Одним из существенных недостатков абсорбционных холодильников является повышенная, по сравнению с компрессионными аналогами, металлоемкость. Одним из путей ее снижения является переход от низколегированных сталей, которые в настоящее время используются при изготовлении абсорбционных холодильников, к алюминиевым сплавам [1, 2].

Алюминиевые конструкции кроме минимального веса обладают великолепными теплопередающими характеристиками, что немаловажно для интенсификации вялых теплообменных характеристик.

В тоже время водоаммиачный раствор, являющийся рабочим телом абсорбционных холодильников, активно взаимодействует с алюминиевыми сплавами, вызывая разрушение конструкции [3]. Для защиты алюминиевых материалов перспективным представляется нанесение защитных керамических покрытий.

Одним из наиболее перспективных методов нанесения защитных покрытий на изделия и конструкции из алюминиевых сплавов, является постоянно совершенствующийся способ — плазменно-электролитическое оксидирование – микродуговое оксидирование (МДО) [3].

МДО — процесс получения покрытий на поверхности электропроводящего материала, находящегося в электролите, в высоковольтном режиме, обеспечивающем наличие локальных микроплазменных разрядов перемещающихся по поверхности при его анодной поляризации [5].

МДО — это многофакторно контролируемый процесс. Качество покрытия МДО может управляться составом электролита и оксидируемых сплавов, температурой электролита, временем обработки и напряжением, анодной плотностью тока и соотношением катодно-анодной плотностей тока и т.д. [6]. Покрытия высокого качества могут быть получены при определенном сочетании параметров обработки.

Этот процесс имеет большой ряд преимуществ перед другими методами: анодированием, электрофорезом, плазменным и газоплазменным напылением и др.

К основным преимуществам плазменно-электролитического оксидирования можно отнести следующие: возможность получения оксидно-керамических покрытий с высокими физико-механическими характеристиками покрытий (твердость, износ- и коррозионная стойкость, адгезия к металлической основе, сопротивление усталости); минимизация производственных площадей и сокращение времени технологического процесса, поскольку не требуется тщательной предварительной подготовки поверхности деталей и конструкций; высокая экологическая чистота проведения процесса.

Материалы и методы. В качестве образцов были использованы пластины размером 3×30×100 мм, изготовленные из алюминиевых сплавов Al5251, Al1035 и Al2024 (химический состав приведен в табл. 1) с оксидно-керамическими покрытиями, полученными МДО в электролите, состав которого приведен в табл. 2. Образцы перед оксидированием были отполированы с помощью наждачной бумаги на основе SiC крупностью 1200 grit. Оксидирование было выполнено при плотности тока 10...30 А/дм² в течении 120 минут на изготовленной в лаборатории установке МДО мощностью 40 кВА. В качестве первого электрода использовался оксидируемый образец, вторым электродом служила ванна из нержавеющей стали с водяным охлаждением.

Таблица 1 – Химический состав оксидируемых сплавов (% весовых)

Сплав	Fe	Si	Mn	Cr	Ti	Cu	Mg	Zn
5251	0,5	0,4	0,1–0,5	0,15	0,15	0,15	1,7–2,4	0,15
1035	Σ0,7		0,05	–	0,03	0,10	0,05	0,10
2024	0,5	0,5	0,3–0,9	0,1	0,15	3,8–4,9	1,2–2,8	0,25

Таблица 2 – Состав электролита для ПЭО образцов

Компоненты электролита	Концентрация, г/л
1. Гидроксид калия, х.ч., CAS 1310-73-2 (KOH)	5
2. Борная кислота, х.ч., CAS 10043-35-3 (H ₃ BO ₃)	20

Численное значение pH электролита было измерено посредством прибора YK-2005WA pH/CD согласно ASTM D1125-95(2009) «Standard Test Methods for Electrical Conductivity and Resistivity of Water».

Коррозионные испытания образцов проводили двумя методами:

1. В соответствии с ASTM G44 «Standard Practice for Exposure of Metals and Alloys by Alternate Immersion in Neutral 3,5 % Sodium Chloride Solution». Сущность метода заключается в ускорении коррозионного процесса чередованием погружения образцов в специальный (раствор) электролит и высушивания их на воздухе, относительно стандартного метода испытания в камере солевого тумана согласно ASTM B117 [7].

Для проведения коррозионных испытаний была изготовлена установка, состоящая из ванны и механизма, осуществляющего попеременное погружение в раствор и подъем установленных на нем образцов, отвечающая требованиям настоящего стандарта. Образцы во время испытаний закрепляли вертикально.

Солевой раствор был приготовлен растворением 3,5±0,1 весовых частей NaCl в 96,5 частях воды. Используемые компоненты: хлорид натрия, х.ч., CAS 7647-14-5; вода, дистиллированная или деионизированная, х.ч., ASTM 1193, type IV.

Объем электролита в ванне устанавливали в зависимости от площади поверхности образцов из расчета не менее 32 мл электролита на 1 см² общей поверхности образцов.

Суммарная продолжительность испытаний составляла 240 часов, температура электролита — 18...20 °С; продолжительность выдержки образцов в растворе — 10 минут, на воздухе — 50 минут.

По окончании испытаний образцы, промывали под струей питьевой, а затем дистиллированной воды. Твердые продукты коррозии удаляли с поверхности образцов механическим и химическим методами, не влияющими на оценку результатов испытаний, по ASTM G44.

Показатели коррозии оценивали по потере массы на единицу площади поверхности Δm (г/м²) по формуле:

$$\Delta m = \frac{m_0 - m_1}{S_{no}}, \quad (1)$$

где m_0 — масса образца до испытаний, г;

m_1 — масса образца после испытаний и удаления продуктов коррозии, г;

S_{no} — площадь поверхности образца, м²

Скорость коррозии $K_{кор}$ (г/м²·год) определяли по формуле:

$$K_{кор} = \frac{\Delta m}{t_{кор}}, \quad (2)$$

где $t_{кор}$ — продолжительность испытаний, год.

Образцы взвешивали на аналитических весах ViBRA AF-220E.

2. Потенциодинамический поляризационный метод с использованием потенциостат — гальваностата Autolab PGSTAT12, программы General Purpose Electrochemical System – GPES 4.9 и стандартной ячейки для коррозионных испытаний. Испытания проводили согласно ASTM G 59 «Standard Test Method for Conducting Potentiodynamic Polarization Resistance».

Потенциодинамический поляризационный тесты были проведены в растворе содержащем 3,5 весовых % NaCl, раствор был приготовлен с использованием реагентов аналитической чистоты. Была использована трехэлектродная ячейка с исследуемым образцом как рабочий электрод, каломельный электрод (SCE) как электрод сравнения и стальная пластина как вспомогательный электрод. Измерения были проведены со скоростью сканирования 1 мВ/с, в интервале от минус 250 до плюс 250 мВ от потенциала открытой цепи (ОСР). Исследуемая площадь образца составляла 1 см², остальную поверхность изолировали лаком.

Метод Тафеля был использован для измерения коррозионной плотности тока, потенциала и скорости коррозии.

Результаты исследований. Результаты исследований, представленные на рис. 1 и 2, свидетельствуют о том, что коррозионные показатели при микроплазменной обработке алюминиевых сплавов в электролите типа «KOH-H₃BO₃» напрямую зависят от режима МДО и химического состава оксидируемых сплавов. С увеличением плотности тока коррозия возрастает, что объясняется увеличением пористости покрытий.

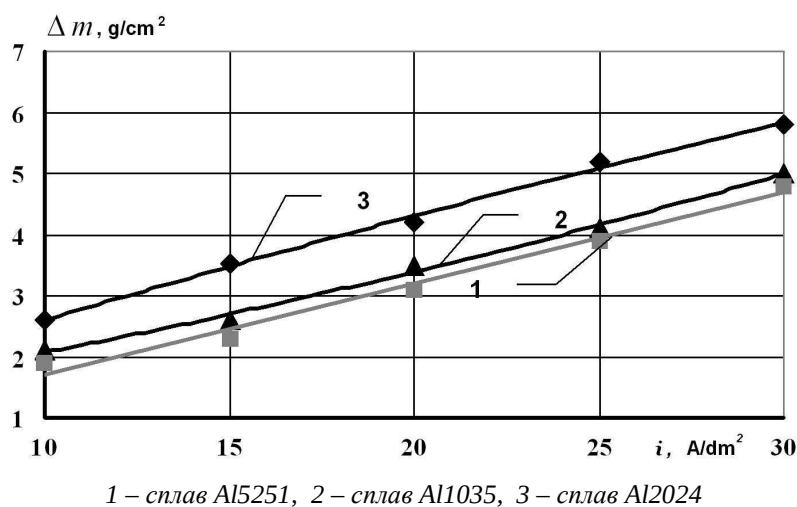
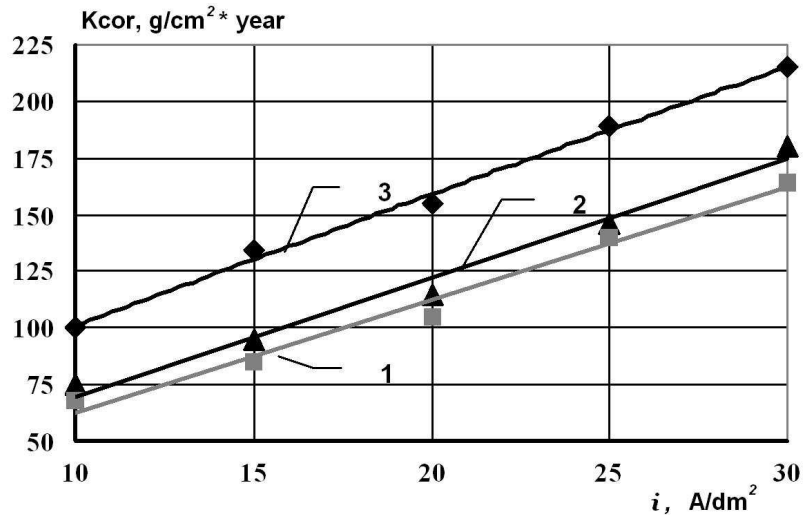


Рис. 1 – Зависимость потери массы Δm от плотности тока i ,
(при $t = 120$ мин; SKOH – 5 г/л; CH₃BO₃ – 25 г/л) в коррозионной среде 3,5 % NaCl



1 – сплав Al5251, 2 – сплав Al1035, 3 – сплав Al2024

Рис. 2 – Зависимость скорости коррозии K_{COR} от плотности тока D_T (при $t = 120$ мин; СКОН – 5 г/л; CH_3BO_3 – 25 г/л) в коррозионной среде 3,5 % NaCl

Следует отметить, что при плотности 10...20 А/дм² наблюдается сплошная коррозия, при плотностях тока 20...30 А/дм² — коррозия пятнами. Подобное явление следует связывать с проникновением через поры коррозионной среды, которая вызывает коррозию под покрытием. Разрушение покрытий объясняется действием хлор-ионов, т.к. благодаря малому радиусу [8] они обладают способностью проникать в покрытия и разрушать их за счет пептизации. При взаимодействии покрытия с коррозионной средой происходит адсорбция поверхностно активных элементов среды. Хлор-ионы способны вытеснять кислород из покрытия, состоящего из кристаллического Al_2O_3 , в результате чего поверхность обогащается хлором. Покрытия на сплаве Al2024 имеют худшую коррозионную стойкость, чем на сплавах Al5251 и Al1035. Это очевидно объясняется присутствием меди в составе сплава, которая интенсифицирует коррозию. Присутствие в оксидируемых сплавах магния и кремния приводит к снижению числа сквозных пор и коррозии. Связано это с образованием оксидов кремния и марганца, которые имеют более низкую температуру плавления, чем оксид алюминия. При МДО за счет воздействия высоких температур оксиды магния и кремния более интенсивно оплавляются и заполняют поры, тем самым, повышая защитные свойства.

Об интенсивности протекания исследуемого процесса можно судить по изменению pH коррозионной среды. Результаты исследований представлены на рис. 3.

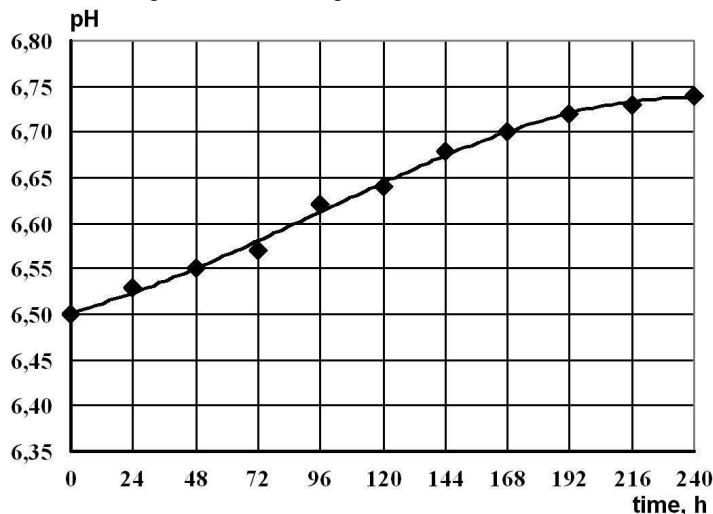


Рис. 3 – Зависимость pH среды от продолжительности коррозионных испытаний t_{COR}

При химическом взаимодействии покрытия и коррозионной среды происходит образование гидроксида натрия, что приводит к повышению pH среды.

Внешний вид поверхностей образцов после коррозионных испытаний представлен на рис. 4 и 5.

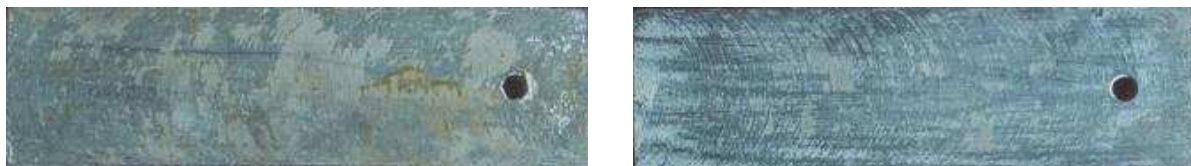
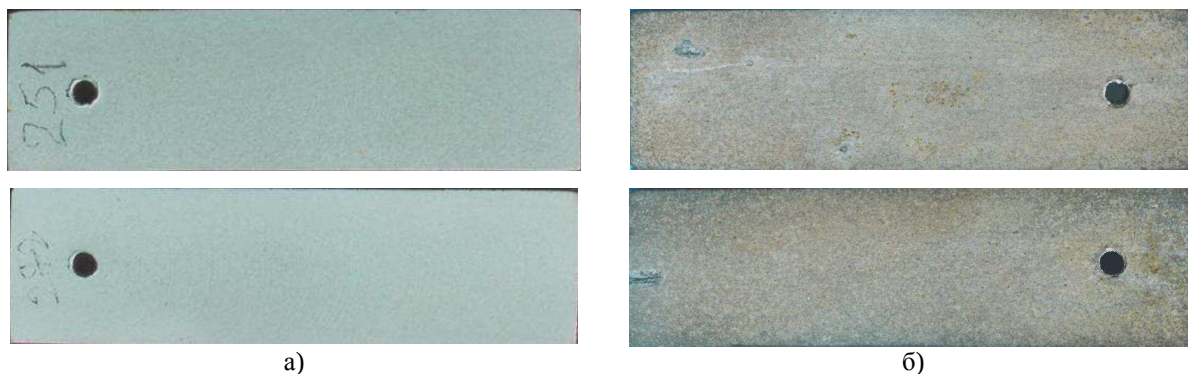


Рис. 4 – Внешний вид поверхностей образцов на сплаве Al2024 без покрытия после экспозиции в течении 240 часов



а) на сплаве Al5251 с покрытием; б) на сплаве Al2024 с покрытием

Рис. 5 – Внешний вид поверхностей образцов, после экспозиции в течении 240 часов

Поляризационные кривые исходного образца и образцов с МДО покрытием показывает рис. 6.

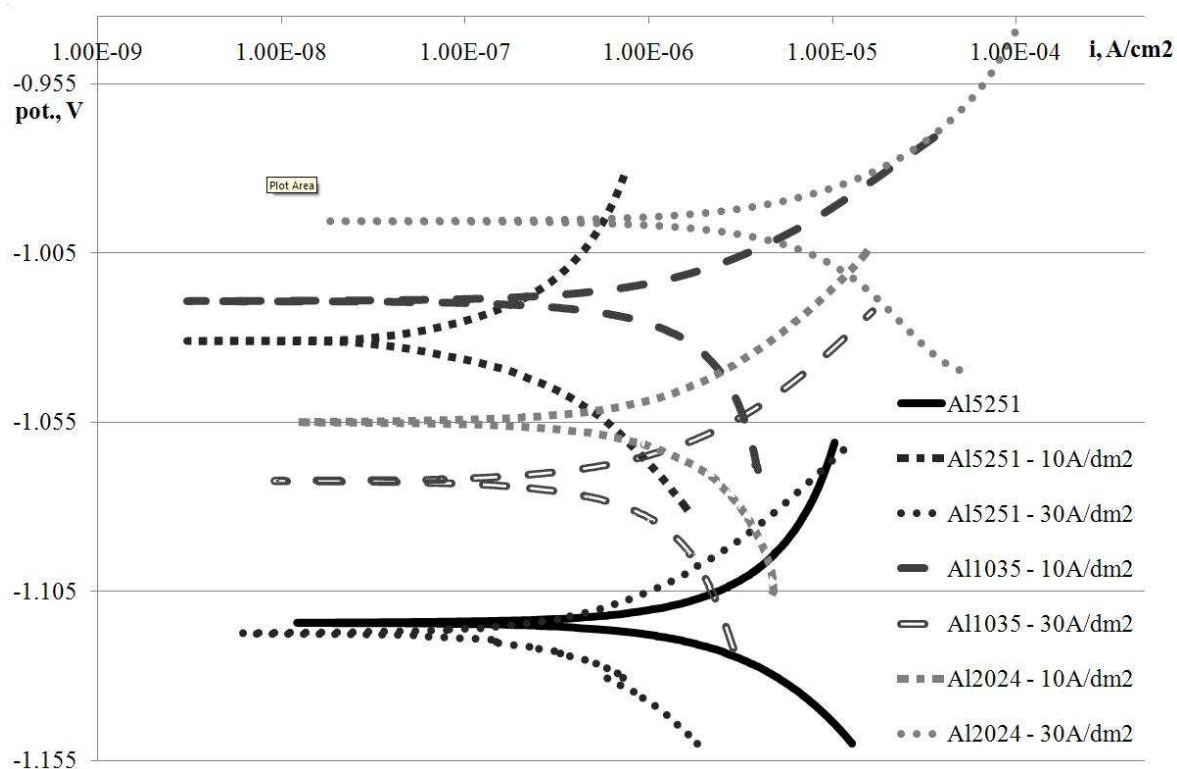


Рис. 6 – Поляризационные кривые исходного образца и образцов с керамическим МДО покрытием

Метод Тафеля был использован для измерения плотности тока коррозии, потенциала и скорости коррозии. Результаты показаны в табл. 5.

Таблица 5 – Коррозионные измерения алюминиевых сплавов до и после МДО обработки

	Al5251 до МДО	Al1035		Al5251		Al2024	
		10А/дм ²	30А/дм ²	10А/дм ²	30А/дм ²	10А/дм ²	30А/дм ²
Плотность тока коррозии, мкА/см ²	15,99	2,66	1,68	0,93	0,98	3,77	4,30
Потенциал коррозии, В	-1,126	-1,015	-1,072	-1,042	-1,118	-1,055	- 0,996
Поляризационное сопротивление, кОм	0,145	2,059	0,355	0,4815	1,418	6,654	1,175
Скорость коррозии, мкм/год	230,0	2,9	3,0	9,5	14,8	48,5	89,1

Выводы

1. Проведенные обоими методами проверки коррозионной стойкости алюминиевых сплавов однозначно показывают, что МДО значительно увеличивает коррозионную стойкость. При этом уменьшение скорости коррозии для различных сплавов составляет от 2,5 до 80 раз. Это зависит от содержания легирующих компонентов сплава и плотности тока при оксидировании. При большей плотности тока покрытие имеет большую пористость и количество трещин, по которым происходит коррозия. Отмечена прямая зависимость скорости коррозии от плотности тока оксидирования для всех исследуемых сплавов. При увеличении содержания легирующих элементов, не подлежащих оксидированию (таких как медь, в сплаве Al2024), покрытие содержит значительное количество рыхлых оксидов, не обладающих защитными свойствами. Это также приводит к значительному уменьшению коррозионной стойкости, по сравнению с малолегируемыми сплавами.

2. Проведенные исследования показали возможность снижения массогабаритных параметров абсорбционных холодильников до соответствующих аналогов компрессионного типа путем применения в конструкции алюминиевых сплавов с защитным покрытием.

Литература

1. Пат. 2126939 Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 15/04. Холодильный агрегат / В. В. Двирный, В. Т. Пиянзин, С.А. Ураков и др. (РФ). – № 95100051/06 ; заявл. 11.01.95 ; опубл. 27.02.99, Бюл. № 2.
2. Пат. 2262048 Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 15/04. Холодильный агрегат / Г.И. Овечкин, В.В. Двирный, А.В. Леканов и др. (РФ). – № 2003133675/06 ; заявл. 18.11.03 ; опубл. 10.10.05, Бюл. № 28.
3. Ксенофонтова Т. С. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника / Т.С. Ксенофонтова, Э.Я. Маркив, Д.А. Поляков, Т.А. Ходаковская // Холодильная техника. –1986. – № 11. – С. 31-33.
4. V.N. Malyshev, K.M. Zorin, Applied Surface Science 254 (2007). – P. 1511-1516.
5. L.O. Snizhko, A.L. Yerokhin, A. Pilkington, N.L. Gurevina, D.O. Misnyankin, A. Leyland, A. Matthews, Electrochimica Acta. – 2004. – № 49. – P. 2085-2095.
6. W. Krysman, P. Kurze, H.G. Dittrich, Crystal. Res. Technol. – 1984. – № 19. – P. 973.
7. ASM Metal – Handbook, volume 13 – Corrosion, manual, etc. I. ASM INTERNATIONAL. Handbook Committee, 1987, ISBN 0-87170-007-7.
8. Розенфельд И.Л. Коррозия и защита металлов. – М.: Металлургия, 1970. – 237 с.

СОЛНЕЧНЫЕ ОСУШИТЕЛЬНО-ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ. РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ

Притула В.В., д-р техн. наук, профессор,
Дорошенко А.В., д-р техн. наук, профессор, Жук К.Б., ассистент
Одесская государственная академия холода, г. Одесса

Рассмотрены возможности испарительных охладителей прямого и непрямого типа. Приведены схемные решения комбинированных воздухоохладителей. Показано, что для многоступенчатого охладителя пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования таких испарительных охладителей.

Possibilities of the evaporated coolers of direct and indirect type are considered. Schematics over of combined air-coolers are brought. It is shown that for a multi-stage cooler a cooling limit is a point of dew of outward air, that extends possibilities of the practical use of such evaporated coolers substantially.

Ключевые слова: испарительный охладитель – эффективность охлаждения

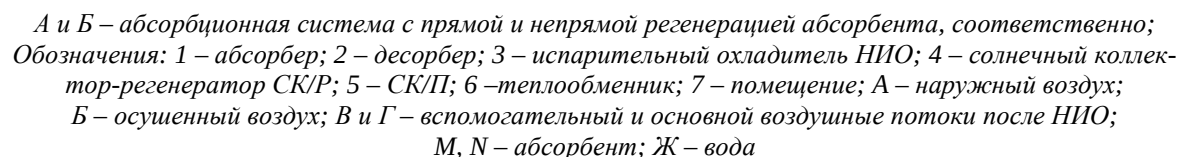
Сопряженные проблемы энергетики и экологии интенсифицируют поиск альтернативных решений в области холодильных и кондиционирующих систем. Эффективность испарительного охлаждения сред ограничена климатическими условиями, тем не менее, интерес к возможностям испарительных охладителей как прямого, так и непрямого типа в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой. Испарительные охладители могут использоваться как в автономном варианте, так и в комбинированных системах, например в составе солнечных осушительно-испарительных охладителей, где предварительное осушение воздуха обеспечивает высокую эффективность последующего испарительного охлаждения.

I. Солнечные осушительно-испарительные системы. Эффективность испарительного охлаждения ограничена климатическими условиями. Оно достаточно эффективно только в условиях сухого и жаркого климата. Предварительное осушение воздуха снимает климатические ограничения эффективного использования испарительного охлаждения. Одним из таких решений являются солнечные сорбционные системы, вызывающие высокий интерес исследователей [1-4, 13].

Используются как адсорбционные, так и абсорбционные системы. Выполненный авторами предварительный анализ позволил выделить в качестве перспективных, с точки зрения возможности «солнечного» обеспечения их работоспособности, абсорбционные системы [1, 2, 19-21].

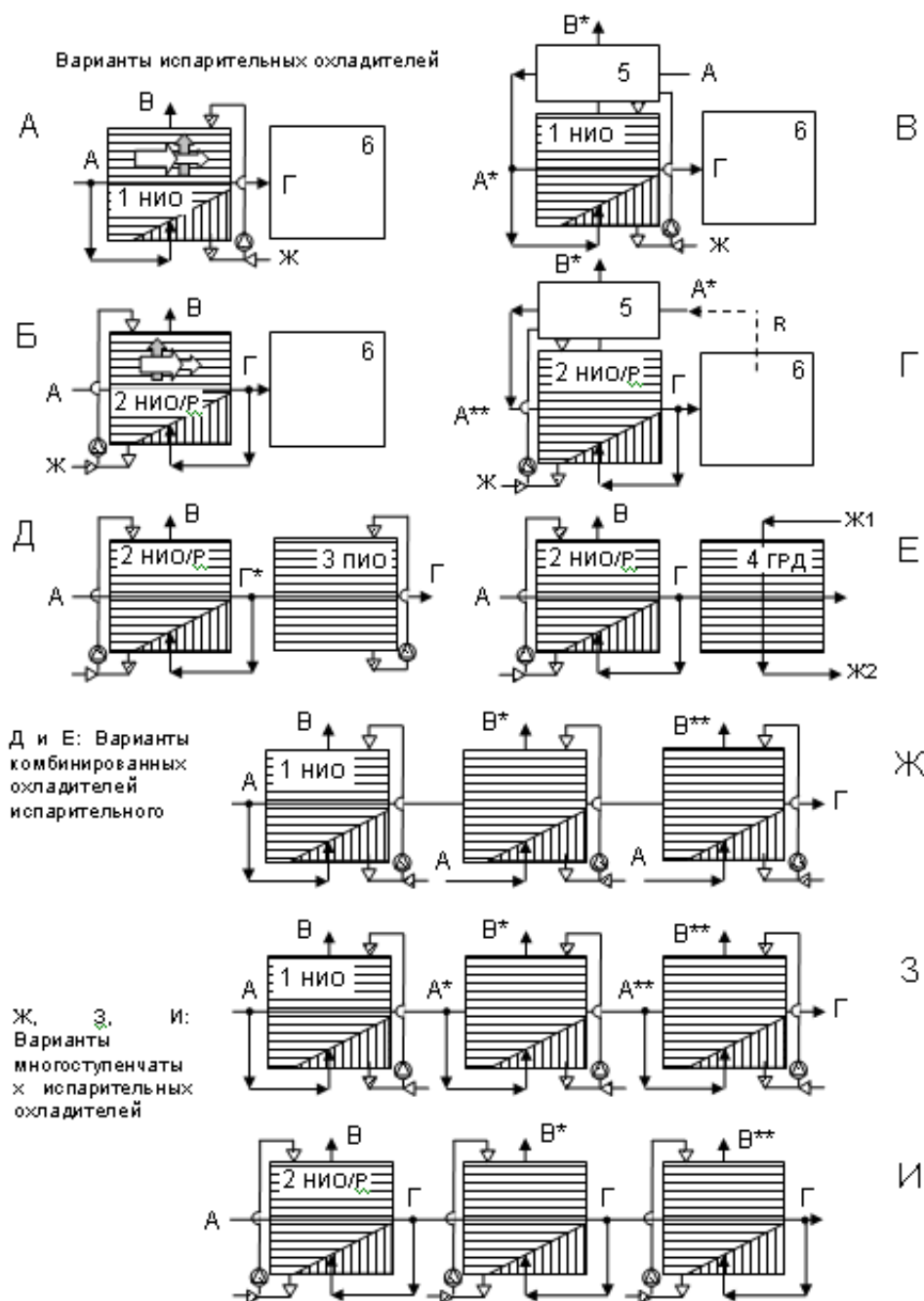
Абсорбционные системы, основанные на осушительно-испарительном охлаждении и термовлажностной обработке воздуха, являются одной из немногих альтернатив парокомпрессионной технике и обеспечивают возможность решения задач осушения воздуха, охлаждения сред в холодильных системах и термовлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования (ССКВ). Работоспособность таких систем может обеспечиваться солнечной энергией [1]. Энергозатратность в таких системах ниже, а экологическая чистота выше, чем в традиционных системах, основанных на использовании парокомпрессионной техники. Системы ССКВ, основанные на открытом абсорбционном цикле, могут использовать как прямую (непосредственную) рис. 1А, так и непрямую регенерацию абсорбента (рис. 1Б).

В первом типе ССКВ (рис. 1А) десорбер отсутствует, и вместо него используется солнечный коллектор-регенератор СК/Р (рис. 1Г), в котором одновременно с подводом солнечной энергии происходит и восстановление абсорбента [1, 2, 4-6]. Это новый тип плоского газо-жидкостного СК с гравитационным течением жидкостной пленки. Такая ССГВ включает меньшее число тепломассообменных аппаратов и характеризуется меньшими энергозатратами на движение теплоносителей. В работе Ertas, E.E. Anderson, I. Kiris [5] представлена гибридная осушительно-охладительная система с использованием солнечного коллектора-регенератора прямого типа (Open Solar Regenerator). Представлен также двухступенчатый осушитель воздуха с использованием СК/Р. Схема в работе C.S.P. Peng, J.R. Howell [6] близка к описанной выше, но для солнечного регенератора используются два возможных решения: со свободной конвекцией воздушного потока в СК/Р и вариант коллектора с принудительной циркуляцией воздушного потока, то есть вентилируемого СК/Р. Несомненно, что последнее решение имеет более стабильные характеристики регенерации, но и большие энергозатраты.



В состав сорбционных систем входят испарительные охладители как прямого типа ПИО, так и непрямого типа НИО, а также их многоступенчатые, либо комбинированные варианты.

На рис. 2А приведена принципиальная схема НИО, где АГ и АВ – процессы охлаждения основного и вспомогательного воздушных потоков. Поскольку вспомогательный поток покидает аппарат достаточно холодным, он может использоваться для охлаждения полного воздушного потока, поступающего в НИО (рис. 2, В и Г). Могут использоваться различные схемы с рециркуляцией воздуха, покидающего кондиционируемое помещение (например, по рис. 2Г).



Обозначения: 1 – НИО; 2 – НИО/Р; 3 – ПИО; 4 – ГРД; 5 – теплообменник; 6 – помещение;
 A – наружный воздух; B и Γ – вспомогательный и основной воздушные потоки после НИО; $Ж$ – вода

Рис. 2 – Принципы построения испарительных (варианты А-Г), комбинированных (варианты Д и Е) и многоступенчатых испарительных охладителей (варианты Ж, З, И)

На рис. 2Б приведена регенеративная схема НИО/Р, с разделением полного воздушного потока на выходе из сухой части охладителя. Она обеспечивает более глубокое охлаждение воздуха, поскольку здесь процесс испарительного охлаждения воды в «мокрой» части аппарата ориентирован на температуру мокрого термометра воздуха, уже прошедшего сухое охлаждение в «сухой» части охладителя. Но эта схема и более энергозатратна.

При высоких температурах наружного воздуха схема, для достижения параметров комфортности, может строиться по схеме НИО/ПИО (рис. 2Д). Поскольку основной воздушный поток, прошедший «сухую» часть НИО имеет более низкое значение температуры мокрого термометра, чем наружный воздух,

он может эффективно использоваться для получения холодной воды в комбинированной системе в составе НИО и градирни ГРД (рис. 2Е), то есть решать ряд задач обычной парокомпрессионной техники

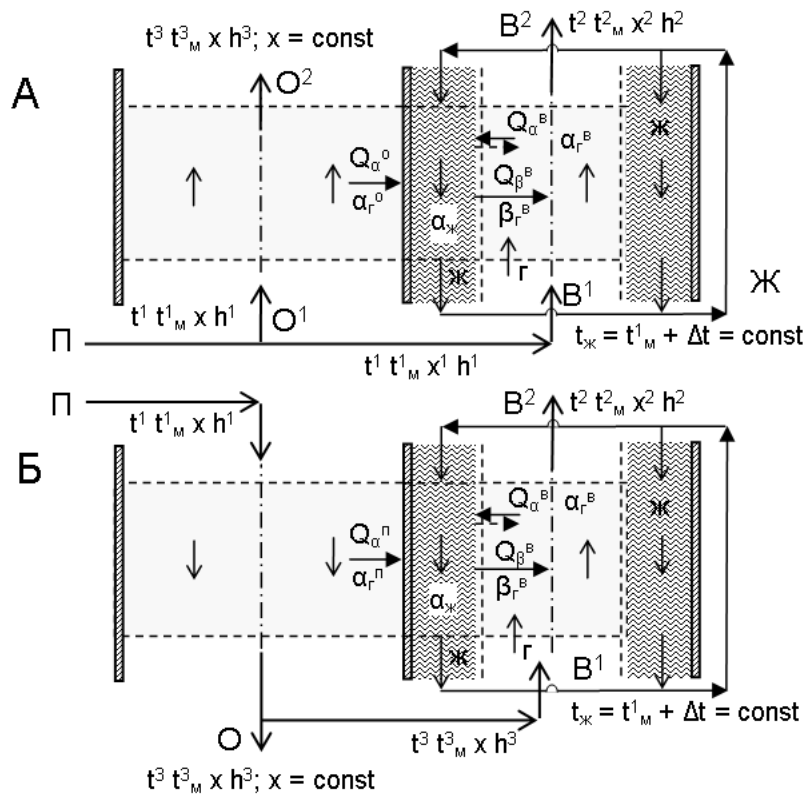
На сочетании НИО (НИО/Р) и испарительных охладителей прямого типа (ПИО и ГРД) могут строиться различные многоступенчатые варианты охладителей (рис. 2, варианты Ж, З и И). Для такого многоступенчатого охладителя в составе нескольких ступеней НИО, пределом охлаждения будет температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности испарительного охлаждения сред, особенно с учетом предварительного охлаждения воздуха.

III. Процессы тепломассообмена в испарительных охладителях. На рис. 3 (А и Б) показаны схемы течения контактирующих потоков газа и жидкости в НИО и НИО/Р и процессы переноса тепла- и массы. Математическая модель процессов испарительного охлаждения в испарительном охладителе прямого типа (градирне, ГРД) представляется системой уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dt_{жс}}{dx} = a_1 \cdot (t_z - t_{жс}) + b_1 \cdot (p_z - p^*) \\ \frac{dt_z}{dz} = a_2 \cdot (t_{жс} - t_z); \quad \frac{dp_z}{dz} = b_2 \cdot (p^* - p_z) \end{cases}, \quad (1)$$

и граничных условий: при $x = 0$, $t_{жс} = t_{жс}^0$; при $z = 0$, $t_z = t_z^0$, $p_z = p_z^0$. Краевая задача решается методом конечных разностей и уравнения (1) аппроксимируются разностной схемой:

$$\begin{cases} t_{жс}^{i+1,k} = [1 - a_1 \cdot \Delta x \cdot t_{жс}^{i,k}] + a_1 \cdot \Delta x \cdot t_z^{i,k} + b_1 \cdot \Delta x \cdot p_z^{i,k} - b_1 \cdot \Delta x \cdot p^*(t_z^{i,k}); \\ t_z^{i,k+1} = (1 - a_2 \cdot \Delta z \cdot t_z^{i,k}) + a_2 \cdot \Delta z \cdot t_{жс}^{i,k}; \\ p_z^{i,k+1} = (1 - b_2 \cdot \Delta z \cdot p_z^{i,k}) + b_2 \cdot \Delta z \cdot p^*(t_{жс}^{i,k}) \end{cases}. \quad (2)$$



П, О, В – полный, основной и вспомогательный потоки, соответственно

Рис. 3 – Процессы совместного тепломассообмена в испарительном охладителе непрямого типа НИО (А) и в НИО/Р (Б). Температура воды неизменна в цикле и на несколько градусов выше температуры воздушного потока на входе в НИО по мокрому термометру; температуры основного (полного в схеме НИО/Р) и вспомогательного воздушных потоков снижаются; влагосодержание основного (полного, НИО/Р) воздушного потока остается неизменным

Естественным пределом охлаждения в испарительном охладителе прямого типа является температура воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат $t_{\text{жс}}^1$. На выходе из аппарата, в качестве предельного, рассматривают состояние полностью насыщенного воздуха, имеющего температуру поступающей на охлаждение воды $t_{\text{жс}}^1$ ($h_{\text{жс}}^2$ в пределе равно $h_{\text{жс}}^{2*}$). Эффективность охлаждения воды в градирне можно характеризовать величиной:

$$E_{\text{жс}} = \frac{G_{\text{жс}} \cdot c_{\text{жс}} \cdot (t_{\text{жс}}^1 - t_{\text{жс}}^2)}{G_{\text{жс}} \cdot c_{\text{жс}} \cdot (t_{\text{жс}}^1 - t_{\text{м}}^1)} = \frac{(t_{\text{жс}}^1 - t_{\text{жс}}^2)}{(t_{\text{жс}}^1 - t_{\text{м}}^1)}, \quad (3)$$

равной отношению фактически отведенного от воды тепла к предельному количеству, определяемому равенством: $t_{\text{жс}}^2 = t_{\text{м}}^1$. Величина $E_{\text{жс}}$ характеризует только одну сторону процесса в аппарате. Обычно, при анализе работы градирни, ею и ограничиваются, что неверно, поскольку исключает из рассмотрения эффективность использования воздушного потока, которая характеризуется величиной $E_{\text{з}}$:

$$E_{\text{з}} = \frac{G_{\text{з}} \cdot (h_{\text{з}}^2 - h_{\text{з}}^1)}{G_{\text{з}} \cdot (h_{\text{з}}^{2*} - h_{\text{з}}^1)} = \frac{(h_{\text{з}}^2 - h_{\text{з}}^1)}{(h_{\text{з}}^{2*} - h_{\text{з}}^1)} \quad (4)$$

равной отношению тепла, вынесенного из аппарата потоком воздуха к предельному его количеству. Воздух выносит тепло из градирни как в явном (изменение температуры), так и скрытом виде (изменение влагосодержания). Очевидно, чем выше, при данном $E_{\text{жс}}$, степень использования воздуха $E_{\text{з}}$, тем ниже расход энергии на привод вентилятора.

Следует предположить наличие зависимостей $E_{\text{жс}} = f(l = G_{\text{з}}/W, t_{\text{жс}}^1, t_{\text{м}}^1)$; $E_{\text{з}} = f(l = G_{\text{з}}/G_{\text{жс}}, t_{\text{жс}}^1, t_{\text{м}}^1)$, где $l = G_{\text{з}}/G_{\text{жс}}$ – относительный расход воздуха в аппарате. Для процесса прямого испарительного охлаждения воздуха в воздухоохладителе ПИО, эффективность можно выразить:

$$E_{\text{А}} = \frac{(t_{\text{з}}^1 - t_{\text{з}}^2)}{(t_{\text{з}}^1 - t_{\text{м}}^1)}. \quad (5)$$

Это адиабатический процесс, в отличие от политропического процесса в градирне, он протекает без внешней тепловой нагрузки; температура воды, рециркулирующей через ПИО постоянна и равна температуре воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат; изменение состояния воздушного потока протекает при постоянном значении энтальпии, влажная и сухая составляющие которой перераспределяются.

Процессы испарительного охлаждения в НИО описываются системой уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dt_{\text{жс}}}{dx} = a_1 \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{л}}) + b_1 \cdot (p - p^*) + c_1 \cdot (t_{\text{о}} - t_{\text{жс}}); \\ \frac{dt_{\text{г}}}{dz} = a_2 \cdot (t_{\text{жс}} - t_{\text{г}}); \quad \frac{dp_{\text{г}}}{dz} = b_2 \cdot (p^* - p_{\text{г}}); \\ \frac{dt_{\text{о}}}{dz} = c_2 \cdot (t_{\text{жс}} - t_{\text{о}}). \end{cases} \quad (6)$$

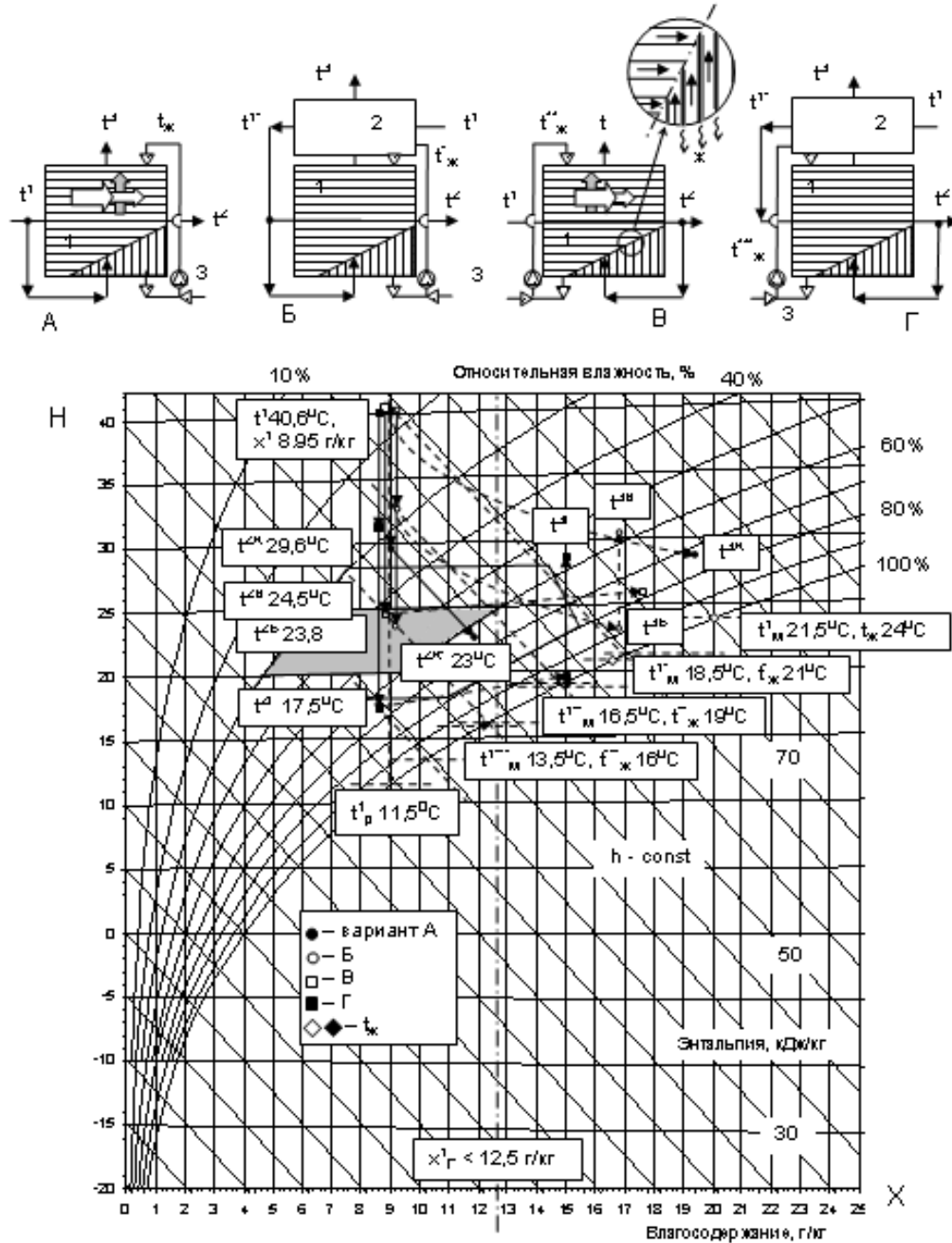
и граничных условий: при $x = 0$, $t_{\text{жс}} = t_{\text{жс}}^0$; при $z = 0$, $t_{\text{г}} = t_{\text{г}}^0$, $p = p^0$, $t_{\text{о}} = t_{\text{о}}^0$. Решение этих уравнений, полученное методом конечных разностей, имеет вид:

$$\begin{cases} t_{\text{жс}}^{i+1,k} = [1 - (a_1 + c_1) \cdot \Delta x] \cdot t_{\text{жс}}^{i,k} + (a_1 \cdot t_{\text{г}}^{i,k} - b_1 \cdot p^{i,k} + b_1 \cdot p^{i,k*} + c_1 \cdot t_{\text{о}}^{i,k}) \cdot \Delta x, \\ t_{\text{г}}^{i,k+1} = (1 - a_2 \cdot \Delta z) \cdot t_{\text{г}}^{i,k} + a_2 \cdot t_{\text{жс}}^{i,k} \cdot \Delta z, \\ p_{\text{г}}^{i,k+1} = c_2 \cdot (1 - b_2 \cdot \Delta z) \cdot p_{\text{г}}^{i,k} + b_2 \cdot p^{i,k*} \cdot \Delta z, \\ t_{\text{о}}^{i,k+1} = (1 - c_2 \cdot \Delta z) \cdot t_{\text{о}}^{i,k} + c_2 \cdot t_{\text{жс}}^{i,k} \cdot \Delta z, \end{cases} \quad (7)$$

где i, k – определяющие узловые точки по x и z координатам. Для граничных узловых точек эти уравнения определяют параметры всех потоков в НИО, как для одно-, так и многоступенчатых схем. Система уравнений (1, 2, 6, 7) легко трансформируется применительно к процессу в комбинированных испарительных охладителях (для НИО/ПИО, или НИО/ГРД схем). Разработанные математические модели позволяют рассчитать температурные и влажностные параметры (поля) в «сухих» и «мокрых» каналах испарительных охладителей воздуха и оптимизировать охладительный процесс с учетом минимизации энергозатрат на его решение.

IV. Анализ возможностей испарительных и осушительно-испарительных охладителей. Анализ возможностей испарительных охладителей (рис. 4-6) выполнен на основе ранее полученных авторами экспериментальных данных [1, 2, 7]. При этом эффективность НИО по основному и вспомогательному потокам была принята равной $E_{\text{О}} = E_{\text{В}} = (t^1 - t^2)/(t^1 - t_{\text{м}}) = 0,65$, при эффективности теплообменников $E_{\text{Т/О}} = 0,8$. Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО принята $t_{\text{жс}}^* = t_{\text{м}}^1 + 2,5$ °С. На самом деле величина $E_{\text{В}}$ несколько выше чем $E_{\text{О}}$, а реальное значение величины $t_{\text{жс}}^*$ зависит от соотношения расхода воздушных потоков в «сухой» и «мокрой» частях НИО, $l = G_{\text{О}}/G_{\text{В}}$. Все тепломасооб-

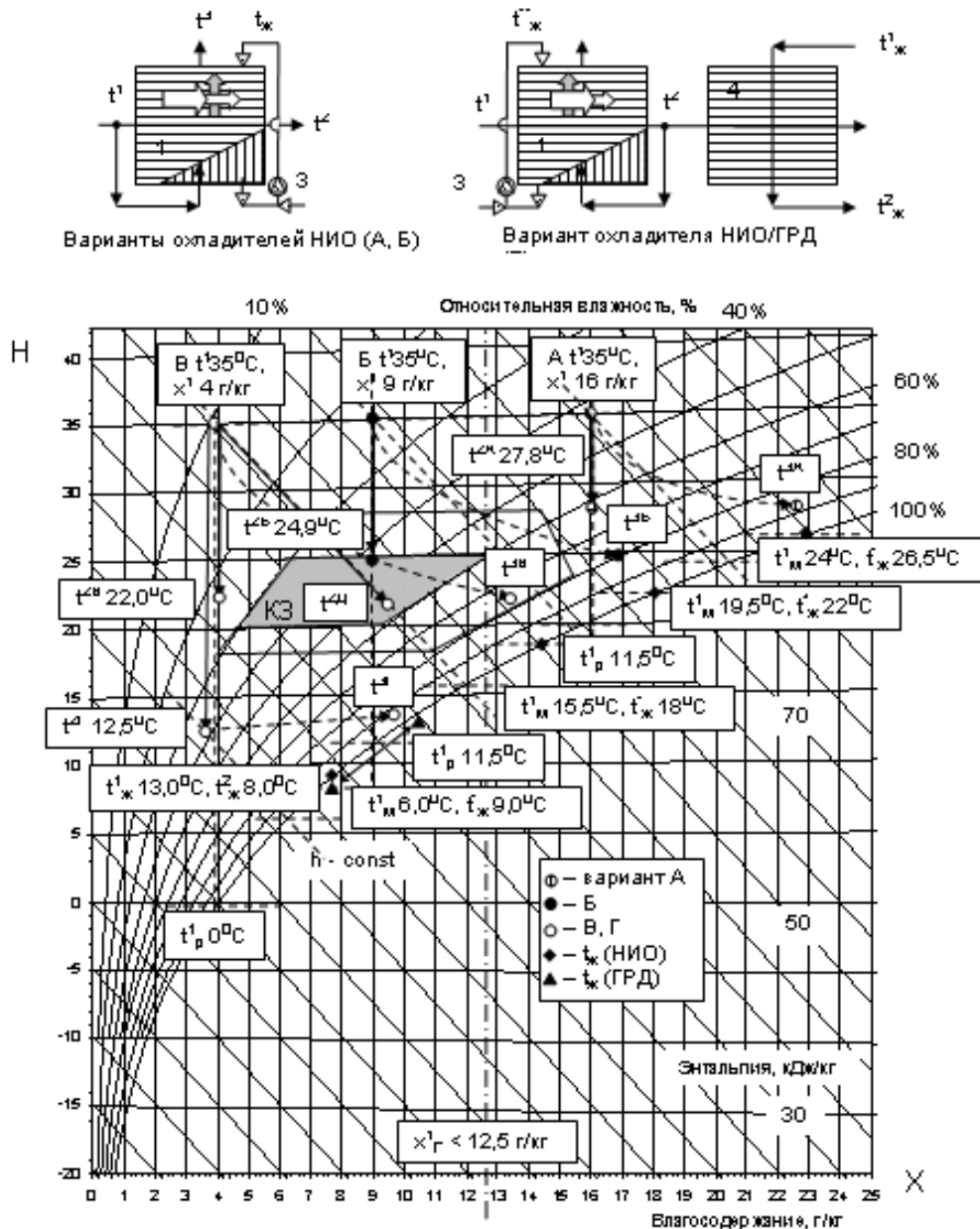
менные аппараты, входящие в состав рассматриваемых охладителей, пленочного типа с насадкой регулярной структуры, образованной многослойными многоканальными структурами из полимерных материалов [1, 2]. Это касается испарительных охладителей воздуха (прямого и непрямого типов, ПИО, НИО) и воды (градирня ГРД).



1 – НИО; 2 – теплообменник; 3 – водяной рециркуляционный контур; t_m , t_p – температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам; t_w – температура жидкости, рециркулирующей через мокрую часть НИО; КЗ – зона комфортных параметров воздуха

Рис. 4 – Новые компоновки испарительных охладителей непрямого типа (А и Б – НИО; В и Г – НИО/Р) и протекание процессов на Н-Х диаграмме влажного воздуха

Поскольку возможности испарительных охладителей рассматривались применительно к задачам СКВ, начальное влагосодержание воздуха выбрано в диапазоне $x_1 < 12,5$ г/кг и на диаграмме Н/Х показана область комфортных параметров воздуха, обусловленная сочетанием температуры и относительной влажности воздуха в кондиционируемом помещении (КЗ) [1].

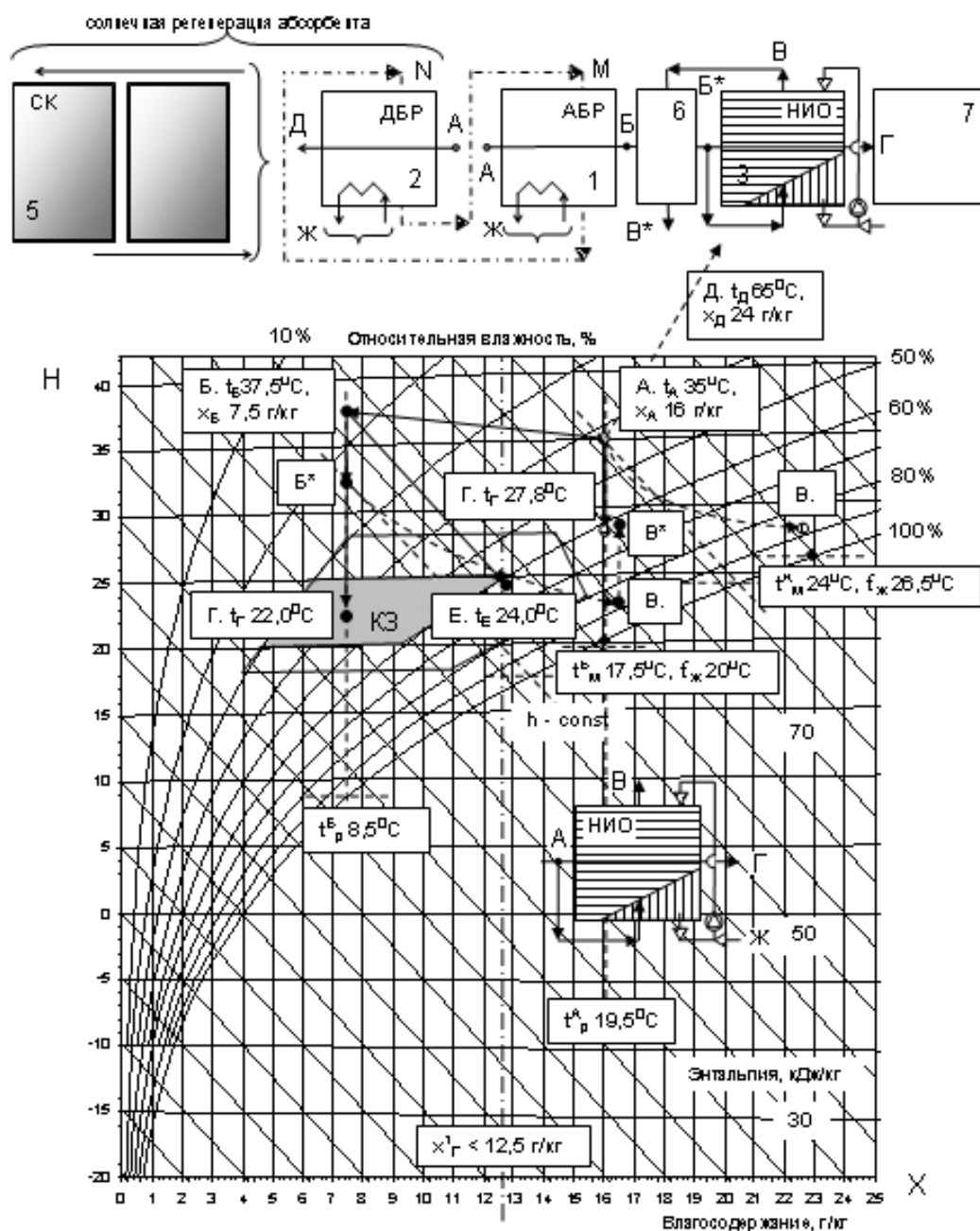


Обозначения по рис. 1, дополнительно: 4 – градирня;
 $t_{ж}^1$ и $t_{ж}^2$ – температуры жидкости в контуре испарительного охлаждения воды (градирне)

Рис. 5 – Влияние начального влагосодержания воздуха.
 Рассмотрены возможности испарительного воздухоохладителя непрямого типа НИО и комбинированного двухступенчатого охладителя воды в составе НИО/Р и градирни и показано протекание процессов на Н-Х диаграмме влажного воздуха

При $x_1 > 12,5$ г/кг испарительное охлаждение вообще не может обеспечить параметров комфортности.

На рис. 4 на Н/Х диаграмме влажного воздуха показано протекание процессов для четырех вариантов НИО. Расчеты выполнены для условий: $t^1 = 40,6$ °C, $x^1 = 8,95$ г/кг. Здесь показаны: процесс охлаждения основного воздушного потока ($t^1 - t^2$), протекающий при неизменном влагосодержании воздуха; процесс изменения состояния вспомогательного воздушного потока ($t^1 - t^3$), имеющий, как показано в работе [7] криволинейный характер; процессы в теплообменнике (2) для вариантов охладителей Б и Г; а также условно, точками на кривой $\phi = 100\%$, показаны соответствующие температуры жидкости, рециркулирующей через охладитель ($t_{ж}^*$).



*АБ – осушение воздуха в абсорбере; В*Г – охлаждение основного воздушного потока в «сухой» части НИО (ВВ* – охлаждение в теплообменнике 6); АД – изменение состояния воздуха в десорбере-регенераторе абсорбента (показано направление процесса); БЕ – процесс в испарительном охладителе прямого типа НИО*

Рис. 6 – Охладитель осушительно-испарительного типа с непрямой регенерацией абсорбента; протекание процессов на H-X диаграмме влажного воздуха

Видно, что использование в составе НИО теплообменника (2) существенно улучшает характеристики (с учетом дополнительных энергозатрат на движение потоков в теплообменнике): температура охлажденного воздуха снижается от 29,6 °C до 23,8 °C (варианты А и Б) и от 24 °C до 17,5 °C (варианты В и Г). Переход от схемы НИО к НИО/Р позволяет снизить температуру охлажденного воздуха от 29,6 °C до 24,5 °C (варианты А и В). Для схем на основе НИО/Р особо перспективно использование теплообменника (2), поскольку вспомогательный поток покидает охладитель при достаточно низкой температуре.

На основе НИО (схема А) рассмотрен охладитель в составе НИО/ПИО, – процессы $(t^1 - t^{2a})$ и $(t^{2a} - t^{2a*})$ в сухой части НИО и ПИО, соответственно. Такая схема обеспечивает получение комфортных параметров и является менее энергопотребляющей, чем двухступенчатая схема НИО/НИО (см. также рис. 5). Близкий результат отмечается в работе [8].

Отметим особо, что для схемы Г температура охлажденного воздуха составляет 17,5 °С, при температуре мокрого термометра наружного воздуха 18,5 °С, то есть для НИО/Р пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования испарительных охладителей даже в диапазоне начальных условий $x_{\Gamma} < 12,5$ г/кг.

На рис. 5 на Н/Х диаграмме влажного воздуха показаны возможности НИО с учетом начального влагосодержания воздуха. Расчеты выполнены для условий: $t^1 = 35$ °С, $x^1 = 16$ г/кг (А), $x^1 = 9$ г/кг (Б) и $x^1 = 4$ г/кг (В). Видно, что при $x_{\Gamma} > 12,5$ г/кг (точка А) испарительное охлаждение вообще не может обеспечить параметров комфортности воздуха в помещении. При $x_{\Gamma} < 12,5$ г/кг использование НИО вполне обеспечивает выход в зону комфортности (точка Б, температура основного потока t^{2B}).

Когда величина x_{Γ} достаточно мала (точка В) задача решается как с помощью НИО (t^{2B}), так и с помощью испарительного охладителя прямого типа (ПИО, температура $t^{2П}$) и, конечно, использование ПИО предпочтительно с точки зрения реальных энергозатрат. Особый интерес представляет здесь вариант комбинированного охладителя на основе НИО/Р и градирни на основном воздушном потоке, покидающем НИО (схема охладителя по варианту Е на рис. 2). Поскольку потенциал поглощения влаги основным воздушным потоком очень высок (пределы естественного охлаждения составляют значения $t^1_M = 6,0$ °С и $t^1_P = 0$ °С), в градирне может быть достигнута достаточно низкая температура (в рассматриваемом примере $t^2_{жс} = 8,0$ °С). Такой охладитель может решать ряд задач холодильной техники, например получение заоложенной воды, вообще не прибегая к парокompрессионному охлаждению.

На рис. 6 на Н/Х диаграмме влажного воздуха показаны возможности многоступенчатого испарительного охлаждения для двух схем компоновки (варианты Ж и З по рис. 2). Схема «З» обеспечивает более глубокое охлаждение продуктового потока воздуха, но для нее значительно возрастают удельные энергозатраты. Это иллюстрируется на рис. 3Г на основании экспериментальных результатов авторов по теплоэнергетической эффективности QE/N охладителей в зависимости от числа ступеней в каскаде НИО/НИО/НИО в соответствии со схемой многоступенчатого охладителя, где Q, E и N холодопроизводительность, эффективность процесса и суммарные энергозатраты (на привод вентилятора и насосов).

Обе схемы обеспечивают снижение температуры продуктового воздушного потока ниже значения $t^1_M = 21,5$ °С, причем охладитель по схеме «З» уже в двухступенчатом варианте, то есть для многоступенчатого охладителя пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования таких охладителей.

Одноступенчатый охладитель НИО/Р с теплообменником (схема Г по рис. 2) обеспечивает температуру охлажденного воздуха 17,5 °С, при температуре точки росы наружного воздуха 11,5 °С; трехступенчатый охладитель по схеме «З» в тех же условиях – 15,0 °С. Очевидно, что одноступенчатый вариант предпочтительнее с точки зрения габаритов и энергозатрат. В работе Maisotsenko V., Lelland Gillan [16] рассматривается возможность сведения многоступенчатого охладителя к одноступенчатому по близкой схеме, и указывается на их идентичность в смысле достигаемого результата. Это очевидно не так, и, кроме того, в этой работе используются капиллярно-пористые материалы в качестве образующих элементов насадки, что требует использования очищенной воды в контуре испарительного охладителя и серьезным образом усложняет практическую эксплуатацию таких охладителей.

На рис. 7 для диапазона влагосодержаний наружного воздуха $x_{\Gamma} > 12,5$ г/кг (точка А) используется осушительно-испарительный охладитель с непрямой регенерацией абсорбента. Процесс АВ это осушение воздуха в абсорбере, охлаждаемом водой из градирни (в процессе абсорбции выделяется тепло). Это позволяет перевести значение начального влагосодержания воздуха в диапазон значений $x_{\Gamma} < 12,5$ г/кг и эффективно использовать испарительное охлаждение как в варианте ПИО (процесс Б-Е), так и в варианте НИО (процесс Б-Б*-Г). А-Д – изменение состояния воздуха в десорбере-регенераторе абсорбента. Тепло регенерации может обеспечиваться, по крайней мере частично, плоскими солнечными коллекторами СК/П. Оптимально для теплоиспользующих осушительно-испарительных систем использование комбинированного источника тепловой энергии, основанном на рациональном сочетании альтернативного (солнечного) и традиционного источника энергии. Это обусловлено уровнем солнечной радиации, временем года и требованиями к температурному уровню греющего источника.

Осушительно-испарительный охладитель ССГВ обеспечивает получение комфортных параметров воздуха для любых климатических регионов мира только с помощью испарительного охлаждения, не прибегая к парокompрессионному охлаждению. Это позволяет снизить энергозатраты в среднем на 25...35 % и существенно повысить экологическую чистоту новых решений [17].

Выводы

1. Использование в составе НИО теплообменника на холодном вспомогательном воздушном потоке существенно улучшает характеристики охладителя; переход от схемы НИО к НИО/Р позволяет снизить температуру охлажденного воздуха; для схемы для НИО/Р пределом охлаждения является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования испарительных охладителей.

2. Особый интерес представляет вариант комбинированного охладителя на основе НИО/Р и градирни на основном воздушном потоке, покидающем НИО: поскольку потенциал поглощения влаги основным воздушным потоком очень высок ($t_M^1 = 6,0\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_P^1 = 0\text{ }^\circ\text{C}$), в градирне может быть достигнута достаточно низкая температура воды и такой охладитель может решать ряд задач холодильной техники, например получение захлажденной воды, не прибегая к парокомпрессионному охлаждению.

3. Для многоступенчатого охладителя в составе НИО/ПИО или НИО/НИО пределом охлаждения является точка росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности практического использования таких испарительных охладителей, при этом вариант НИО/ПИО характеризуется меньшим энергопотреблением.

4. Осушительно-испарительный охладитель ССГВ обеспечивает получение комфортных параметров воздуха для любых климатических регионов мира только с помощью испарительного охлаждения, не прибегая к парокомпрессионному охлаждению. Это позволяет снизить энергозатраты в среднем на 25... 35 % и существенно повысить экологическую чистоту новых решений.

Литература

1. Горин А.Н., Дорошенко А.В., Глауберман М.А. Солнечная энергетика. (Теория, разработка, практика) – Донецк: Норд-Пресс, 2008. – 374 с.
2. Горин А.Н., Дорошенко А.В. Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха. 2-е переработанное и дополненное издание. – Донецк.: Норд-Пресс, 2007. – 362 с.
3. G.Grossman. 2001, Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning. Faculty of Mechanical Engineering, Technion – Israel Institute of Technology.
4. Gandhidasan, P. Performance analysis of an open liquid desiccant cooling system using solar energy for regeneration. Int. J. Refrig. – Vol. 17. – №7. – 1994. – P. 475-480.
5. Ertas, E.E. Anderson, I. Kiris. Solar Energy. – Vol. 49. – №. 3. – 1992. – pp. 205-212.
6. C.S.P. Peng, J.R. Howell. J. of Solar Energy Eng. – Vol. 106. – may 1984. – pp. 133-141.
7. Дорошенко А. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса. – 1992. – т. 1. – 350 с., т. 2. – 260 с.
8. Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. International Conference of Applications for Natural Refrigerants' 96, September 3-6, Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996. – P. 101-109.
9. Jose Rui Camargo, Carlos Daniel Ebinuma, Jose Luz Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city. Int. J. Refrig., vol. 21, (28) – 2005. – P. 1124-1132.
10. Davis Energy Group", California, Energy Commission, 2004.
11. Torcollini P., National Renewable Energy Laboratory, 2003.
12. Energy Conservation and Management Division (Energy, Minerals and Natural Resources Department), 2002.
13. JOHN L., McNAB, PAUL MCGREGOR., 2003, Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21^h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0646.
14. E.V. Gomes, F.J. Rey Martinez, F. Varela Diez, M.J. Molina Leyva, R. Herrero Martin. Description and Experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. Int/ Journal of Refrigeration. 28 (2005). – P. 654-662.
15. Stoitchkov N. J., Dimirov G.J. Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21. – №. 6. – 1998. – P. 463-471.
16. Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling 21^h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.
17. Koltun, P. Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternantive Air-Conditioning Systems. P. Koltun, S. Ramakrishnan, A. Doroshenko, M. Kontsov. 21^h International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140, 2003. – P. 45-57.

18. Yi Jiang, Xiaoyun Xie. Theoretical and testing performance of an innovative indirect evaporative chiller. *Solar Energy* 84 (2010). – P. 2041-2055.
19. Jose Rui Camargo, Carlos Daniel Ebinuma, Jose Luz Silveira. Thermodynamic behaviour of an air-conditioning system employing combined evaporative-water and air coolers during summer in a Brazilian city. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005). – P. 1124-1132.
20. Bourhan Tashtoush, Mahmood Tahat, Ahmed Al-Hayajneh, Victor A. Mazur, Doug Probert. Thermodynamic behaviour of an air-conditioning system employing combined evaporative-water and air coolers. *Applied Energy* 70 (2001). – P. 305-319.
21. Shahab Alizadeh. Performance of a solar liquid desiccant air conditioner – An experimental and theoretical approach. *Solar Energy* 82 (2008). – P. 563-572.
22. G.P. Maheshwari, F. Al-Ragom, R.K. Suri. Energy-saving potential of an indirect evaporative cooler. *Applied Energy* 69 (2001). – P. 69-76.
23. Qun Chen, Ning Pan, Zeng-Yuan Guo. A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system II: Applications. *Energy* 36 (2011). – P. 2890-2898.
24. Pascal Stabat, Dominique Marchio. Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour. *Applied Energy* 78 (2004). – P. 433-451.
25. E. Velasco Gomez, F.J. Rey Martinez, F. Varela Diez, M.J. Molina Leyva. Description and experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005). – P. 654-662.

УДК 621.575.932

РАЗРАБОТКА СХЕМНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ, СПОСОБНЫХ ОБЕСПЕЧИТЬ НЕОБХОДИМЫЕ ТЕМПЕРАТУРНЫЕ РЕЖИМЫ ХРАНЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ С АЛЬТЕРНАТИВНЫМИ И ВОЗОБНОВЛЯЕМЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

**Мартынюк А.О., аспирант, Проць Р.Н., соискатель, Титлов А.С., д-р техн. наук, профессор
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одеса**

Проведен анализ схем и конструктивных решений абсорбционных холодильных агрегатов, работающих на альтернативных источниках энергии. Определены перспективные направления их использования.

The analysis of charts and structural decisions of absorption refrigeration aggregates, workings on alternative sources energies, is conducted. Perspective directions of their use are certain.

Ключевые слова: абсорбционный холодильный агрегат (АХА), альтернативные и возобновляемые источники энергии.

В индивидуальных крестьянских и фермерских хозяйствах на первое место выходят проблемы формирования рационального (экономного) бюджета, среди которых одной из основных является проблема сохранения выращенного урожая в течении трех-шести месяцев в товарных количествах при минимуме затрат на энергоносители. Вместе с тем известным в мировой практике фактом являются потери свыше половины урожая сельскохозяйственной продукции при отсутствии должного холодильного хранения.

В настоящее время в Украине основная масса собранной плодовоовощной продукции традиционно хранится в подвалах, где зачастую в теплое время года (август – ноябрь, апрель – май) не удастся поддерживать требуемые температурные режимы (от 5 до 12 °C). Для обеспечения необходимых режимов хранения рынок бытовой и торговой холодильной техники для мелкооптовых производителей предлагает отечественные и импортные разборные (панельные) холодильные камеры объемом от 3 до 9 м³, снабженные компрессионными холодильными машинами.

В современных условиях в сельской местности Украины эксплуатация таких камер затруднена как из-за длительных перебоев с подачей электроэнергии, так и из-за некачественной поступающей электроэнергии (диапазон колебания напряжения в сети от 160 до 250 В).

Надежная работа холодильных камер с компрессионными холодильными машинами в этом случае осуществляется за счет применения автономных бесперебойных источников электроэнергии – бензино-

вых либо дизель-генераторов. Стоимость отечественных холодильных камер достигает 16 тысяч грн, стоимость современных моделей дизель-генераторов для таких камер – в среднем от 6 до 8 тысяч грн. При достаточно высоких эксплуатационных затратах (термический к.п.д. дизель-генераторов даже ведущих производителей (Yamaha) не превышает 15 %) покупка холодильных камер с компрессионными аппаратами и источниками бесперебойного питания не по силам основной массе сельских производителей.

Сложившаяся ситуация заставляет разработчиков обращаться к теплоиспользующим безнасосным абсорбционным холодильным машинам, так называемым, абсорбционным холодильным агрегатам (АХА).

Немаловажным в современных условиях является и то, что рабочее тело АХА – водоаммиачный раствор с добавкой инертного газа (водорода, гелия либо их смеси) относится к природным хладагентам и поэтому абсолютно экологически безопасно (имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парникового» эффекта).

Холодильные аппараты с АХА имеют и ряд таких уникальных качеств, как:

а) возможность использования в одном аппарате нескольких различных источников тепловой энергии – как электрических, так и альтернативных (теплота сгорания органического топлива и биогаза, солнечное излучение, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания);

б) возможность работы с некачественными источниками энергии, в том числе и электрической в диапазоне напряжения сети от 160 до 240 В;

в) бесшумность, высокая надежность и длительный ресурс.

В Европе большая часть АХА выпускается с универсальным энергопотреблением – содержит электронагреватели переменного (220 В) и постоянного тока (12 В) и горелочное устройство. Холодильные аппараты с АХА, оснащенные горелочными устройствами, широко используются туристами и путешественниками, так как им нет альтернативы в районах с отсутствием электроэнергии.

К достоинствам АХА следует отнести минимальную стоимость среди существующих типов холодильного оборудования небольшой холодопроизводительности, что во многих случаях и определяет их популярность у пользователей.

Немаловажным в современных условиях является и то, что рабочее тело АХА – водоаммиачный раствор с добавкой инертного газа (водорода, гелия либо их смеси) относится к природным хладагентам и поэтому абсолютно экологически безопасно (имеет нулевые значения озоноразрушающего потенциала и потенциала «парникового» эффекта).

В АХА источником энергии может служить как электрический энергоноситель (например, переменный ток напряжением 220 В, постоянный ток 12 и 24 В), так и неэлектрический (природный газ, бензин, керосин, выхлопные газы двигателя внутреннего сгорания, а также сжиженный газ пропан, бутан, изобутан), что является их неоспоримым преимуществом. Такие холодильники можно, например, использовать в местах, где нет электричества или бывают перебои в подаче электроэнергии.

Однако абсорбционные холодильники имеют ряд недостатков:

а) из-за низкой удельной холодопроизводительности продолжительность выхода на режим слишком велика, а объем низкотемпературной камеры ограничен;

б) при использовании неэлектрического энергоносителя (например, сжиженного нефтяного газа) часть теплоты сгорания газа при сжигании в горелочном устройстве холодильника выбрасывается в окружающую среду без утилизации.

Один из способов частичного устранения недостатков теплоиспользующих холодильных машин абсорбционного типа [1] связан с использованием энергии сжиженного газа [2, 3].

В процессе работы газовой горелки генераторного узла абсорбционного холодильника одновременно происходит дросселирование смеси углеводородов от давления в баллоне до давления, близкого к атмосферному. Снижение температуры смеси при дросселировании (дроссель-эффект) можно использовать в дополнительном испарителе, установленном в холодильном шкафу абсорбционного холодильника (увеличить холодопроизводительность и снизить температурный уровень в камерах).

В испытаниях в качестве макетного образца автор использовался абсорбционный холодильник производства итальянской фирмы «VALENTINI» модели «ElektroSuisse SPR. Tipo V 85 GAC» с полезным объемом камер 78 л (в том числе объем низкотемпературной камеры составляет 4 л), способный работать как на газе, так и от электрического энергоносителя.

В первую очередь были проведены входные тестовые испытания с электрическим и газовым энергоносителями при температуре окружающего воздуха диапазоне от 23 до 24 °С.

Как показали результаты испытаний холодильника с электрическим энергоносителем, через 8 часов работы температура воздуха в низкотемпературной камере (НТК) установилась на отметке минус 20,6 °С, температура в холодильной камере (ХК) лежала в диапазоне от плюс 1,0 до плюс 0,5 °С, потреб-

ляемая электрическая мощность при напряжении 220 В составила от 110 до 114 Вт, расход электроэнергии – от 2,29 до 2,38 кВт·ч/сут.

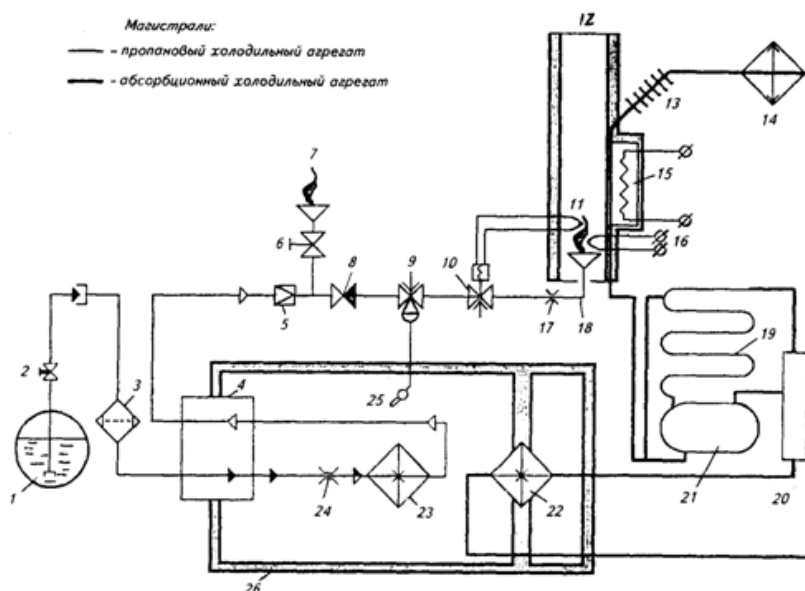
При работе с газовым энергоносителем только через 8,5 часов абсорбционный холодильник вышел на стационарный режим с температурой в НТК, равной минус 2,1 °С, в ХК температура составила плюс 15,2 °С. При этом массовый расход газа изменился от 25 до 60 г/час. Температурные параметры испытуемого объекта не соответствовали требованиям нормативных документов [4, 5], поэтому возникла необходимость в модернизации генераторного узла.

При модернизации холодильника были приняты во внимание сведения, приведенные в [6], где отражены результаты экспериментальных исследований влияния месторасположения нагревателя на работоспособность бытового абсорбционного холодильника АШ-160/15.

Модернизация позволила в дальнейшем существенно повысить эффективность абсорбционного холодильника: температуру воздуха в НТК после 6 часов работы удалось снизить от плюс 0,3 до минус 12,6 °С, а в ХК – от плюс 17,4 до плюс 10,9 °С. При этом температура отработавших газов в термосифоне генераторного узла составляла плюс 139 °С.

Сравнивая результаты тестовых испытаний данной модели абсорбционного холодильника, полученные при использовании различных источников энергии, можно заметить, что температуры в камерах холодильника с электрическим энергоносителем в среднем от 6 до 9 °С ниже, чем с газовым.

Последующая модернизация абсорбционного холодильника коснулась только его газового тракта: схема абсорбционного холодильника была дополнена пропановым дроссельным разомкнутым холодильным агрегатом (рис. 1).



- 1 – баллон с жидким пропаном; 2, 6 – ручные запорные вентили; 3 – фильтр-осушитель;
4 – теплообменник; 5 – редуктор давления; 7 – дополнительная горелка; 8 – обратный клапан;
9 – терморегулятор с ручной настройкой; 10 – электромагнитный клапан с ручной настройкой;
11 – термopapa; 12 – термосифон генераторного узла; 13 – ректификатор; 14 – конденсатор;
15 – жаровой стакан с электронагревателем; 16 – пьезоэлектрический запальник;
17, 24 – нерегулируемые дроссели; 18 – основная горелки; 19 – абсорбер; 20 – газовый теплообменник;
21 – бачок абсорбера; 22, 23 – испарители; 25 – термобаллон; 26 – холодильный шкаф

Рис. 1 – Схема абсорбционного холодильника с дополнительным пропановым дроссельным разомкнутым холодильным агрегатом

Во внутреннем объеме холодильной камеры разместили дополнительно небольшой испаритель 23 и нерегулируемый дроссельный элемент 24, выполненный из капиллярной трубки (с учетом результатов исследований, изложенных в [3]), а также противоточный теплообменник 4, который частично расположен за пределами холодильной камеры.

Сжиженная смесь пропана и бутана, находящаяся под давлением в баллоне 1, пройдя фильтр-осушитель 3 и теплообменник 4, расширяется в дросселе 24. При снижении давления до давления, близкого к атмосферному, температура смеси понижается и свой хладоресурс она отдает в испарителе. Обратным

потоком газ после теплообменника 4 последовательно проходит редуктор давления 5, обратный клапан 8, терморегулятор 9, электромагнитный клапан 70 и поступает на сжигание в основную горелку 18, находящуюся в термосифоне 12 генераторного узла холодильника. При этом электронагреватель жарового стакана отключен. Потребителем теплоты является теперь не только абсорбционный холодильный агрегат, но и параллельно установленная дополнительная горелка 7. Это либо одноконфорочная портативная плитка типа ПГТ, либо портативный газовый светильник. Их применение дает возможность рационально использовать теплоту сгорания газа (например, для приготовления пищи или дополнительного освещения), а также проводить исследования в широком диапазоне изменений расхода газа. При этом все потребители теплоты могут быть включены как по отдельности, так и в любой комбинации.

Таким образом, в предложенной схеме удастся совместить и абсорбционный, и пропановый разомкнутый дроссельный циклы.

При испытаниях в режиме работы макетного образца абсорбционного холодильника на газе с дополнительным пропановым холодильным циклом (с отключенным электрическим нагревателем) были получены следующие результаты.

Период выхода НТК и ХК на режим сократился вдвое, температурный уровень в НТК вместо минус 12,9 °С установился на отметке минус 18 °С, а в ХК вместо плюс 7 – на отметке минус 9 °С. Таким образом, удалось существенно сократить продолжительность этого периода, перевести режим работы ХК холодильника в низкотемпературный и понизить температурный уровень в НТК. При этом теплота сгорания газа в дополнительной горелке может быть использована для дополнительных возможностей, например, на приготовление либо разогрев пищи.

При сравнении полученных результатов с результатами исследований абсорбционного холодильника, работающего только с электрическим нагревателем, положительный эффект от процесса дросселирования сжиженного газа из баллона связан со снижением температурного уровня в камерах и с сокращением времени выхода камер на режим. Существенных изменений полученных показателей в зависимости от угла положения холодильника (относительно горизонта) не наблюдалось: его можно было и качать, и наклонять – процесс не нарушался (этот вывод подтверждает результаты исследований авторов ОНАПТ в 2003–2004 годах [7]).

Тем не менее, положительные результаты в части температурных характеристик связаны со значительным дополнительным расходом газа. Если при работе абсорбционного холодильника только на газовом энергоносителе средний расход его составлял от 25 до 60 г/час, то при подключении дополнительного пропанового холодильного агрегата общий массовый расход газа (основной и дополнительной горелками) возрос от 140 до 160 г/час. При учете, что период выхода на режим сократился вдвое, можно считать, что при совместной работе абсорбционного холодильника с пропановым холодильным агрегатом – массовый расход газа увеличится всего на 20 или 25 %.

Известно, что бытовые и торговые абсорбционные холодильники с газовым подогревом более экономичны, по сравнению с аналогичными электрическими компрессионного типа, так как стоимость расходуемого ими газа меньше стоимости электричества [8, 9].

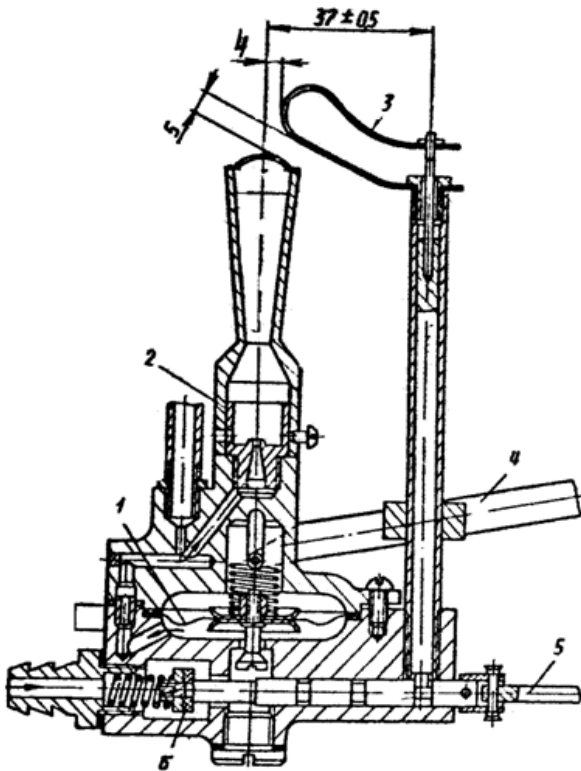
Холодильники с газовым подогревом выпускались серийно в СССР следующих модификаций: ХШ-4Г, ХШ-3Г («Север-2»), «Север-6», «Украина-2» [10]. Первый холодильник «Север-2» с газовым подогревом был изготовлен московским заводом «Газоаппарат».

Газогорелочное устройство холодильника (рис. 2 и рис. 3) состоит из газовой горелки, регулятора давления, отсекающего пускового клапана и зонального устройства.

Горелка имеет смесительную трубку с насадкой, форсунку и регулятор воздуха. Количество инжектируемого воздуха можно менять путем изменения сечения отверстий при вращении регулятора. Регулятор давления предназначен для стабилизации давления газа перед горелкой. Он может быть настроен на давление от 150 до 500 Па (от 15 до 50 мм вод. ст.). Давление газа регулирует рычажок, рукоятка которого выведена на переднюю часть холодильника.

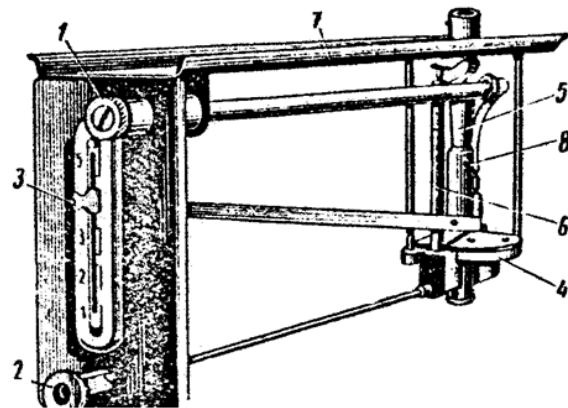
Цифра 5 на передней панели газогорелочного устройства соответствует наибольшей подаче газа, а цифра 1 – наименьшей. От величины давления зависит расход газа и холодопроизводительность аппарата. Отсекатель газа предназначен для прекращения прохода газа в горелку и запальник, если пламя погасло.

Он состоит из биметаллической пружины и штока. Пусковой клапан служит для подачи газа на запальник и в горелку во время включения холодильника. Он имеет клапан с пружиной, втулку и шток. Запальник предназначен для зажигания горелки в период пуска холодильника и состоит из двух трубок равного диаметра, надетых одна на другую. Трубка большего диаметра оканчивается форсункой с кольцевым выходом для газа и передвигается вдоль трубки меньшего диаметра. Запальник зажигают, выдвинув трубку. По окончании розжига основной горелки проход газа на форсунку запальника прекращают, завернув трубку большего диаметра.



1 – мембранный регулятор; 2 – горелка; 3 – предохранитель; 4 – рычаг; 5 – рычаг для принудительного открывания клапана; 6 – клапаны

Рис. 2 – Газогорелочное устройство абсорбционного холодильника – горелка с регулятором давления



1 – трубка запальника; 2 – кнопка пускового клапана; 3 – ручка регулятора; 4 – корпус регулятора; 5 – горелка; 6 – автоматика безопасности; 7 – кронштейн; 8 – отверстие для подсоса воздуха

Рис. 3 – Общий вид газогорелочного устройства абсорбционного холодильника

Схема абсорбционного холодильника с комбинированными источниками энергии приведена на рис. 4 [11].

В схеме используется электрический ток (переменный 110 и 220 В и постоянный 12 В). Отличительной характеристикой конструкции является установка теплорассеивающих элементов и генераторного узла холодильного аппарата за пределами жилого помещения. В этом случае может быть эффективно использован температурный потенциал воздуха окружающей среды, особенно в холодное время года.

Одним из наиболее перспективных предложений в области теплоиспользующих холодильных машин может считаться использование солнечной энергии.

В частности, известны предложения по использованию солнечной энергии в конструкциях с промежуточным теплопередающим устройством на основе тепловой трубы, размещенной в фокусе параболического концентратора (рис. 5 [12]).

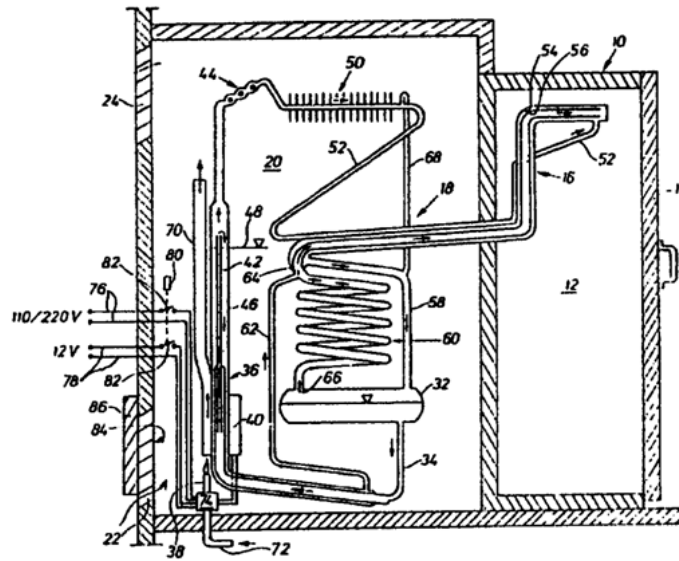
Коллекторные панели известных солнечных нагревательных систем являются дорогостоящими и тяжелыми. Они нуждаются в стационарной установке, выполняемой квалифицированными специалистами. В северной и центральной частях Евразии и США они относительно неэффективны в зимнее время, и их трудно переделывать для домашней холодильной системы в летнее время.

Цель оригинального предложения [13] заключается в создании:

а) простого и недорогого устройства для сбора солнечной энергии, являющегося достаточно легким для того, чтобы его мог устанавливать и снимать любой домовладелец без изменений в конструкции дома в переходные весенний и осенний периоды, когда имеется достаточное количество солнечного света, а температура воздуха является достаточно низкой для того, чтобы время от времени требовался нагрев;

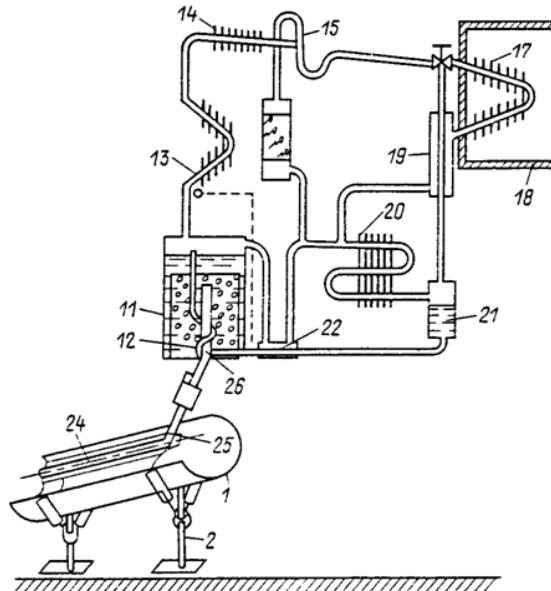
б) недорогого источника энергии для холодильной системы.

Конструкция представляет собой пластинчатую панель, содержащую две стенки, причем каждая из них имеет кольцевую кромку, плотно прижатую к кромке другой стенки. Одна из стенок является пропускаемой для солнечного излучения, а другая не пропускает такое излучение.



10 – холодильная камера; 12 – охлаждаемый объем; 14 – дверь камеры; 16 – испаритель; 18 – теплообменник испарителя; 20 – вспомогательная камера; 22(24) – входные (выходные) воздушные жалюзи; 32 – бачок абсорбера; 34 – канал крепкого раствора; 36 – канал слабого раствора; 38 – электромагистраль; 40 – гильза электронагревателя; 42 – термосифон; 44 – ректификатор; 46 – кипятильник; 48 – уровень слабого раствора в кипятильнике; 50 – конденсатор; 52 – трубка жидкого аммиака; 54(56) – канал очищенной (насыщенной) парогазовой смеси (ПГС); 58 – опускная магистраль насыщенной ПГС; 60 – абсорбер; 62 – канал слабого раствора; 64 – подъемная магистраль очищенной ПГС; 66 – вход в абсорбер насыщенной ПГС; 68 – уравнивающая магистраль; 70 – жаровая труба; 72 – вход газа; 76, 78 – подвод электрической нагрузки; 80, 82 – устройства управления электрической нагрузкой; 84, 86 – устройства управления воздушными жалюзи

Рис. 4 – Схема абсорбционного холодильника с комбинированными источниками энергии



1 – параболический концентратор; 2 – опорно-поворотное устройство; 11 – генератор с жаровой трубой и полостью с теплоаккумулирующим веществом; 12 – термосифон; 13 – дефлегматор; 14 – конденсатор; 17 – испаритель; 18 – холодильный шкаф; 19 – газовый теплообменник; 20 – абсорбер; 21 – ресивер крепкого раствора; 22 – регенеративный теплообменник; 24, 25, 26 – тепловая труба;

Рис. 5 – Абсорбционный гелиохолодильник с параболическим концентратором солнечной энергии

Улавливатель излучения в полости панели включает в себя несколько пар улавливающих элементов из листового материала, прикрепленных к прозрачной стенке и пронизаемых для солнечного излучения. Улавливающие элементы каждой пары соединены с зазором возле непрозрачной стенки и расходятся под небольшим острым углом по направлению к прозрачной стенке. Циркуляционное устройство нагнетает газ, например воздух, в одну часть полости панели, а затем газ выпускается через другую, находящуюся на расстоянии, часть полости. Канал для протекания газа между этими двумя частями ограничивается улавливающим элементом и непроницаемой стенкой панели.

Нагретый газ, выходящий из панели во время воздействия на неё солнечного излучения, можно использовать для снабжения энергией холодильного агрегата, например генератора абсорбционной холодильной системы известного типа, в которой генератор, который может заключать в себе залитый охлаждающий абсорбент, соединенный с конденсором, принимает хладагент, десорбируемый в газообразном состоянии из содержащегося в генераторе абсорбента благодаря тепловой энергии, подаваемой к генератору. Конденсор охлаждается для сжижения десорбированного газообразного хладагента. Испаритель, соединенный с конденсором, принимает сжиженный хладагент, который извлекает тепловую энергию с помощью теплопередачи из охлаждаемого материала, и испаряется с помощью тепловой энергии. Испаряемый хладагент возвращается в генератор и снова абсорбируется абсорбентом, причем этот цикл повторяется непрерывно или прерывисто.

Известны несколько типов абсорбционных холодильных систем с воздушным или водяным охлаждением, для которых требуется только нагреватель и не нужна механическая энергия. Каждая из этих систем может приводиться в действие одним только горячим воздухом или другим горячим газом, выходящим из вышеописанной панели в том случае, если газ пропускают через трубчатый элемент из теплопроводящего материала, выходное отверстие которого соединено с циркуляционным устройством панели, установленным на генераторе холодильной системы в тепловом контакте с находящимся в ней абсорбентом.

Панель, если она не используется для работы холодильного агрегата, может применяться для подачи теплого воздуха в дом. Когда погодные условия не требуют ни нагрева ни охлаждения, панель можно скатать и хранить в небольшом пространстве. Её установка не требует применения инструментов, наличия специальных навыков, и нуждается лишь в минимальном усилии.

Подсоединенный холодильный агрегат может охлаждать кладовую, машину для изготовления мороженого, или комнату в доме.

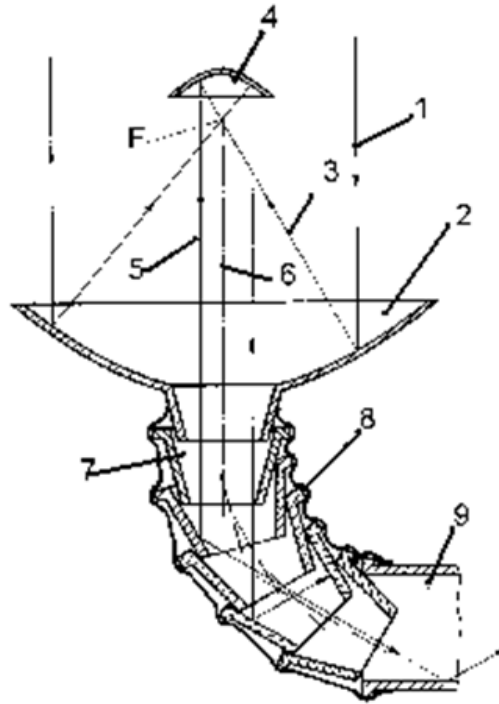
Известные предложения [11-13] имеют один существенный недостаток, связанный с работой холодильных систем в течении всего светового дня. Это сложность концентрации энергии при прохождении солнца по небосводу. Для слежения за положением солнца в известных предложениях необходимо использовать либо специальные перемещающие устройства, либо рассчитывать на нестабильность работы холодильной системы.

Для обеспечения стабильной работы холодильной системы в течении большей части светового дня может быть использован следующий способ [14].

Чтобы уловить достаточное количество солнечной энергии, концентратор должен быть большим – на один квадратный метр земной поверхности падает не более 0,4 кВт. Традиционные конструкции концентратора и приемника должны быть постоянно обращены к Солнцу, следовательно, непрерывно поворачиваться вокруг двух перпендикулярных осей со строго определенной угловой скоростью. Это может только мощный и дорогостоящий прецизионный механизм. Лучше, считают некоторые конструкторы, немного потерять на снижении КПД, но концентратор и приемник облучения сделать неподвижными. Таких конструкций предложено немало, некоторые реализованы. Общий недостаток – низкий КПД, что мешает их широкому распространению.

Все части предлагаемого устройства неподвижны, но гибкий световод направляет сконцентрированный луч в любом необходимом направлении. Солнечный луч 1 любого направления падает на неподвижный, как уже сказано, параболический отражатель 2 (рис. 6). Его ось лучше направить раз и навсегда на юг под углом, равным широте места установки. Отраженный луч 3 падает на вторичный параболический отражатель 4. Оптические оси и фокусы обоих отражателей совпадают, вследствие чего переотраженный луч 5 параллелен оптической оси 6. Все переотраженные лучи падают на поверхности конических отражателей 7, заключенных в гибкую гофрированную трубу 8. Последовательно отражаясь от этих поверхностей, луч выходит в цилиндрический световод 9 – трубку с зеркальной внутренней поверхностью. Изгибая трубу можно направить свет в любую сторону.

Таким устройством можно не только осветить подвал или иное помещение без окон, но и запитать энергетические устройства практически любой мощности: отражатель 2 – самая большая часть сооружения – может быть выполнен из дешевых материалов. Простота конструкции, высокая надежность и долговечность основных ее элементов компенсируют не слишком высокий КПД устройства.



1 – падающий солнечный луч; 2 – параболический отражатель; 3 – отраженный луч;
4 – вторичный параболический отражатель; 5 – переотраженный луч; 6 – оптическая ось;
7 – конические отражатели; 8 – гибкая гофрированная труба; 9 – цилиндрический световод

Рис. 6 – Схема концентратора солнечной энергии

Выводы

1. Проведен анализ современного уровня разработок АХА, определены перспективные схемы и конструктивные решения, использующие альтернативные и возобновляемые источники тепловой энергии.
2. Особый интерес вызывает возможность использования солнечной энергии с концентратором и световодом, что позволит эксплуатировать АХА без затрат на энергоносители.

Литература

1. Лубенец В.В. Бытовой абсорбционный холодильник с дополнительным пропановым холодильным агрегатом / В.В. Лубенец // Холодильная техника. – 2000. – № 12. – С. 18–19.
2. Архаров А.М. Новый тип холодильной установки / А.М. Архаров, В.В. Лубенец // Холодильное дело. – 1996. – № 2. – С.11–12.
3. Лубенец В.В. Исследование капиллярной трубки на сжиженном углеводородом газе / В.В. Лубенец // Вестник Международной академии холода. – 1999. – № 1. – С. 32–35.
4. ДСТУ 2295-93 (ГОСТ 16317-95 ISO 5155-83, ISO 7371-85, IEC 335-2-24-84). Прилади холодильні електричні побутові. Загальні технічні умови. – Взамен ГОСТ 16317-87; Введ. 20.07.95. – К: Держстандарт України, 1996. – 35 с.
5. ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань. – Введено вперше 20.07.95. – К.: Держстандарт України, 1996. – 22 с.
6. Зирка Л.П. Влияние положения нагревателя на работоспособность бытового абсорбционного холодильника / Л.П. Зирка, А.М. Пальти, В.Н. Шмелева // Холодильная техника. – 1996. – № 3. – С. 14–15.
7. Очеретяный Ю.А., Титлов А.С., Захаров Н.Д. Результаты испытания абсорбционного холодильника в транспортных условиях / Ю.А. Очеретяный, А.С. Титлов, Н.Д. Захаров // Холодильна техніка і технологія. – 2004. – № 4. – С. 19–24.
8. Титлов А.С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники / А.С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1997. – № 57. – С. 39–41.

9. Тітлов О.С., Василів О.Б. Вартісні та екологічні експлуатаційні характеристики апаратів побутової холодильної техніки в Україні і країнах СЕС / О.С. Тітлов, О.Б. Василів // Ринок інсталяційний. – 1998. – № 9. – С. 18–20.
10. Терехов А.А. Ремонт холодильников абсорбционного типа / А.А. Терехов. – М.: Легкая индустрия, 1973. – 70 с.
11. Патент 0323820 EP, МКИ F25B 49/00, F25B 15/10. Arrangement for preventing freezing of the working medium in absorption refrigerating apparatus / M.T. Walfridson, S.H. Farndahl. – №88850422.2; Заявл.14.12.88; Опубл.12.07.89, Bulletin 89/28.
12. Патент 2036395 Российской Федерации, МКИ F25 B 27/00. Абсорбционный гелиохолодильник /З.И. Ашурлы, М.Т. Гаджиев, С.А. Филин -№92009125/06; Заявл. 30.11.92; Опубл. 10.08.94, Бюл. № 30.
13. Пат. 4126014 США, МКИ F25 B 27/00, F25 B15/00, F24 J 3/02. Абсорбционный холодильник с гелио-системой /Т. Кей. – №795000; Заявл. 09.05.77; Опубл. 21.11.78.
14. Шкроб Ю.В. Как «согнуть» солнечный луч / Ю.В. Шкроб // Изобретатель и рационализатор. – 2003. – № 6. – С.11.

УДК 621.575(088.8):621.56/59(031)

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА В СОСТАВЕ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Титлов А.С., д-р техн. наук, профессор, Ищенко И.Н., ассистент, Титлова О.А., аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса
Хоменко Н.Ф.

Промышленно-строительная группа «Антарес» (Васильковский завод холодильников)

Разработана методика для расчета холодопроизводительности испарителей абсорбционных холодильных агрегатов (АХА), входящих в состав абсорбционных холодильных приборов (АХП) различного назначения. Методика учитывает результаты экспериментальных исследований температурных полей серийного абсорбционного холодильника. Представлены некоторые результаты расчетов типичных конструкций АХП и анализ влияния температуры воздуха окружающей среды на тепловые режимы холодильного шкафа

A method is developed for the calculation of power vaporizers of absorption refrigeration aggregates (ARA), entering in the complement of absorption refrigeration devices (ARD) of the different setting. A method takes into account the results of experimental researches of the temperature fields of serial absorption refrigerator. Some results of calculations of typical constructions of ARD and analysis of influence of temperature of air of environment are presented on the thermal modes of refrigeration closet

Ключевые слова: абсорбционный холодильный агрегат (АХА), абсорбционный холодильный прибор (АХП), методика расчета, холодопроизводительность испарителя.

Теплофизические процессы, протекающих в АХА, обуславливают режим работы испарителя с переменной температурой фазового перехода. Начало испарения характеризуется минимальной температурой, конец — максимальной. Причем из опыта практических исследований известны примеры, когда начало испарения проходит при температурах минус 35 ... минус 30 °С, а конец испарения при 0...5 °С [1]. Уровень температур и количество испарившегося хладагента определяются геометрическими параметрами испарителя, условиями подвода тепла и кратностью циркуляции парогазовой смеси между испарителем и абсорбером.

Необходимо обратить внимание и на следующий аспект определения величины холодопроизводительности испарителя АХА. Существующая разность температур по длине испарителя обуславливают различную интенсивность процессов конвективного теплообмена со стороны воздуха низкотемпературного отделения (НТО) и холодильной камеры (ХК). Максимальная тепловая нагрузка идет на начальные участки испарителя. Зачастую имеют место моменты, когда конечный участок испарителя прогрет больше, чем воздух в объеме охлаждаемой камеры. Особенно часто это можно наблюдать в ХК при температурах воздуха в помещении 31...32 °С (АШ–160) [1].

Измерения полей температур испарителя АХА не позволяют достоверно рассчитать холодопроизводительность испарителя из-за отсутствия надежных методик по расчету конвективного теплообмена со стороны охлаждаемого воздуха.

Выходом из такой ситуации может быть подход, разработанный Ю.А. Очеретяным [2], который холодопроизводительность испарителя АХА определял по теплопритокам в охлаждаемые камеры из окружающей среды.

Теплопритоки в охлаждаемые камеры могут быть рассчитаны на основе известного уравнения теплопередачи [3]:

$$Q_{Т.П.} = \frac{(t_{о.с.} - t_k) \cdot F_k}{R_k}, \quad (1)$$

где $t_{о.с.}$ (t_k) — температура воздуха окружающей среды (в камере), °С;

F_k — поверхность теплопередачи, м²;

R_k — термическое сопротивление процесса теплопередачи, (К·м²)/Вт.

Термическое сопротивление процесса теплопередачи включает термическое сопротивление процесса сложного (конвективного плюс лучистого) теплообмена внутри камеры и снаружи, а также термическое сопротивление теплоизоляционных материалов шкафа:

$$R_k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot F_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i \cdot F_i} + \frac{1}{\lambda_{вн} \cdot F_{вн}}}, \quad (2)$$

где α_n , $\lambda_{вн}$ — коэффициенты сложного теплообмена, соответственно, на наружной стенке камеры и на внутренней стенке, Вт/м²·К;

F_n , $F_{вн}$ — площадь поверхности, соответственно наружной и внутренней стенке камеры, м²;

δ_i — коэффициент теплопроводности конструкционных и теплоизоляционных материалов конструкции холодильного шкафа, Вт/(м²·К).

При расчете теплопередачи через стенку шкафа величина поверхности рассчитывалась как:

$$\bar{F} = \frac{F_n + F_{вн}}{2}, \quad (3)$$

Расчет по формуле (2) не вызывает особых сложностей, за исключением определения конвективных и лучистых составляющих.

Для их определения были проведены экспериментальные исследования температурных полей холодильного шкафа АШ-160 в лаборатории перспективного проектирования Васильковского завода холодильников (ВЗХ). Измерение температур в характерных точках проводилось при помощи стандартных хромель-копелевых термопар. Тепловая мощность в генераторе АХА составляла 110 Вт. Изучались два режима работы: температура воздуха в помещении 24,6 °С и 32 °С.

Схема абсорбционного холодильника АШ-160 приведена на рис. 1 (вид спереди) и рис. 2 (вид сбоку). НТО холодильника выполнено в виде алюминиевого короба и имеет П — образную тепловую трубу (ТТ), заправленная аммиаком. Цифрами на рис. 1 и рис. 2 обозначены места установки термопар, там же приведены характерные размеры шкафа.

Результаты приведенных испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Температура окружающей среды, °С	Температура в характерных точках, °С											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
32	-19	-20,1	-18	-16,2	-19	18,8	0,5	1,8	3,1	2,8	39,5	30,0
24,6	-23,5	-24,5	-22,5	-24	-28,8	-28	-3,5	-2,8	-0,9	-1,1	32	23

Температура окружающей среды, °С	Температура в характерных точках, °С										
	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
32	4,5	30,5	30	35,5	4,5	5,0	30,0	4,0	31	7	31,8
24,6	0,0	24	23	27	0,5	1,0	23,5	0,0	25	2,8	25,8

Примечание. Термопары 1 (центр НТО), 8, 9, 10 установлены в воздушном объеме охлаждаемых камер.

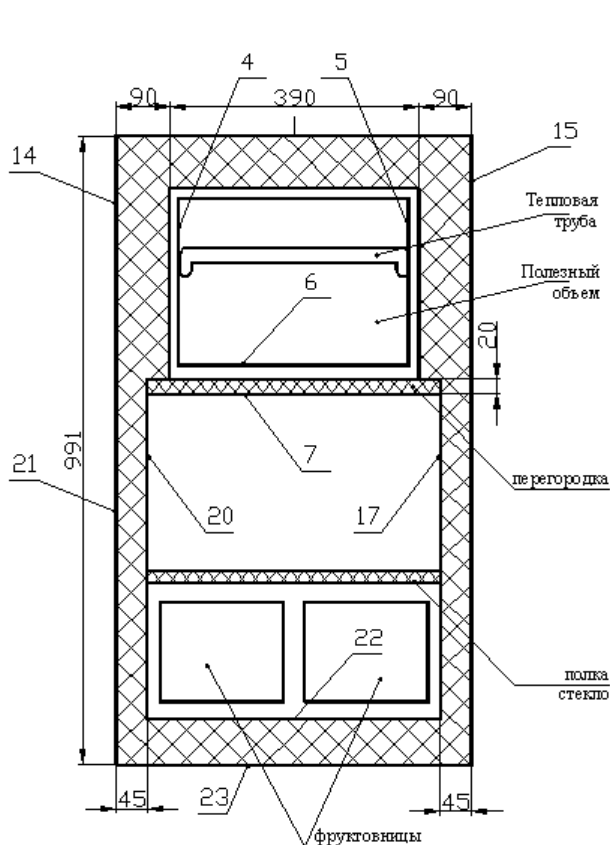


Рис. 1 – Места установки термодпар на абсорбционном холодильнике АШ–160 (вид спереди)

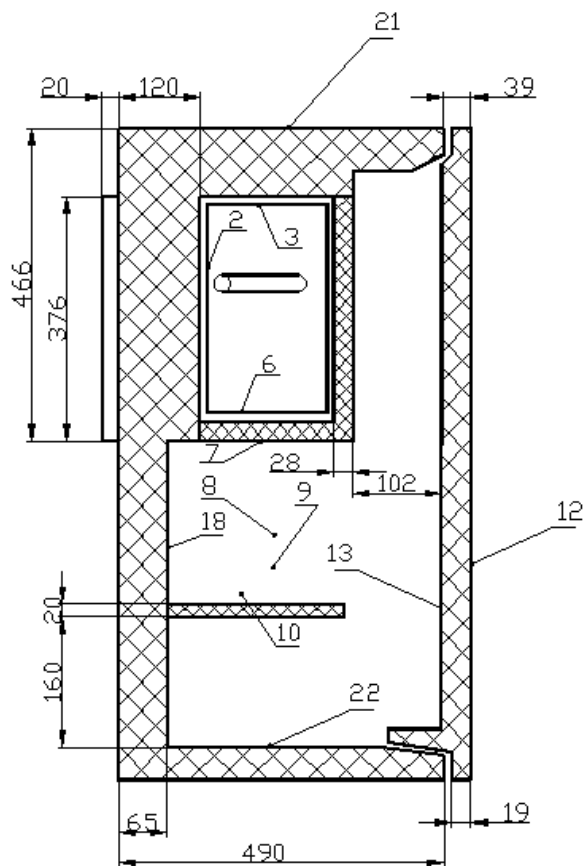


Рис. 2 – Места установки термодпар на абсорбционном холодильнике АШ–160 (вид сбоку)

Результаты, приведенные в табл. 1, использовались для расчета конвективной и лучистой составляющей процесса сложного теплообмена.

В качестве базового объекта при построении методики расчета был взят трехкамерный холодильный шкаф. Это конструкция наиболее полно отражает различные комбинации и варианты выполнения холодильных шкафов.

Схема трехкамерного шкафа приведена на рис. 3 (вид спереди) и рис. 4 (вид сбоку). На рисунках представлены теплопритоки, которые могут иметь место в конструкции.

Отдельно на рис. 5 представлена тепловая схема НТО трехкамерного шкафа или однокамерного шкафа АХП.

При разработке методики расчета предполагалось, что сток (отвод) тепла в НТО осуществляется по стенке алюминиевого короба, который практически не обладает термическим сопротивлением, т.е. поверхность стенки короба изотермична. Сток тепла из ХК осуществляется на оребренную панель, которая может иметь тепловую связь с секцией испарителя или (в случае однокамерного шкафа) с испарителем по всей его длине.

Передача тепла из нижней камеры осуществляется при помощи ТТ на оребренную панель ХК.

Уравнение теплового баланса для каждой из трех камер можно записать в виде системы:

$$\begin{cases} Q_{03} + Q_{НП} = Q_{31} + Q_{33} + Q_{34} \\ Q_{02} + Q_{ВП} = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} + Q_{НП} \\ Q_{01} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{15} + Q_{ВП} \end{cases} \quad (4)$$

Для НТО с изотермической внутренней поверхностью:

$$Q_{12} = Q_{16} + Q_{17} + Q_{18} + Q_{19} \quad (5)$$

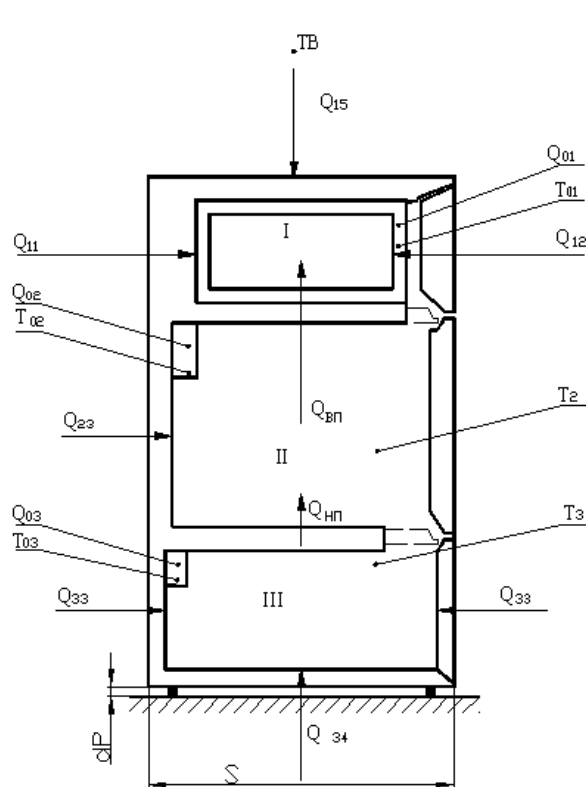


Рис. 3 – Схема трехкамерного шкафа АХП (вид спереди)

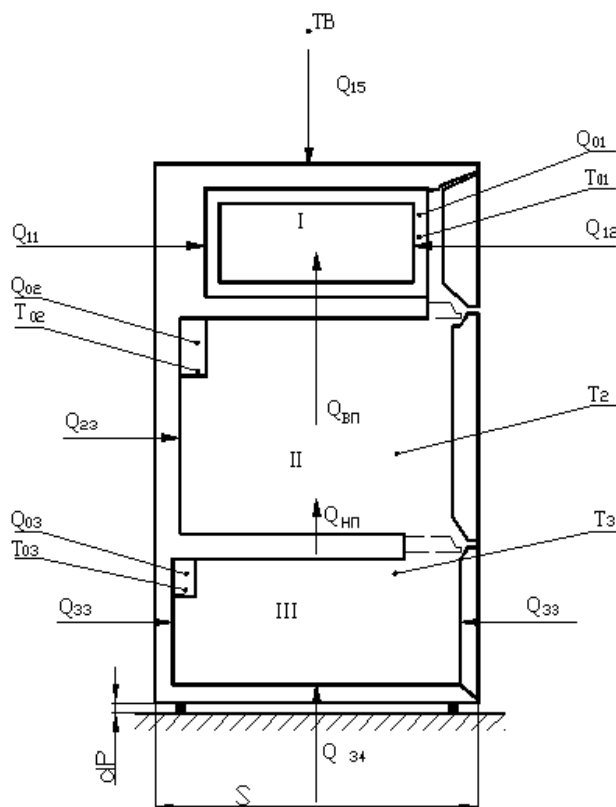
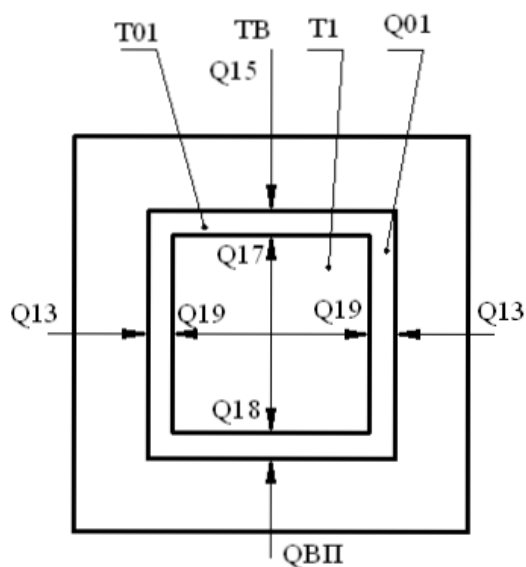
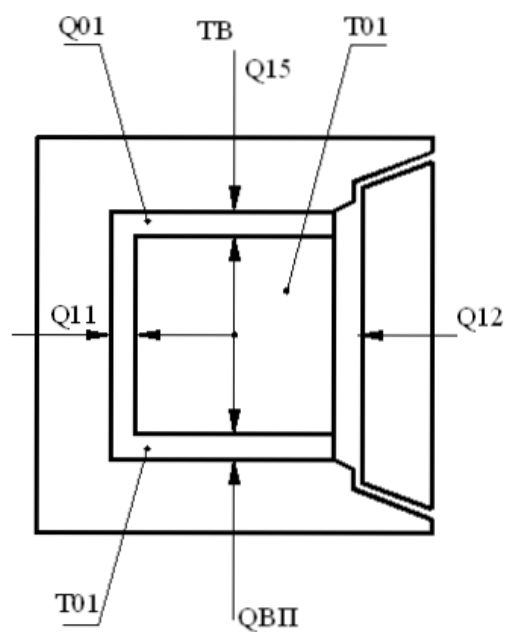


Рис. 4 – Схема трехкамерного шкафа АХП (вид сбоку)



а)



б)

а) вид спереди; б) вид сбоку

Рис. 5 – Тепловая схема однокамерного шкафа АХП

Используя термическое сопротивление, систему уравнений (4) можно записать в виде:

$$\begin{cases} \frac{T3-T03}{R03} + \frac{T3-T2}{RHP} = \frac{TB-T3}{R31} + \frac{TB-T3}{R32} + \frac{TB-T3}{R33} + \frac{TB-T3}{R34} \\ \frac{T2-T02}{R02} + \frac{T2-T01}{RBP} = \frac{TB-T2}{R21} + \frac{TB-T2}{R22} + \frac{TB-T2}{R23} + \frac{TB-T2}{RHP} \\ Q01 = \frac{TB-T01}{R11} + \frac{TB-T01}{R12} + \frac{TB-T01}{R13} + \frac{TB-T01}{R15} + \frac{T2-T01}{RBP} \end{cases} \quad (6)$$

Система (7) записана для параллельных потоков тепла. Для НТО при передаче тепла через дверь и далее от воздуха к стенкам короба будет иметь место последовательный поток тепла, т.е.

$$R1 = R12 + R2. \quad (7)$$

В свою очередь:

$$\frac{1}{R2} = \frac{1}{R16} + \frac{1}{R17} + \frac{1}{R18} + \frac{1}{R19}. \quad (8)$$

С учетом (7) и (8) система (6) может быть записана как:

$$\begin{cases} \frac{T3-T03}{R03} + \frac{T3-T2}{RHP} = (TB-T3) \cdot \left(\frac{1}{R31} + \frac{1}{R32} + \frac{1}{R33} + \frac{1}{R34} \right) \\ \frac{T2-T02}{R02} + \frac{T2-T01}{RBP} = (TB-T2) \cdot \left(\frac{1}{R21} + \frac{1}{R22} + \frac{1}{R23} \right) + \frac{T3-T2}{RHP} \\ Q01 = (TB-T01) \cdot \left(\frac{1}{R11} + \frac{1}{R12} + \frac{1}{R13} + \frac{1}{R15} \right) + \frac{T2-T01}{RBP} \end{cases} \quad (9)$$

Система уравнений (9) лежит в основе методики расчета теплопритоков. Решив ее, можно определить холодопроизводительность испарителя для обеспечения требуемого уровня температур в охлаждаемых камерах холодильного шкафа.

В основе инженерной методики лежит система уравнений (9). В методике используется опыт практического конструирования абсорбционных холодильников, накопленный ВЗХ, а также результаты исследований температурных полей холодильника АШ-160, приведенных выше.

Рассмотрим расчет на примере абсорбционного холодильника АШ-160 (рис. 1 и рис. 2).

Исходные данные:

Объем НТО: $V1 = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Объем ХК верхней: $V2 = 116 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Объем фруктоvnицы: $V3 = 32 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Габариты холодильника: глубина: $G = 0,53 \text{ м}$, ширина: $S = 0,57 \text{ м}$.

Геометрические характеристики камер холодильника:

D13 — толщина боковой стенки НТО = 0,090 м;

D15 — толщина потолка: = 0,090 м;

D11 — толщина задней стенки: = 0,0120 м;

D1D1 — толщина первой двери: = 0,028 м

D2D1 — толщина второй двери: = 0,039 м;

D12D — толщина зазора между второй и первой дверью: = 0,102 м;

DWP — толщина верхней перегородки: = 0,020 м.

Верхняя холодильная камера (ВХК):

D23 — толщина боковой стенки ВХК: = 0,045 м;

D21 — толщина задней стенки: = 0,065 м;

D22 — толщина двери: = 0,039 м;

DNP — толщина пола ВХК: = 0,003 м.

Фруктоvnица — нижняя холодильная камера (НХК):

D33 — толщина боковой стенки НХК: = 0,045 м;

D31 — толщина задней стенки: = 0,065 м;

D32 — толщина двери: = 0,039 м;

D34 — толщина пола: = 0,046 м;

DNPD3 — расстояние между нижней полкой и дверью НХК: = 0,130 м;

DP — расстояние холодильника от пола: = 0,03 м.

Параметры корпуса холодильника:

Наружного:

толщина: $DKH = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;

степень черноты материала: $KH = 0,9$.
 Материал корпуса — сталь 20 LKH = 46,5 Вт/(м·К).
 Внутреннего:
 толщина: $DKB = 0,003$ м;
 степень черноты: $EKB = 0,9$;
 материал — пластик: LKH = 0,24 Вт/(м·К).
 Внутреннего НТО:
 толщина корпуса НТО: $DK1 = 0,002$ м;
 степень черноты материала: $EK1 = 0,065$;
 материал — алюминий: $LK1 = 200$ Вт/(м·К).
 Параметры перегородок:
 Верхней:
 толщина корпуса перегородки: $DKWP = 0,003$ м;
 материал корпуса — пластик: $DKWP = 0,24$ Вт/м·К;
 материал изоляции верхней перегородки: $LIWP = 0,022$ Вт/м·К.
 Нижней:
 толщина корпуса перегородки: $DKNP = 0,000$ м;
 материал корпуса — пластик: $DKNP = 0,24$ Вт/м·К;
 материал изоляции нижней перегородки: $LINP = 0,022$ Вт/м·К.
 Материал изоляции (ППУ):
 корпуса холодильника: $LK = 0,022$ Вт/(м·К);
 первой двери НТО: $LI1D1 = 0,022$ Вт/(м·К);
 второй двери НТО: $LI2D1 = 0,022$ Вт/(м·К);
 двери ВХК: $LD22 = 0,022$ Вт/(м·К);
 двери НХК: $LID32 = 0,022$ Вт/(м·К);
 материал корпуса первой двери НТО: $LK1D1 = 0,24$ Вт/(м·К).
 толщина корпуса первой двери: $DK1D1 = 0,003$ м.
 Температурные поля элементов конструкции:
 Температурный напор
 на крышке холодильника $DT15N = 2,2$ (2,6);
 на боковых наружных стенках НТО: $DT13N = 2,0$ (1,6);
 на наружных боковых стенках ВХК: $DT23N = 2,0$ (1,0);
 на наружных боковых стенках НХК: $DT33N = 2,0$ (1,0);
 на наружной поверхности второй двери НТО: $DT12D2N = 2,0$ (1,6);
 на наружной поверхности второй двери ВХК: $DT22DN = 2,0$ (1,6);
 на наружной поверхности двери НХК: $DT32DN = 2,0$ (2,6);
 на внутренней поверхности задней стенки ВХК: $DT21V = 2,4$ (2,6);
 на внутренней поверхности боковых стенок ВХК: $DT23V = 1,6$ (1,8);
 на внутренней поверхности двери ВХК: $DT22V = 1,9$ (1,6);
 на потолке ВХК: $DTWP2 = 2,1$ (1,9);
 на полу ВХК: $DTNP2 = 1,0$ (1,0);
 на внутренней поверхности НХК: $DT31V = 1,4$ (1,6);
 на внутренней поверхности боковых стенок: $DT33V = 1,0$ (1,0);
 на внутренней поверхности двери НХК: $DT32V = 1,0$ (1,0);
 на внутренней поверхности потолка НХК: $DTNP3 = 1,0$ (1,0);
 на внутренней поверхности пола НХК: $DT34V = 1,0$ (1,0);
 на дне холодильника: $DT34N = 1,5$ (0,5);
 на внутренней поверхности второй двери НТО: $DT12D2V = 2,0$ (1,6);
 на наружной поверхности второй двери НТО: $DT12D1N = 2,1$ (1,9);
 на внутренней поверхности второй двери НТО: $DT12D1V = 1,0$ (0,5).
 Температура окружающего воздуха: $TB = 32$ °C (25 °C).
 Температура в НТО (по воздуху): $T10 =$ минус 18 °C.
 Температура в ВХК: $T2 = 5$ °C.
 Температура в НХК: $T3 = 7$ °C.
 Расчет геометрических параметров трехкамерного холодильника.
 Полезный объем холодильника: $V = V1 + V2 + V3$.
 Глубина НТО: $G1 = G - D11 - DK1 - D1D1 - D2D2 - D12D$.

Ширина НТО:	$S1 = S - 2D13 - 2DK1.$
Площадь пола (потолка) НТО:	$F1 = G1 \cdot S1.$
Высота НТО:	$H1 = \frac{V1}{F1}.$
Площадь внутренней задней стенки НТО:	$F2 = S1 \cdot H1.$
Площадь внутренних боковых стенок НТО:	$F3 = 2 \cdot G1 \cdot S1.$
Площадь внутренней поверхности первой двери НТО:	$F4 = F2.$
Глубина ВХК:	$G2 = G - D21 - D22.$
Ширина ВХК:	$S2 = S - 2 \cdot D23.$
Площадь пола (сечения) ВХК:	$F5 = G2 \cdot S2.$
Площадь потолка ВХК (дна НТО):	$F6 = (G2 - D12D) \cdot S2.$
Высота ВХК:	$H2 = \frac{V2}{F5}.$
Площадь внутренней задней стенки ВХК:	$F7 = S2 \cdot H2.$
Площадь внутренней поверхности двери ВХК:	$F8 = F7.$
Площадь боковых внутренних стенок ВХК:	$F9 = 2 \cdot G2 \cdot H2.$
Глубина НХК:	$G3 = G - D31 - D32.$
Ширина НХК:	$S3 = S - 2D33.$
Площадь пола НХК:	$F10 = G3 \cdot S3.$
Площадь потолка НХК:	$F11 = S3 \cdot (G3 - DNP D3).$
Высота НХК:	$H3 = \frac{Y3}{F10}.$
Площадь внутренней задней стенки НХК:	$F12 = S3 \cdot H3.$
Площадь внутренней поверхности НХК:	$F13 = F12.$
Площадь боковых внутренних стенок НХК:	$F14 = 2 \cdot G3 \cdot H3.$
Высота холодильного шкафа:	$H = H1 + H2 + H3 + D34 + DNP + DWP + 2DK1 + D15.$
Наружная высота НТО:	$L1 = H1 + 2DK1 + D15 + DWP / 2.$
Наружная высота ВХК:	$L2 = H2 + DWP + DNP / 2.$
Наружная высота НХК:	$L3 = H3 + DNP / 2 + D34.$
Площадь верхней крышки (дна) холодильного шкафа:	$F15 = G \cdot S.$
Площадь задней наружной поверхности:	$F16 = L1 \cdot S.$
Площадь боковой наружной поверхности НТО:	$F17 = L1 \cdot G2.$
Площадь наружной поверхности первой двери НТО:	$F18 = (S - 2D13) \cdot (H1 + 2 \cdot DWP).$
Площадь внутренней поверхности второй двери НТО:	$F18 = F18.$
Площадь наружной поверхности второй двери НТО:	$F20 = S \cdot L1.$
Площадь наружной поверхности задней стенки ВХК:	$F21 = S \cdot L2.$
Площадь наружной боковой поверхности ВХК:	$F22 = G \cdot L2 \cdot 2.$
Площадь наружной поверхности двери НТО:	$F23 = S \cdot L2.$
Площадь наружной поверхности задней стенки НХК:	$F24 = S \cdot L3.$
Площадь наружной боковой поверхности НХК:	$F25 = G \cdot L3 \cdot 2.$
Площадь наружной поверхности двери НХК:	$F26 = S \cdot L3.$
Наружная высота НТО и ВХК:	$H4 = L1 + L2.$
Высота внутренней поверхности второй двери НТО:	$HD2V = H1 + 2 \cdot DWP.$
Высота наружной поверхности первой двери НТО:	$HD1N = HD2V.$
Глубина пола ВХК:	$GP2 = G2 - DNP D3.$
Глубина потолка ВХК:	$GPT2 = G2 + D1D1 - D12D.$
Площадь потолка ВХК:	$F27 = GPT2 \cdot S2.$
Площадь пола ВХК:	$F28 = GP2 \cdot S2.$
Высота холодильной камеры:	$HHK = H2 + H3.$
Высота наружной холодильной камеры:	$HHKN = HHK + \frac{DWP}{2} + D34.$
Задняя поверхность ХК, внутренняя:	$F29 = F7 + F12.$
Боковая внутренняя поверхность ХК:	$F30 = F9 + F14.$

Внутренняя поверхность двери ХК: $F_{31} = F_8 + F_{13}$.
 Наружная площадь задней стенки ХК: $F_{32} = F_{21} + F_{24}$.
 Наружная площадь боковых стенок ХК: $F_{33} = F_{22} + F_{25}$.
 Наружная площадь двери ХК: $F_{34} = F_{23} + F_{26}$.

Проводится расчет лучистой составляющей сложного теплообмена на внутренний и внешней поверхностях холодильного шкафа по формуле [4]:

$$AL = E \cdot 5,67 \cdot \frac{2 \cdot (T + 273) + DT}{200} \cdot 0,227, \quad (10)$$

где E — степень черноты материала;

5,67 — коэффициент излучения абсолютно черного тела;

T — температура воздушной среды, °C;

DT — температурный напор, °C.

Расчет конвективных составляющих сложного теплообмена проводится по формулам [4]:

$$\alpha_R = \frac{(1,42 + 1,4 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{t}) \cdot N \cdot \Delta t}{L^{\frac{1}{4}}}, \quad (11)$$

$$\alpha_R = (1,67 + 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{t}) \cdot N \cdot (\Delta t)^{\frac{1}{3}}, \quad (12)$$

Формула (12) применена в случае, если удовлетворяется условие:

$$\Delta t < \left(\frac{840}{L \cdot 10^{-3}} \right)^3, \quad (13)$$

где $\bar{t}$ — средняя температура стенки и воздуха, °C;

L — определяющий размер, м;

Δt — температурный напор, °C;

N — коэффициент, учитывающий ориентацию поверхности теплообмена.

Для вертикальной поверхности $N = 1$. Для горизонтальной пластины, рассеивающей тепловые потоки: вверх $N = 1,3$; вниз $N = 0,7$.

Расчет термического сопротивления теплоизоляции проводится по формуле:

$$R_{uz} = \frac{d_{CT3}}{\lambda_{uz} \cdot \bar{F}} + \frac{d_{H.K}}{\lambda_{H.K} \cdot F_{H.K}} + \frac{d_{B.K}}{\lambda_{B.K} \cdot F_{B.K}}, \quad (14)$$

где d_{uz} , $d_{H.K}$, $d_{B.K}$ — толщина, соответственно, теплоизоляции, наружного корпуса, внутреннего корпуса, м;

$F_{H.K}$, $F_{B.K}$ — площадь корпуса, соответственно наружного и внутреннего, м²;

λ_{uz} , $\lambda_{H.K}$, $\lambda_{B.K}$ — коэффициент теплопроводности, соответственно, теплоизоляции материала наружного и внутреннего корпуса, Вт/(м·K).

Площадь поверхности теплообмена при расчете термического сопротивления процесса теплопроводности определяется как среднеарифметическое значение

$$\bar{F} = \frac{F_{H.K} + F_{B.K}}{2}. \quad (15)$$

Расчет полного термического сопротивления конструкции абсорбционных холодильников

Расчет проведен по формуле:

$$R_{\Sigma} = R_{uz} + \frac{1}{(\alpha_{K.H} - \alpha_{Л.H}) \cdot F_{H.K}} + \frac{1}{(\alpha_{K.B} - \alpha_{Л.B}) \cdot F_{B.K}}, \quad (16)$$

где $\alpha_{K.H}$, $\alpha_{K.B}$ — коэффициенты конвективного теплообмена, соответственно, на наружной и внутренней стороне конструкций;

$\alpha_{Л.H}$, $\alpha_{Л.B}$ — коэффициенты лучистого теплообмена, соответственно, на наружной и внутренней стороне конструкций.

Расчет полного термического сопротивления камер АХП выполняется следующим образом.

Для однокамерного холодильника с морозильным отделением типа АШ–160.

Холодопроизводительность испарителя морозильной камеры:

$$Q_{01} = (T_B - T_1) \cdot \left(\frac{1}{RC_{15}} + \frac{1}{RC_{13}} + \frac{1}{RC_{WP}} + \frac{1}{RC_{12D1}} + \frac{1}{RC_{12D1}} + (T_B + 4 + T_1) \cdot \frac{1}{RC_{11}} \right). \quad (17)$$

Холодопроизводительность испарителя ХК:

а) основной:

$$Q_{02} = (T_B - T_2) \cdot \left(\frac{1}{RC_{23}} + \frac{1}{RC_{22}} + \frac{1}{RC_{12D2}} + (T_B + 8 - T_2) \cdot \left(\frac{1}{RC_{21}} + \right. \right. \\ \left. \left. + (T_3 - T_2) \cdot \frac{1}{RC_{NP}} - (T_2 - T_1) \cdot \left(\frac{1}{RC_{WP}} + \frac{1}{RC_{12D1}} \right) \right); \quad (18)$$

б) фруктовыми:

$$Q_{03} = (T_B - T_3) \cdot \left(\frac{1}{RC_{33}} + \frac{1}{RC_{32}} + \frac{1}{RC_{34}} + (T_B + 8 - T_3) \cdot \frac{1}{RC_{31}} - (T_3 - T_2) \cdot \frac{1}{RC_{NP}} \right). \quad (19)$$

Аналогично проводится расчет для трехкамерного холодильника с морозильной камерой.

Расчет холодопроизводительности двухкамерного холодильника с морозильной камерой проводится следующим образом.

Определяется холодопроизводительность испарителя холодильной камеры:

$$Q_{0HK} = (T_B - T_2) \cdot \left(\frac{1}{RC_{34}} + \frac{1}{R_{CHK2}} + \frac{1}{RC_{NK3}} + (T_B + 8 - T_2) \cdot \frac{1}{R_{CHK1}} - (T_2 - T_1) \cdot \frac{1}{RC_{WP}} \right). \quad (20)$$

Холодопроизводительность испарителя морозильной камеры:

$$Q_{0HTO} = (T_B - T_1) \cdot \left(\frac{1}{RC_{15}} + \frac{1}{RC_{13}} + \frac{1}{RC_{12D2}} + (T_2 - T_1) \cdot \frac{1}{RC_{WP}} - (T_B + 4 - T_1) \cdot \frac{1}{RC_{11}} \right). \quad (21)$$

В формулах (20) и (21)

$$R_{CHK1} = f(R_{INK1}), \quad R_{CHK2} = f(R_{INK2}), \quad R_{CHK3} = f(R_{INK3}),$$

где

$$R_{INK1} = \frac{RI_{21} \cdot RI_{31}}{RI_{21} + RI_{31}}, \quad (22)$$

$$R_{INK2} = \frac{RI_{22} \cdot RI_{32}}{RI_{22} + RI_{32}}, \quad (23)$$

$$R_{INK3} = \frac{RI_{23} \cdot RI_{33}}{RI_{23} + RI_{33}}. \quad (24)$$

Из-за дополнительного теплового влияния элементов АХА в формулах (17) и (19) температурный напор на основании опытных данных увеличен на 4 °С со стороны задней стенки НТО и на 8 °С со стороны задней стенки ХК.

Проведен ряд вариантных расчетов абсорбционных холодильников АШ-160 и АШ-155, двухкамерного абсорбционного холодильника, двухкамерного холодильника АШД-200, трехкамерного абсорбционного холодильника с нижней камерой хранения овощей и фруктов.

В расчетах конструкций шкафов варьировались геометрические размеры (толщина) потолка шкафа, боковых и задних стенок, двери, перегородок и объемы охлаждаемых камер.

Результаты расчетов приведены на рис. 6 и рис. 7.

Анализ результатов, приведенных на рис. 6 и рис. 7, показывает, что на теплопроводимость НТО практически не влияет температура воздуха окружающей среды. Расчеты показали, что отличие в значениях при изменении температуры от 32 °С до 10 °С не превышает 0,5 %.

Такая же ситуация имеет место и в области малых значений объемов ХК (от 50 до 70 дм³), но с увеличением объемов ХК начинает проявляться зависимость от температуры воздуха окружающей среды. При объеме ХК 182 дм³ различие значений теплопроводимости при различных температурах воздуха окружающей среды (от 10 °С до 32 °С) составляет около 28 %.

Анализ полученных зависимостей также показал, что с увеличением значений полезного объема камер, как НТО, так и ХК, увеличивается и теплопроводимость конструкций шкафов.

Эти результаты расчетов объясняются тем, что с ростом габаритов шкафов снижается суммарное термическое сопротивление теплопритокам за счет увеличения поверхности теплопередачи. При увеличении температуры воздухом окружающей среды и неизменной температуре в охлаждаемых камерах возрастают температурные напоры на стенках шкафа. Согласно расчетным соотношениям (10–12) это приводит к росту, соответственно, как лучистой, так и конвективной составляющей процесса сложного теплообмена, а в итоге — к дополнительному снижению термического сопротивления процессу теплопередачи (увеличению теплопроводимости шкафа АХП).

Некоторые результаты расчета теплопритоков в охлаждаемые камеры различных типов АХП при температурах окружающего воздуха 25 °С и 32 °С приведены в табл. 2.

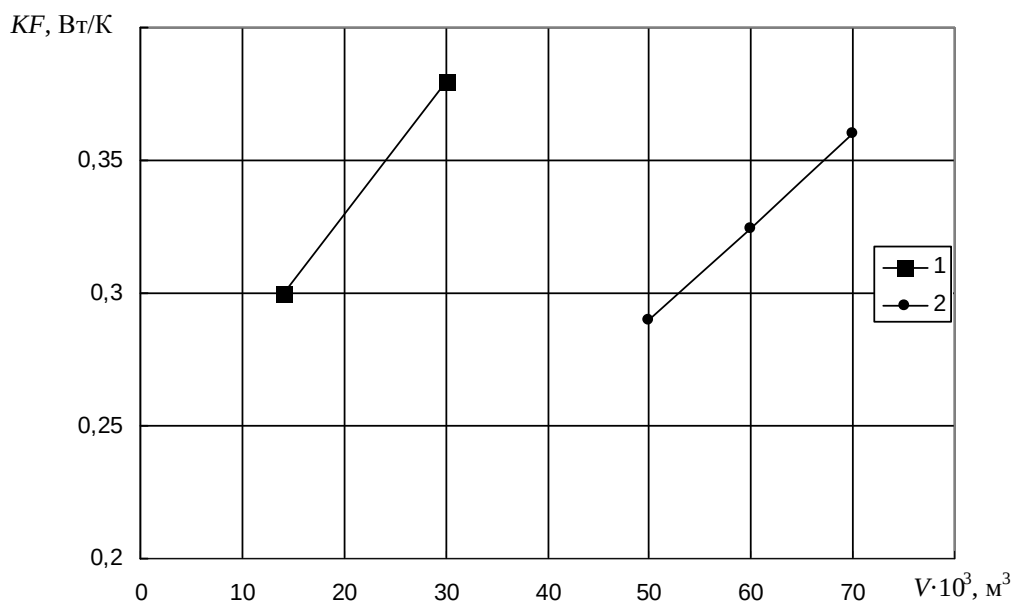
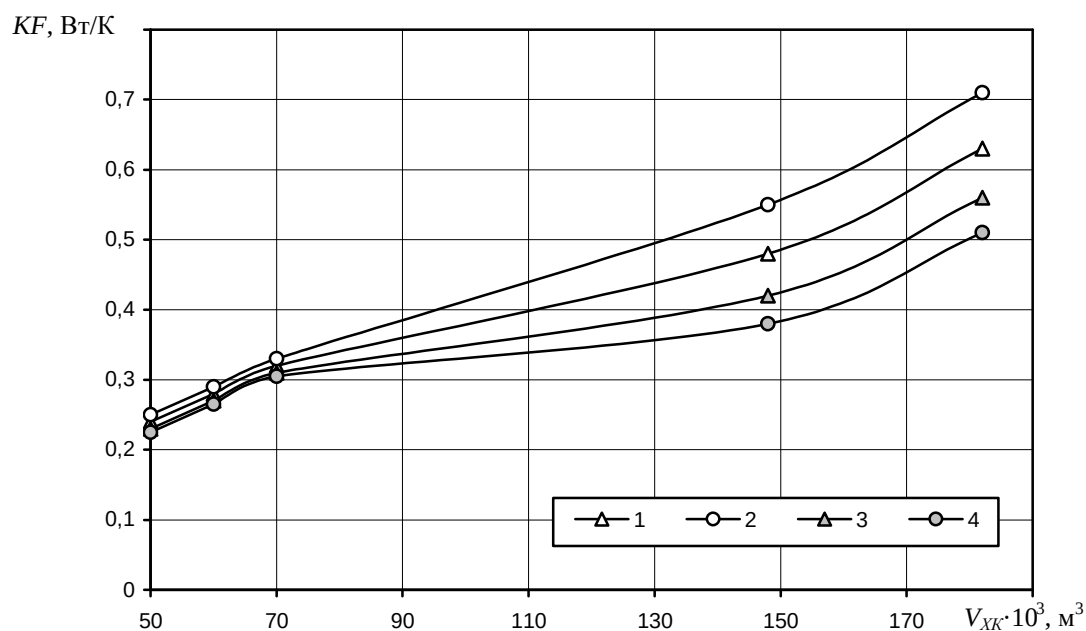


Рис. 6 – Зависимость теплопроводности (KF) низкотемпературных камер АХП различного назначения от значений их полезного объема (толщина стенок низкотемпературных камер 90 мм, температура в охлаждаемом объеме минус 18 °С)



Температура воздуха окружающей среды:
1 – 25 °С; 2 – 32 °С, 3 – 18 °С, 4 – 10 °С

Рис. 7 – Зависимость теплопроводности (KF) холодильных камер АХП от значений их полезного объема при различных температурах воздуха окружающей среды (Толщина стенок холодильных камер при объемах камер: от 50 до 70 дм³ – 60 мм; от 148 до 182 дм³ – 40 мм. Температура в охлаждаемом объеме 5 °С)

Таблица 2

Наименование параметров	Расчетные значения
Однокамерный холодильник с НТО	
Толщина изоляции:	
НТО:	
боковая стенка	D13 = 0,090 м
потолок	D15 = 0,090 м
задняя стенка	D11 = 0,120 м
дверца	D1D1 = 0,028 м
общая дверь	D2D1 = 0,039 м
перегородка	DWP = 0,020 м
ХК:	
боковая стенка	D23 = 0,045 м
задняя стенка	D21 = 0,065 м
дверь	D22 = 0,039 м
пол	D34 = 0,046 м
Материал изоляции ППУ	LIWP = 0,022 Вт/(м·К)
Объем низкотемпературного отделения	V1 = 0,014 м ³
Объем холодильной камеры	V2 = 0,016 м ³
Объем фруктоvnицы	V3 = 0,032 м ³
Суммарный объем холодильника	V = 0,162 м ³
Глубина холодильника	G = 0,530 м
Ширина холодильника	S = 0,570 м
Высота холодильника	H = 0,993 м
Температура окружающего воздуха	ТВ = 21 °С
Температура в НТО	T1 = минус 18 °С
Температура в холодильной камере	T2 = 5 °С
Холодопроизводительность НТО	Q01 = 12,829 Вт
Холодопроизводительность основной камеры	Q02 = 7,572 Вт
Холодопроизводительность фруктоvnицы	Q03 = 2,042 Вт
Суммарная холодопроизводительность холодильной камеры	Q02 и Q03 = 9,614 Вт
Температура окружающего воздуха	ТВ = 32 °С
Температура в НТО	T1 = минус 18 °С
Температура в холодильной камере	T2 = 5 °С
Холодопроизводительность испарителя НТО	Q01 = 14,913 Вт
Холодопроизводительность испарителя основной камеры	Q02 = 11,052 Вт
Холодопроизводительность испарителя фруктоvnицы	Q03 = 3,737 Вт
Суммарная холодопроизводительность испарителя холодильной камеры	Q02 и Q03 = 14,789 Вт
Двухкамерный холодильник с морозильной камерой	
Толщина изоляции:	
Морозильная камера:	
потолок	D13 = 0,090 м
задняя стенка	D15 = 0,090 м
общая дверь	D2D1 = 0,085 м
перегородка	DWP = 0,058 м
ХК:	
боковая стенка	D23 = 0,060 м
задняя стенка	D21 = 0,080 м
дверь	D22 = 0,039 м
пол	DP = 0,030 м
Материал изоляции ППУ	LIWP = 0,022 Вт/(м·К)
Объем морозильного отделения	V1 = 0,050 м ³
Объем холодильной камеры	V2 и V3 = 0,060 м ³
Суммарный объем холодильника	V = 0,110 м ³
Глубина холодильника	G = 0,488 м

Продолжение таблицы 2

Наименование параметров	Расчетные значения
Ширина холодильника	$S = 0,600 \text{ м}$
Высота холодильника	$H = 0,926 \text{ м}$
Температура окружающего воздуха	$T_B = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в морозильном отделении	$T_1 = \text{минус } 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в холодильной камере	$T_2 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Холодопроизводительность морозильного отделения	$Q_{0\text{НТО}} = 12,383 \text{ Вт}$
Холодопроизводительность холодильной камеры	$Q_{0\text{НК}} = 5,527 \text{ Вт}$
Температура окружающего воздуха	$T_B = 32 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в морозильном отделении	$T_1 = \text{минус } 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в холодильной камере	$T_2 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Холодопроизводительность испарителя морозильного отделения	$Q_{0\text{НТО}} = 14,179 \text{ Вт}$
Холодопроизводительность испарителя холодильной камеры	$Q_{0\text{НК}} = 7,782 \text{ Вт}$
Трехкамерный холодильник с морозильной камерой	
Толщина изоляции:	
Морозильная камера:	
боковая стенка	$D_{13} = 0,075 \text{ м}$
потолок	$D_{15} = 0,080 \text{ м}$
задняя стенка	$D_{11} = 0,100 \text{ м}$
общая дверь	$D_{2D1} = 0,079 \text{ м}$
верхняя перегородка	$D_{WP} = 0,059 \text{ м}$
ХК:	
боковая стенка	$D_{23} = 0,040 \text{ м}$
задняя стенка	$D_{21} = 0,048 \text{ м}$
дверь	$D_{22} = 0,039 \text{ м}$
нижняя перегородка	$D_{NP} = 0,050 \text{ м}$
Камера хранения овощей и фруктов	
боковая стенка	$D_{33} = 0,040 \text{ м}$
задняя стенка	$D_{31} = 0,048 \text{ м}$
дверца	$D_{32} = 0,039 \text{ м}$
пол	$D_{34} = 0,039 \text{ м}$
Материал изоляции ППУ	$LIWP = 0,022 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Объем морозильного отделения	$V_1 = 0,040 \text{ м}^3$
Объем холодильной камеры	$V_2 = 0,150 \text{ м}^3$
Объем камеры хранения	$V_3 = 0,045 \text{ м}^3$
Суммарный объем холодильника	$V = 0,235 \text{ м}^3$
Глубина холодильника	$G = 0,494 \text{ м}$
Ширина холодильника	$S = 0,570 \text{ м}$
Высота холодильника	$H = 1,478 \text{ м}$
Температура окружающего воздуха	$T_B = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в морозильном отделении	$T_1 = \text{минус } 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в холодильной камере	$T_2 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в камере хранения овощей и фруктов	$T_3 = 12 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Холодопроизводительность морозильного отделения	$Q_{01} = 19,669 \text{ Вт}$
Холодопроизводительность холодильной камеры	$Q_{02} = 13,239 \text{ Вт}$
Холодопроизводительность камеры хранения овощей и фруктов	$Q_{03} = 4,830 \text{ Вт}$
Температура окружающего воздуха	$T_B = 32 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в морозильном отделении	$T_1 = \text{минус } 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в холодильной камере	$T_2 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура в камере хранения овощей и фруктов	$T_3 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Холодопроизводительность испарителя морозильного отделения	$Q_{01} = 22,859 \text{ Вт}$
Холодопроизводительность испарителя холодильной камеры	$Q_{02} = 17,933 \text{ Вт}$
Холодопроизводительность испарителя камеры хранения овощей и фруктов	$Q_{03} = 7,209 \text{ Вт}$

Выводы

1. Разработана методика расчета холодопроизводительности испарителя абсорбционного холодильного агрегата в составе абсорбционных холодильных приборов различного назначения (одно-, двух- и трехкамерного шкафа), которая учитывает результаты экспериментальных исследований серийного абсорбционного холодильника АШ-160 при различных температурах воздуха окружающей среды. Результаты экспериментальных исследований использованы в разработанной методике для определения температурных напоров на внутренних и внешних стенках шкафов АХП и учитывают, в том числе, и дополнительное влияние теплорасеивающих элементов на задней стенке шкафа.

2. Получены расчетные графические зависимости для определения теплопроводимости типичных НТО и ХК в составе АХП от значения соответствующего полезного объема.

3. Показано, что с ростом габаритов охлаждаемых камер теплопроводимость их увеличивается.

4. Температура воздуха окружающей среды не оказывает влияния на теплопроводимость камер при малых их габаритах (до 70 м³). При объеме ХК 148 дм³ и выше влияние температуры воздуха окружающей среды (от 10 °С до 32 °С) существенно — рост теплопроводимости достигает 28 %.

Литература

1. Разработать низкотемпературные абсорбционные холодильные машины на новых рабочих телах : Отчет о НИР (заключ.) / Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти им. М.В.Ломоносова. — № ГР UA 010001081 Р. — Одесса, 1993. — 236 с.
2. Очеретяный Ю.А. Повышение надежности и энергетической эффективности транспортных абсорбционных холодильных приборов: дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Очеретяный Юрий Александрович. — Одесса, 2010. — 196 с.
3. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. — М.: Энергия, 1981. — 416 с.
4. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре / Г.Н. Дульнев. — М.: Высш. шк., 1984. — 247 с.

УДК 621.575.932

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ, ПОДВОДИМОЙ В ГЕНЕРАТОРЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА, НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА

Титлова О.А., аспирант, Титлов А.С., д-р техн. наук, проф.
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Представлен анализ влияния подводимой тепловой нагрузки в генераторе на процессы тепломассообмена в элементах абсорбционного холодильного агрегата и энергетическую эффективность абсорбционного холодильного прибора. Выделено пять характерных режимов работы генератора. Сформулированы рекомендации для разработчиков автоматических систем управления

The analysis of influence of the tricked into thermal loading is presented in a generator on the processes of heat and mass transfer in the elements of absorption refrigeration aggregate and power efficiency of absorption refrigeration device. Five characteristic modes of operations of generator are selected. Formulated recommendation for the developers of automatic control the system

Ключевые слова: абсорбционные холодильные приборы, абсорбционные холодильные агрегаты, генератор, подводимая тепловая мощность, энергетическая эффективность, система автоматического управления.

Основной сегмент рынка бытового холодильного оборудования в настоящее время принадлежит компрессионным холодильным приборам (КХП) [1-4]. И, хотя абсорбционные холодильные приборы (АХП) имеют ряд преимуществ перед КХП (рабочее тело АХП — экологически безопасный ВАР с водородом; отсутствие компрессора повышает ресурс и надежность работы, делает работу АХП бесшумной; источниками тепловой энергии АХП могут являться как электрическая энергия, в том числе, низкого

качества, так и горелочные устройства на органическом топливе [1-5]), они не могут конкурировать с последними из-за большего расхода энергии. Поэтому повышение энергетической эффективности бытовых АХП является актуальной задачей.

Решению этой задачи посвящено большое количество работ, в частности, связанных с разработкой эффективных систем автоматического управления (САУ) [1, 6-13]. Перспективность направления совершенствования САУ АХП заключается, в первую очередь, в универсальности — возможности применения САУ как на новых моделях АХП, так и на уже введенных в эксплуатацию.

В отличие от компрессионных аналогов, управление АХП реально можно осуществлять только при изменении подводимой тепловой мощности к кипятильнику-генератору абсорбционного холодильного агрегата (АХА) [1]. В этой связи рассмотрим подробно влияние подводимой тепловой нагрузки на процессы теплообмена и режимы работы АХП.

В современных конструкциях АХА кипятильник-генератор, в дальнейшем генератор, выполнен в виде перекачивающего термосифона — трубки с небольшим внутренним диаметром (4,0...4,2 мм [14, 15]) — капилляра. В нижней части генератора, заполненной крепким водоаммиачным раствором (ВАР), подводится тепловая мощность. Значение тепловой мощности в зоне нагрева подбирается таким образом, чтобы во внутренней части капилляра происходил процесс парообразования в режиме пузырькового течения [16, 17]. Образующаяся в результате подвода тепла парожидкостная смесь (ПЖС) обладает меньшей, по сравнению с жидким ВАР плотностью и, в соответствии с законом Архимеда, она стремится вверх.

В верхней (подъемной или транспортной) части генератора (длиной 0,35...0,45 м) при постоянном подводе тепла формируется динамический парожидкостный столб, состоящий из частиц жидкого ВАР, захваченного при подъеме паровыми пузырьками, и самих паровых пузырей. В паровой фазе находится преимущественно пар аммиака, а жидкая фаза представляет собой слабый ВАР с массовой долей аммиака 0,10...0,15 [16].

Выбор внутреннего диаметра и высоты подъемной части генератора производится разработчиками АХП по тепловой нагрузке в соответствии с теорией «Подъема жидкости при помощи собственных паров» [17] и на основе опыта проектирования.

Приведенные выше значения внутреннего диаметра и высоты подъемной части генератора соответствуют расчетному режиму снарядного течения при подводе тепловой мощности от 40 до 110 Вт. В диапазоне указанных режимных и конструктивных параметров обеспечивается режим работы перекачивающего термосифона с производством пара и с подъемом жидкости на заданную высоту.

Из этого диапазона для различных конструкций и режимов работы можно найти оптимальные соотношения между массой поднятой жидкости и массой полученного пара — массовый коэффициент подачи термосифона [18]. Так, например, для моделей АХА производства Васильковского завода холодильников АШ-150 и АШ-160 это соотношение лежит в диапазоне от 1 до 3 [1].

В случае увеличения внутреннего диаметра при неизменной тепловой нагрузке и высоте подъемной части генератора режим снарядного течения с захватом частиц жидкости реализован не будет. В этом случае возникает режим пузырькового кипения с подъемом отдельных пузырьков пара, практически без подъема жидкости.

В случае уменьшения внутреннего диаметра генератора наблюдается обратная картина — происходит выброс жидкости незначительным количеством пара, т.е. режим работы перекачивающего термосифона также не реализуется.

Влияние высоты подъемной части генератора имеет следующий характер. Этот участок при течении ПЖС определяет гидравлическое сопротивление и пьезометрический напор. В соответствии с законами гидравлики [19] — чем меньше эти величины, тем меньше подводимой тепловой энергии следует затратить. Кроме этого, высота подъемной части определяет поверхность теплообмена с окружающей средой. Несмотря на установку теплоизоляционного кожуха, имеют место потери до 15 % [20]. Поэтому и с позиции теплообмена наиболее предпочтителен генератор с минимальной высотой подъемной части.

В то же время высота подъемной части определяет режим работы абсорбера АХА, который в современных конструкциях представляет собой наклонные трубки [5], по внутренним поверхностям которых стекает слабый ВАР, а противотоком ему поднимается поток насыщенной водородоаммиачной парогазовой смеси (ПГС) из испарителя.

Фактически высота подъемной части генератора определяет поверхность тепло- и массообмена в процессе абсорбции и в значительной мере — холодопроизводительность испарителя АХА. В связи с таким положением и выбираются размеры генераторов в современных моделях АХА.

На основании изложенных выше соображений и известных экспериментальных исследований [9-11] можно выделить 5 типов режимов работы генератора АХА (рис. 1).

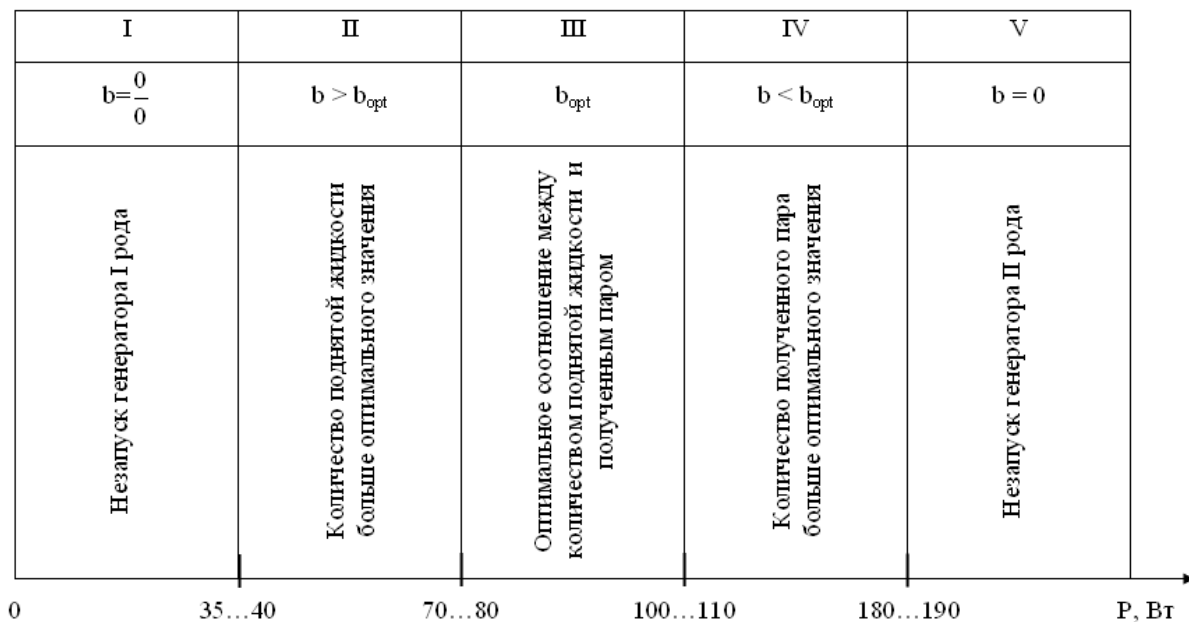


Рис. 1 – Диапазоны режимов работы генераторов АХА

Во-первых — это два граничных режима, связанных с незапуском генератора — I и V. Режим I назовем — «незапуск генератора I рода», а режим V — «незапуск генератора II рода».

Режим I лежит в диапазоне тепловых нагрузок генератора от 0 Вт до 35...40 Вт. Он характеризуется тем, что количество подведенного тепла недостаточно для формирования парового пузыря, способного вытолкнуть из подъемной части генератора жидкий раствор.

В зоне подвода тепла формируется стационарный паровой пузырь, а над ним, в подъемной части генератора, находится столб жидкого ВАР. Подведенное тепло передается путем теплопроводности элементам конструкции генераторного узла и рассеивается в окружающую среду.

В режиме I цикл АХА не реализуется из-за отсутствия циркуляции ВАР между генератором и абсорбером.

Режим V возникает при подводе тепловой нагрузки в генераторе 180...190 Вт и выше. Он характеризуется осушением зоны подвода тепла, связанным с кризисом кипения. Высокий перегрев в зоне подвода тепла и в подводящих каналах не пропускает жидкость из ректификатора. Фактически кипение крепкого ВАР происходит в ректификаторе. Образующийся пар поступает в дефлегматор и далее в конденсатор, где сжижается и стекает в испаритель. Из-за блокировки жидкости в горизонтальном колене ректификатора прекращается работа абсорбера и, соответственно, парогазовый контур между испарителем и абсорбером не реализуется. Из-за этого поступающий в испаритель аммиак не испаряется, а стекает в бачок абсорбера. Холодильный цикл в таком режиме не реализуется.

Оптимальное соотношение b_{opt} между количеством поднятой жидкости и количеством полученного пара для реализации цикла АХА имеет место в режиме III в диапазоне подводимых тепловых мощностей в генераторе от 70...80 Вт до 100...110 Вт. В этом режиме наблюдается максимальная холодопроизводительность испарителя АХА и, соответственно, достигается максимальные значения теплового коэффициента цикла АХА [1, 9-13].

Середина указанного диапазона соответствует значениям оптимальных тепловых мощностей при работе в условиях температур воздуха окружающей среды 24...26 °С. В сторону меньших значений тепловых мощностей b_{opt} сдвигается при снижении температуры воздуха окружающей среды до 18...20 °С, а в сторону больших значений 100...110 Вт — при температурах 28...32 °С.

Такое перемещение значений b_{opt} в диапазоне тепловых мощностей от 70...80 Вт до 100...110 Вт связано с изменением условий работы АХП, т.е. как уже было отмечено выше — с изменением теплопритоков в охлаждаемые камеры и условий теплоотдачи в окружающую среду.

Эти результаты, полученные в процессе экспериментальных исследований [1, 9-13] подтверждаются и теоретическим анализом циклов как безнасосных, так и насосных АХА [21].

Таким образом, с точки зрения энергетической эффективности реализации цикла АХА целесообразно изменять значение подводимой тепловой мощности в генераторе АХА в соответствии с изменением температуры воздуха окружающей среды.

Режим II лежит в стороне меньших, по сравнению с оптимальным режимом III, значений подводимой тепловой мощности. Его диапазон составляет от 35...40 Вт до 70...80 Вт. В этом режиме происходит преимущественно перекачка жидкой фазы ВАР минимально возможным количеством пара. В этих условиях работы в конденсатор и далее в испаритель поступает меньшее количество пара аммиака, что приводит к снижению холодопроизводительности.

При меньшей генерации пара, поток слабого ВАР не достигает массовой концентрации 0,15...0,18 на входе в абсорбер. Однако, за счет высокой кратности циркуляции между генератором и абсорбером ВАР, абсорбер справляется с задачами очистки ПГС, поступающей из испарителя.

Холодопроизводительность испарителя и энергетическая эффективность цикла АХА в режиме II убывает при уменьшении значения подводимой тепловой мощности в генераторе от 70...80 Вт до 35...40 Вт.

С точки зрения управления АХП в позиционном режиме, режим II можно рассматривать как «ждущий» режим при отключении основной (номинальной) тепловой мощности по аналогии с работами Н. Steirlin [22], О.Б. Васылива [10], Д.С. Тюхая [11] и Ю.А. Очеретяного [13]. «Ждущий» режим АХА обеспечивает минимальную генерацию пара и циркуляцию раствора таким образом, чтобы из большей части подъемного участка дефлегматора был вытеснен инертный газ. В этом режиме АХА находится как бы в состоянии «готовности» к быстрому запуску конденсатора и испарителя при переходе на большую тепловую мощность, подводимую в генераторе.

Анализ результатов экспериментальных исследований для позиционных режимов управления показал, что «ждущий» режим с энергетической точки зрения целесообразно применять при работе АХА только в диапазоне температур воздуха окружающей среды от 19...20 до 26...27 °С.

При более низких температурах воздуха снижается коэффициент рабочего времени (КРВ) АХА, т.е. время работы АХА уменьшается и становится нецелесообразным затрачивать энергию для длительного поддержания в состоянии «готовности».

При повышенных температурах воздуха окружающей среды (больше 26...27 °С) КРВ АХА возрастает, время нерабочего периода соответственно снижается, и элементы генераторного узла постоянно находятся в нагретом состоянии. В этом случае также энергетически невыгодно использовать «ждущий» режим.

Режим IV находится в стороне больших, по сравнению с оптимальным режимом III, тепловых мощностей в генераторе — от 100...110 Вт до 180...190 Вт.

Режим IV характеризуется преимущественным производством пара перед количеством перекачиваемого жидкого ВАР, т.е. $b < b_{opt}$. Кратность циркуляции жидкого ВАР между генератором и абсорбером минимальна, но слабый ВАР обеднен по аммиаку ниже оптимальных значений до 0,10...0,12. Несмотря на минимальный расход, высокий поглощительный потенциал слабого ВАР позволяет достаточно эффективно решать задачи очистки насыщенной ПГС, поступающей в абсорбер из испарителя.

В генерируемом паровом потоке больше, чем в оптимальном режиме III, содержится пара воды. Только при низких температурах воздуха окружающей среды (10...15 °С) дефлегматор справляется с очисткой парового потока, поступающего в конденсатор и далее в испаритель.

На нижней границе тепловых мощностей в генераторе холодопроизводительность испарителя еще значительна. С ростом же подводимой тепловой мощности в испаритель начинает поступать вода, а в абсорбер приходит недостаточно охлажденный слабый ВАР. Оба этих фактора приводят к снижению холодопроизводительности.

Режим IV характеризуется низкой энергетической эффективностью из-за значительного количества выпаренной воды.

Как показано в [1], паровой поток с повышенным содержанием пара воды обладает более высоким удельным объемом, чем поток пара чистого аммиака. Такой поток может значительно быстрее вытеснить из дефлегматора инертный газ и произвести запуск испарителя.

Режим IV можно рекомендовать в качестве «форсажного» при запуске АХА [1, 10], но при его реализации необходимо помнить об ограничении температуры греющей поверхности трубки термосифона значением 180...190 °С из-за опасности возникновения процесса активной коррозии [23].

Проведем далее анализ влияния тепловой мощности в генераторе на режимы работы остальных элементов АХА.

На первом этапе анализа следует отметить, что все элементы АХА проектируются для работы с номинальной тепловой мощностью в генераторе с некоторым запасом по поверхности теплообмена. В номинальном режиме все элементы АХА должны гарантированно выполнять свои функции:

а) ректификатор — проводить частичную очистку парового потока, приходящего из генератора и подогревать крепкий ВАР перед поступлением в нижнюю часть генератора;

б) дефлегматор — проводить полную очистку пара аммиака от пара воды с отводом флегмы в ректификатор;

в) конденсатор — проводить сжижение парового потока аммиака и частичное переохлаждение жидкости;

г) испаритель — производить искусственный холод в процессе контактного взаимодействия потока жидкого аммиака с потоком очищенного инертного газа — водорода;

д) абсорбер должен обеспечить очистку насыщенной ПГС, поступающей из испарителя, с одновременным доведением слабого ВАР до состояния крепкого ВАР;

е) жидкостный теплообменник (ЖТО) должен обеспечить предварительный подогрев потока крепкого ВАР, поступающего в генераторный узел, с одновременным переохлаждением потока слабого ВАР, проходящего из генератора на вход абсорбера.

Рассмотрим особенности режимов работы основных элементов АХА при отклонении тепловой мощности в генераторе от номинального значения в большую (режим IV) и меньшую (режим II) стороны.

Ректификатор. При увеличении подводимой тепловой мощности в генераторе (режим IV) уменьшается расход крепкого ВАР на входе ректификатора. Одновременно возрастает расход потока ПЖС, проходящей из опускового участка дефлегматора в подъемный.

Из-за повышенной скорости потока ПЖС и пониженной скорости потока крепкого ВАР, температура в ректификаторе в процессе взаимодействия потоков возрастает.

Рост температуры в ректификаторе сдвигает равновесие в жидком ВАР в сторону меньших равновесных концентраций аммиака [24]. Соответственно в ректификаторе не обеспечивается в полной мере очистка пара аммиака, но при этом из крепкого ВАР дополнительно выпаривается аммиак и на вход генератора поступает более нагретый ВАР.

Снижение тепловой мощности в генераторе (режим II) увеличивает расход крепкого ВАР на входе ректификатора и снижает количество поступающего пара. Равновесная температура смещается в область повышенных концентраций аммиака. В этом случае будет проходить более глубокая очистка потока ПЖС перед поступлением его на вход подъемного участка дефлегматора, но на вход генератора будет поступать недостаточно нагретый крепкий ВАР.

Следует отметить, что ректификатор находится в теплоизоляционном кожухе и в минимальной степени подвержен воздействию температуры воздуха окружающей среды.

Ректификатор конструктивно выполняется с максимально возможным размером с целью увеличения поверхности взаимодействия между потоком жидкости и пара в режиме барботирования. Ограничением является только гидравлическое сопротивление потока пара.

Дефлегматор. При высоких значениях тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, на его вход поступает большой поток паровой смеси с повышенным содержанием пара воды.

Тепловой режим работы дефлегматора усложняется, особенно, при повышенной температуре воздуха окружающей среды (28...32 °C). В этом случае дефлегматор не справляется со своей функцией и на вход конденсатора и далее в испаритель поступает недостаточно очищенный аммиак.

При низких значениях температуры воздуха окружающей среды (10...15 °C) дефлегматор справляется с очисткой пара аммиака. В то же время при работе в этих условиях с номинальной или меньшей тепловой мощностью, подводимой в генераторе (режим III и II), имеет место и частичная конденсация пара аммиака, что снижает холодопроизводительность испарителя и энергетическую эффективность цикла АХА.

Дефлегматор проектируется для решения задачи полной очистки пара аммиака от пара воды в условиях эксплуатации при температуре воздуха окружающей среды 32 °C при работе в номинальном режиме подвода тепла.

Конденсатор. Даже при увеличенной тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, конденсатор, выполненный изначально с некоторым запасом по поверхности, решает задачу сжижения пара аммиака. Но переохлаждения конденсата не удастся добиться при высокой температуре окружающей среды.

Испаритель. При увеличении тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, увеличивается количество поступающего в испаритель жидкого аммиака. Но так как расход слабого ВАР падает, абсорбер не справляется с очисткой циркулирующей ПГС. На вход испарителя начинает поступать недостаточно очищенная ПГС. Условия испарения ухудшаются, и часть жидкого аммиака стекает в бачок абсорбера (ресивер крепкого ВАР). Такой режим характеризуется низкой энергетической эффективностью цикла АХА и наблюдается при комфортных и повышенных температурах воздуха окружающей среды.

При пониженных температурах воздуха окружающей среды абсорбер может решать задачу очистки ПГС. Но, в большинстве практических случаев при низкой температуре наружного воздуха снижаются

теплопритоки в охлаждаемые камеры и тепловая нагрузка испарителя также снижается. Соответственно часть жидкого аммиака вновь не участвует в процессе испарения и сливается в ресивер.

Единственным случаем, когда режим повышенной тепловой мощности, подводимой в генераторе, становится энергетически эффективным, является загрузка в камеры большого количества отепленных продуктов, но АХП при этом должен находиться в условиях пониженных температур воздуха окружающей среды.

При снижении тепловой мощности в испаритель поступает меньшее количество жидкого аммиака. Он гарантированно испаряется, но холодопроизводительность снижается. Соответственно снижается и энергетическая эффективность цикла АХА. Эффект этот менее ощутим при пониженных температурах воздуха окружающей среды, а более заметен при повышенных температурах.

Такая ситуация объясняется влиянием температуры воздуха окружающей среды на поглотительные способности абсорбера.

А б с о р б е р . При повышенной тепловой мощности, подводимой в генераторе, через абсорбер циркулирует меньшее количество жидкого ВАР, при пониженных — наоборот.

В первом случае на вход поступает более слабый (по аммиаку) ВАР, во втором — менее.

Низкие температуры воздуха окружающей среды благоприятны для процесса очистки ПГС в абсорбере, высокие — не способствуют ему.

Абсорбер выполняется с некоторым запасом по поверхности и позволяет с большей либо меньшей эффективностью решать задачи очистки ПГС даже в неблагоприятных условиях работы АХП.

Ж Т О . При повышенной тепловой мощности снижается циркуляция как слабого, так и крепкого ВАР. На вход ЖТО приходит слабый ВАР с повышенной температурой. При пониженной тепловой мощности, подводимой в генераторе АХА, циркуляция растворов в ЖТО увеличивается, а на вход ЖТО приходит слабый ВАР с пониженной температурой.

Так как ЖТО изготовлен под реализацию некоторого среднего номинального режима, то при повышенной тепловой мощности его эффективность повысится, а при пониженной мощности — снизится.

Вывод. Анализ процессов тепломассообмена, проходящих в генераторе АХА, позволил из всего диапазона значений подводимой тепловой мощности выделить 5 типов режимов работы генератора (I–V).

Выделен энергетически эффективный режим II.

При режимах I и V холодильный цикл АХА не реализуется.

Режим III обычно использовался разработчиками при работе с позиционными алгоритмами управления в качестве «ждущего» режима, обеспечивающего состояние «готовности» к быстрому запуску, а режим IV — в качестве «форсажного» при запуске АХА из нерабочего состояния.

Литература

1. Титлов А.С. Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов: дис. д-ра техн. наук : 05.05.14 / Титлов Александр Сергеевич. – Одесса, 2008. – 447 с.
2. Холодильники: история и современность. <http://zoom.cnews.ru/publication/item/2109>.
3. Шелашова С.Л. Производство АБХ / С.Л. Шелашова, Г.П. Барыкина // Холодильная техника. – 1991. – № 12. – С. 13–16.
4. Титлов А.С. Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов // Холодильный бизнес. – 2007. – № 8. – С. 12-17; № 9. – С. 28-30; № 10. – С. 47-49; № 11. – С. 46-47.
5. Бабакин Б.С. Бытовые холодильники и морозильники / Б.С. Бабакин, В.А. Выгодин. – Рязань : Узоречье, 2005. – 860 с.
6. Титлов О.С. Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів / О.С. Титлов, М.Д. Захаров // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2009. – № 35. – Т.1. – С. 113-127.
7. Лихарева А.В. Исследование абсорбционно-диффузионного холодильного аппарата / А.В. Лихарева // Холодильная техника. – 1957. – № 2. – С. 23–29.
8. Михайлов Я.В. О регулировании температуры домашнего холодильника «Север-6» // Холодильная техника. – 1971. – № 4. – С. 19-20.
9. Завертанный В.В. Разработка низкотемпературных камер с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами: дис. канд. техн. наук : 05.04.03 / Завертанный Владимир Вячеславович. – Одесса, 1995. – 223 с.

10. Васылив О.Б. Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами: дис. канд. техн. наук : 05.04.03 / Васылив Олег Богданович. – Одесса, 1998. – 228 с.
11. Тюхай Д.С. Снижение энергопотребления в аппаратах с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами путем организации рациональных тепловых режимов генераторного узла: дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Тюхай Денис Станиславович. – Одесса, 2000. – 147 с.
12. Мазур А.В. Повышение энергетической эффективности тепловых процессов пищевых технологий средствами гарантирующего управления : дис. канд. техн. наук : 05.13.07 / Мазур Александр Васильевич. – Одесса, 2006. – 208 с.
13. Очеретяный Ю.А. Повышение надежности и энергетической эффективности транспортных абсорбционных холодильных приборов: дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Очеретяный Юрий Александрович. – Одесса, 2010. – 196 с.
14. Лепаев Д.А. Ремонт бытовых холодильников: справочник / Лепаев Д.А. – М.: Легпромбытиздат, 1989. – 304 с.
15. Сводные данные товаров народного потребления: Часть 1. Холодильники и морозильники бытовые электрические, термостаты бытовые. – М.: Министерство общего машиностроения СССР, 1990. – 102 с.
16. Титлов А.С. Энергосберегающие режимы работы перекачивающих термосифонов АДХМ / А.С. Титлов, Д.С. Тюхай // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25.– № 4. – С.76–79.
17. Niebergal W. Sorptoin-kalte-maschinen / W. Niebergal. – Berlin : Springer, 1959. – 554 s.
18. Чайковский В.Ф. Экспериментальные исследования расходных характеристик термосифонов абсорбционно-диффузионных холодильных аппаратов / В.Ф. Чайковский, О.Г. Бурдо, А.С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1990. – № 51. – С. 3–9.
19. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
20. Провести исследования по оптимизации генераторов АДХА и теплоизоляционных материалов генераторов АДХА : Отчет о НИР (заключ.) / Одес. технол. ин-т пищ. пром-сти им. М.В.Ломоносова; – № ГР 01918048271. – Одесса, 1991. – 162 с.
21. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов / И.Н. Ищенко // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2010. – №38. – Т.2. – С. 393-405.
22. Stirlin H. Die Verdienste AltenKirchs in die Absorptions-Kuhltechnik / H. Stierlin // Klima-Kalte-Heizung. – 1991. – № 4. – S. 1–8.
23. Ксенофонтова Т.С. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника / Т.С. Ксенофонтова, Э.Я. Маркив, Д.А. Поляков, Т.А. Ходаковская // Холодильная техника. – 1986. – № 11. – С. 31–33.
24. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ./Под ред. С.Н.Богданова. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.

РОЗДІЛ 3

ТЕРМОДИНАМІЧНІ І ТЕПЛОФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РОБОЧИХ ТІЛ. ТЕПЛООБМІН В НАНО-СТРУКТУРАХ, НАНО-РІДИНІ, НАНО-ТЕХНОЛОГІЇ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ И ВЯЗКОСТИ КОМПРЕССОРНОГО МАСЛА ISO 9 С ДОБАВКАМИ НАНОЧАСТИЦ TiO_2 И Cu

Грушко В.О., аспирант, Зброжек В.О., аспирант, Геллер В.З., д-р тех. наук, профессор
Одесская государственная академия холода, г. Одесса

В статье представлены конструкции экспериментальных стендов и результаты экспериментального исследования температурной зависимости вязкости и теплопроводности наномасел. В качестве объекта исследования выбран раствор нанопорошков TiO_2 (~10 нм) и Cu (~50 нм) в компрессорном масле ХМИ Азмол, которое применяется при производстве бытовой холодильной техники. Приведены экспериментальные данные и выполнен анализ влияния наночастиц на теплофизические свойства компонентов рабочего тела для бытовой холодильной техники.

This paper presents construction of the experimental stands and experimental data for the temperature dependence viscosity, thermal conductivity of the nanolubricants. Solutions of the nano-powders TiO_2 (~10 nm) and Cu (~50 nm) in the compressor oil HMI Azmol was chosen as the object of research. Analysis of the influence of nanoparticles on the thermal properties of the compressor oil for the domestic refrigeration was carried out.

Ключевые слова: наномасло, наночастицы, эксперимент, теплопроводность, вязкость, концентрация.

I. Введение. В настоящее время включение наночастиц в состав рабочего тела компрессорной системы начинает рассматриваться как один из перспективных методов повышения показателей эффективности холодильной техники [1,2]. Наиболее часто наночастицы добавляют в компрессорные масла, которые в свою очередь являются необходимым компонентом реального рабочего тела (РРТ) в холодильном оборудовании [3]. При этом повышение показателей энергетической эффективности холодильного оборудования достигается как за счет изменения теплофизических свойств реального рабочего тела (раствора хладагент/масло (РХМ)), так и уменьшения трения в сопрягаемых деталях компрессорной системы и интенсификации теплообменных процессов в испарителе. Вместе с тем, информации о влиянии наночастиц на теплопроводность и вязкость в литературе приведено мало, а сами данные пока не позволяют приступить к обобщению полученной информации.

С целью изучения указанных проблем в Одесской государственной академии холода были разработаны экспериментальные установки и проведены исследования вязкости и теплопроводности чистого компрессорного масла ISO 9, а также данного масла с добавкой наночастиц TiO_2 (10 нм) и Cu (50 нм).

II. Краткий обзор экспериментальных данных. Проведенный обзор опубликованных работ показал, что добавление различных наночастиц в базовое вещество приводит к увеличению его теплопроводности и на вязкости. Чаще всего в жидкость добавляют наночастицы меди, алюминия, железа и их оксидов, а также углеродные нанотрубки. Размер наночастиц, как правило, находится в пределах 4...150 нм.

Фрагмент опубликованных данных по влиянию наночастиц на теплопроводность и вязкость приведены в табл. 1 и 2.

Анализ выполненных исследований показывает, что увеличение теплопроводности и вязкости является характерной особенностью для различных типов нанодисперсий. Этот эффект зависит от размера, материала и концентрации наночастиц, а также вида базового вещества.

Таблица 1 – Обзор опубликованных данных по теплопроводности нанодисперсий

Автор	Система*	Размер частиц, нм	Концентрация наночастиц, объем %	Полученный эффект, %
Choi [4]	ТМ/УН	25÷50000	1	+160
Kartheyan [5]	ЭГ/CuO	8	0÷1	+54
Liu [6]	ЭГ/CuO	29	5	+23
Hwang [7]	ЭГ/CuO	33	1	+9
Hong [8]	Fe /EG	10	0,55	+18%
Murshed [9]	TiO_2 /EG	15	5	+18%
	Al/EG	80	5	+45%

Примечание: * ЭГ — этиленгликоль, УН — углеродные нанотрубки, ТМ — трансформаторное масло

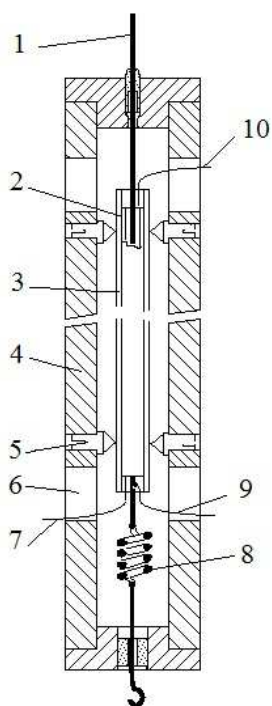
Таблица 2 – Обзор опубликованных данных по вязкости нанофлюидов

Автор	Система*	Размер частиц, нм	Концентрация наночастиц, объем %	Полученный эффект, %
Tavman [10]	SiO ₂ / вода Al ₂ O ₃ / вода	12 30	0,45 ÷ 4 0,5 ÷ 1,5	+540 +178
Praveen [11]	CuO / раствор ЭГ и воды	29	1 ÷ 6,12	+450
Kedzierski [12]	CuO / RL68H	30	2,9 ÷ 39,2	+378
ZHU [13]	Al / вода	18 ÷ 50	0,04 ÷ 0,16	+110
Haisheng [14]	TiO ₂ / ЭГ	25	0,5 ÷ 8	+22

* ЭГ — этиленгликоль, RL68H — синтетическое полиэстерное масло

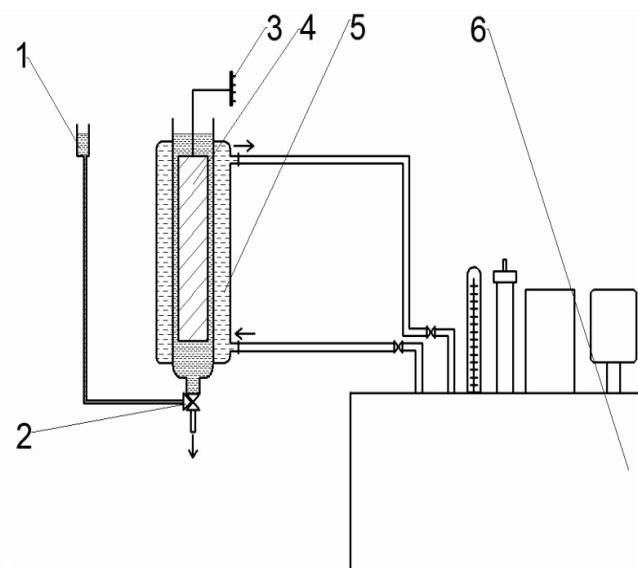
III. Экспериментальные исследования

3.1. Теплопроводность. Теплопроводность чистого масла ХМИ Азмол, а также наномасел Азмол +TiO₂ и Азмол+Cu измерялась при помощи стационарного метода нагретой нити. Конструкция измерительной ячейки, а также схема экспериментальной установки для исследования теплопроводности показана на рис. 1, 2.



1 – платиновая нить; 2 – платиновый капилляр; 3 – стеклянный капилляр; 4 – латунный каркас; 5 – центровочные винты; 6 – смотровое окно; 7, 9, 10 – токовые и потенциальные отводы от нити и капилляра; 8 – вольфрамовая пружина

Рис. 1 – Конструкция измерительной ячейки



1 – заправочный шприц, 2 – трехходовой вентиль, 3 – токовые и потенциальные провода, 4 – измерительная ячейка, 5 – проточный стеклянный теплообменник, 6 – термостат

Рис. 2 – Схема экспериментальной установки для исследования теплопроводности

Отличительной особенностью измерительного устройства является использование тонкостенного платинового капилляра (внутренний диаметр 1,1 мм, толщина стенки 0,05 мм, длина 82 мм) в качестве наружного термометра сопротивления. В качестве внутреннего термометра сопротивления использовалась платиновая проволока диаметром 0,1 мм. Платиновый капилляр помещен внутри стеклянного капилляра, обеспечивающего его жесткость и возможность центрирования капилляра относительно нити. Центрирование осуществлялось с помощью специального каркаса, изготовленного из латуни и имеюще-

го центрирующие винты в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Это позволило при измерениях свести к минимуму поправку на эксцентриситет нити.

В верхней части каркаса центральная нить запаяна в стеклянном капилляре, имеющем внутренний диаметр 0,1 мм, а в нижней части нить подсоединена к вольфрамовой пружине, установленной в специальном натяжном устройстве. Это обеспечивало постоянное во времени и независимые от температуры натяжение нити. Потенциальные отводы от нити изготовлены из платиновой проволоки диаметром 0,02 мм, припаяны к нити золотом и выведены из рабочей зоны по изотермам. Токовые и потенциальные провода капилляра изготовлены из платиновой проволоки диаметром, соответственно 0,15 и 0,02 мм. При конструировании измерительной ячейки форма и размер каркаса были подобраны таким образом, что было обеспечено минимальные зазоры и тем самым исключить конвекцию вне рабочего участка.

Измерительная ячейка помещена в стеклянный теплообменник (рис. 2), через который с помощью термостата прокачивается термостатирующая жидкость. Термостат обеспечивал поддержание температуры постоянной с отклонениями не более $\pm 0,01$ К в требуемом диапазоне температур.

Расчет теплопроводности производился по формуле (1).

$$\lambda = \frac{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) I^2 R}{2\pi l \Delta T}, \quad (1)$$

где d_2 — внутренний диаметр капилляра;

d_1 — диаметр нити;

l — длина рабочего участка нити;

I — сила тока в цепи нити;

R — сопротивление нити;

ΔT — разность температур между нитью и капилляром.

Температуры обоих термометров сопротивления определялись компенсационным методом, при этом измерения разности потенциалов на самих термометрах и образцовых катушках сопротивления осуществлялись при помощи цифрового вольтметра RIGOL DM3064 с погрешностью не более ± 10 nV.

Геометрическая константа измерительной ячейки была проверена экспериментами с использованием стандартных справочных данных для толуола [15]. Отклонение результатов измерений теплопроводности толуола от стандартных справочных данных (рис. 3) не превышало $\pm 0,8$ %.

Теплопроводность была рассчитана с учетом поправок на концевые эффекты, эксцентриситет нити и перенос тепла излучением. Сумма этих поправок не превышает $\pm 0,5$ % от измеряемой теплопроводности.

Все опыты проводились на 2–3 перепадах температур в слое жидкости (от 4 до 12 К), при этом значения $Ra = Gr \cdot Pr$ не превышали 800 во всех экспериментах. Это свидетельствует об отсутствии влияния конвекции на результаты измерений. Расчетные погрешности опытных данных не превышали ± 1 %.

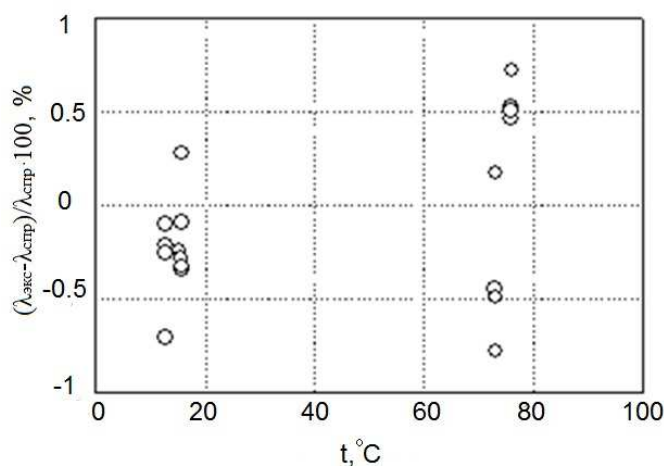


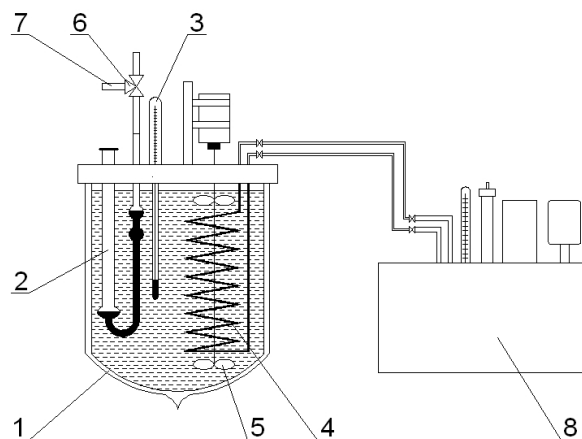
Рис. 3 – Отклонение результатов измерений теплопроводности толуола от стандартных справочных данных

3.2. Вязкость. Кинематическая вязкость измерялась капиллярным методом (стеклянный вискозиметр ВПЖ–4). Были использованы два вискозиметра с диаметрами капилляров 0,82 и 1,12 мм. Вязкость рассчитана по формуле

$$\nu = \frac{g}{9,807} \cdot t \cdot K, \quad (2)$$

где ν — кинематическая вязкость,
 g — ускорение свободного падения,
 t — среднее время истечения,
 K — константа вискозиметра.

Схема экспериментальной установки для измерения вязкости приведена на рис. 4.



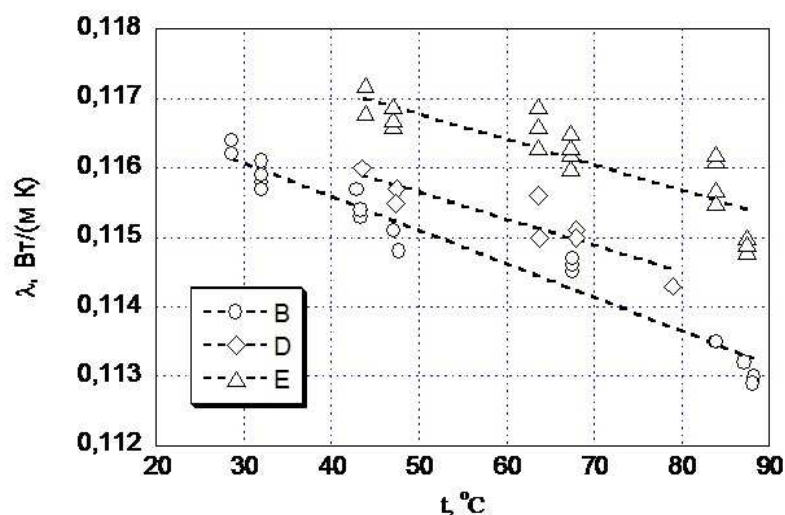
1 — стеклянный сосуд Дьюара, 2 — вискозиметр ВПЖ-4,
 3 — контрольный ртутный термометр, 4 — теплообменник, 5 — мешалка,
 6 — трехходовой вентиль, 7 — трубопровод к вакуумному насосу, 8 — термостат

Рис. 4 — Экспериментальный стенд для измерения вязкости

Вискозиметр установлен внутри стеклянного сосуда Дьюара, в котором температура поддерживалась в пределах $\pm 0,02$ К.

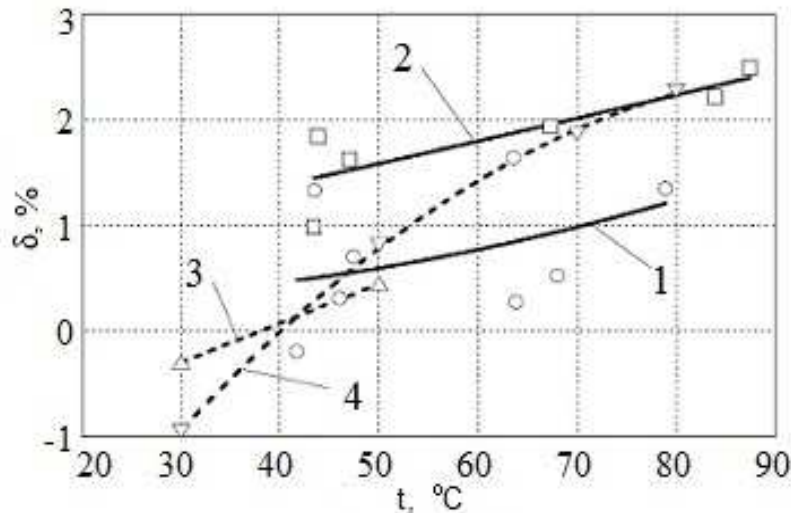
Расчетная погрешность в экспериментальных данных о вязкости не превысила $\pm 0,8$ %.

IV. Результаты экспериментального исследования. Все измерения проводились в интервале температур $20 \div 100$ °С при концентрациях наночастиц TiO_2 и Cu 0,008 % и 0,1 %, соответственно. Результаты измерений теплопроводности представлены на рис. 5, а отклонения экспериментальных данных о теплопроводности и вязкости компрессорного масла с наночастицами от данных для чистого масла — на рис. 6.



B — чистое масло; D — масло + TiO_2 ; E — масло + Cu

Рис. 5 — Данные о теплопроводности компрессорного масла



1 – теплопроводность масла + TiO_2 , 2 – теплопроводность масла + Cu ,
3 – вязкость масла + TiO_2 , 4 – вязкость масла + Cu

Рис. 6 – Отклонения экспериментальных данных теплопроводности и вязкости компрессорного масла с наночастицами от данных для чистого масла

Выводы

Разработана новая конструкция измерительной ячейки для измерения теплопроводности стационарным методом нагретой нити. Впервые получены экспериментальные данные о теплопроводности и вязкости чистого холодильного компрессорного масла ISO 9, а также этого масла с добавками наночастиц TiO_2 (10 нм) и Cu (50 нм) с концентрацией 0,008 % и 0,1 %, соответственно, в диапазоне температур от 20 до 100 °C. Показано, что присутствие наночастиц увеличивает теплопроводность и вязкость масла на 1,5...2,5 %.

Литература

1. Kedzierski M.A. AEffect of CuO Nanoparticle Concentration on R134a-Lubricant Pool Boiling Heat Transfer // Micro-Nanoscale Heat Transfer International Conference. – Proceedings Taiwan – N. Y : – 2008. – P.1-8.
2. Wang R., Wu Q., Wu Y. Use of nanoparticles to make mineral oil lubricants feasible for use in a residential air conditioner employing hydro-fluorocarbons refrigerants // Energy and Buildings. – 2010. – № 42. – P. 2111-2117.
3. Zhelezny V.P., Nichenko S.V., Semenyuk Yu.V., Kosoy B.V., Ravi Kumar. Influence of Compressor Oil Admixtures on Efficiency of a Compressor system // Int. J. Refrig. – 2009. – № 32(7). – P. 1526-1535.
4. Choi S.U.S. Anomalous thermal conductivity enhancement in nanotubes suspensions. // Applied Physics Letters. – 2001. – № 79. – P. 2252-2254.
5. Karthikeyan N.R Effect of clustering on the thermal conductivity of nanofluids // Materials Chemistry and Physics. – 2008. – № 109. – P. 50-55.
6. Liu M.S. Enhanced thermal conductivity with CuO for nanofluids // Chemical Engineering and Technology. – 2006. – №29. – P.72-77.
7. Hwang Y. Thermal conductivity and lubrication characteristics of nanofluids // Current Applied Physics – № 6S1. – 2006. – P. 67-71.
8. Hong T. Study of the enhanced thermal conductivity of Fe nanofluids //Journal of Applied Physics. – 2005. – № 97. – P. 064311-1–064311-4.
9. Murshed S.M.S. Investigations of thermal conductivity and viscosity of nanofluids // International Journal of Thermal Sciences. – 2008. – V. 47. – Is. 5. – P. 560-568.
10. Tavman I., Turgut A., Chirtoc M., Schuchmann H., Tavman S. Experimental investigation of viscosity and thermal conductivity of suspensions containing nanosized ceramic particles // International Scientific Journal published monthly by the World Academy of Materials and Manufacturing Engineering – Volume 34 – 2008 – P. 99-104. Trisaksri Visinee // Critical review of heat transfer characteristics of nanofluids – P.513-522.

11. Praveen K., Namburu, Devdatta P., Kulkarni, Debasmita M., Debendra K. Das Viscosity of copper oxide nanoparticles dispersed in ethylene glycol and water mixture // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2007. – № 32. – P. 397-402.
12. Kedzierski M. Viscosity and density of CuO nanolubricant // Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants. – 2009. – P. 1-8.
13. Zhu D.S. Influence of sdbs on viscosity for aluminium nano-suspensions // International Congress of Refrigeration. – 2007. – P. 1-6.
14. Haisheng C., Yulong D., Chunqing T. Rheological behaviour of nanofluids // New Journal of Physics. – 2007. – № 9. – P. 367.
15. Справочник по теплопроводности жидкостей и газов / Н.Б. Варгафтик, Л.П. Филиппов, А.А. Тарзианов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – С. 203-205.

УДК 536.71

СТРАТЕГИЯ ОТБОРА БИНАРНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ С НИЗКИМ ПОТЕНЦИАЛОМ ГЛОБАЛЬНОГО ПОТЕПЛЕНИЯ

¹Бодарев Д.А., ¹Артеменко С.В., д-р техн. наук, ст. н. сотр.,
²Хмельнюк М.Г., д-р техн. наук, профессор, ²Мазур В.А., д-р техн. наук, профессор
¹Одесский национальный морской университет, г. Одесса
²Одесская государственная академия холода, г. Одесса

Приведена стратегия выбора рабочих тел с заранее заданной комбинацией таких свойств, как термодинамическая эффективность, парниковый эффект, пожаробезопасность, нетоксичность, хорошие эксплуатационные характеристики и др. Рассмотрена задача оптимизации как проблема нечеткого нелинейного программирования, в котором локальные критерии представлены нечеткими множествами. Для принятия окончательного решения использована модель Беллмана–Заде. Показано, что проблема выбора компромиссного решения среди большого разнообразия возможных двух- и многокомпонентных смесей может быть решена с помощью разработки хладагентов из натуральных и синтетических компонентов.

The strategy of a choice of working bodies with the beforehand given combination of such properties is given, as the thermodynamic efficiency, good operational characteristics etc. Considered a task of optimization as a problem of indistinct nonlinear programming, in which the local criteria are submitted by indistinct sets. For acceptance of the final decision the model Bellmana–Zade is used. Is shown, that the problem of a choice of the conciliatory proposal among the large variety of possible two and multicomponent mixes can be decided with the help of development of coolants from natural and synthetic components.

Ключевые слова: холодильный агент, термодинамическая эффективность, парниковый эффект, смесь, локальные критерии.

Дальнейшее использование таких распространенных хладагентов, как R410A, R32, R744 и R170 сдерживается высоким потенциалом глобального потепления и/или низкой критической точкой. До тех пор, пока существуют высокотемпературные альтернативы и возможности для снижения GWP, использование чистых веществ в качестве хладагентов не является приемлемым решением. С другой стороны, большинство смесей, которые отвечают требуемым критериям, оказываются зеотропными смесями с неприемлемым температурным скольжением. Исходя из этого противоречия, очевидно, что азеотропные или квазиазеотропные бинарные хладагенты IV поколения, сочетающие высокую энергетическую эффективность и низкие потенциалы глобального потепления обладают хорошими перспективами для широкого использования в холодильной промышленности.

Задача выбора рабочих сред не имеет универсального решения и, в зависимости от различных экономических, экологических и политических требований, критерии отбора веществ непрерывно изменяются во времени. Примером может служить эволюция рабочих сред в технологиях производства искусственного холода. Первое поколение хладагентов (SO₂, NH₃) просуществовало около ста лет (1830–1930 гг.) и отвечало единственному требованию — любым путем достигнуть понижения температуры. С улучшением качества жизни населения произошел переход ко второму поколению хладагентов (1930–1990 гг.), которые обеспечили безопасностью и долговечностью работы холодильного оборудования. Угроза разрушения озонового слоя поставила задачу устранения галогеносодержащих хладагентов второго по-

коления, что привело к появлению третьего поколения хладагентов (R134a), которое просуществовало небольшой промежуток времени с точки зрения смены технологий (1990–2010). Переход к четвертому поколению хладагентов, обладающих минимальными потенциалами разрушения озонового слоя и глобального потепления наряду с высокой энергетической эффективностью, поставил перед исследователями сложную задачу, которая еще не получила окончательного решения.

Выбор рабочих сред с заранее заданной комбинацией таких свойств P , как термодинамическая эффективность, парниковый эффект, пожаробезопасность, нетоксичность, хорошие эксплуатационные характеристики и др., является одним из важных шагов при проектировании энерготрансформационных систем (ЭТС, среди них тепловые насосы, холодильные машины, бинарные геотермальные электростанции и пр.). Проблема выбора рабочих сред стала наиболее острой в связи с развитием современных технологий, которые построены на концепции устойчивого развития, сочетающей оптимальное соотношение между энергетическими критериями (к.п.д. цикла ЭТС или $P = \text{COP}$, удельная мощность ЭТС или $P = N$ и др.) и экологической безопасностью проектируемых систем (парниковый эффект или $P = \text{GWP}$ и др.).

Очевидно, что в настоящее время не существует рабочих сред, удовлетворяющих всем желаемым требованиям и не имеющих побочных негативных свойств P . Тем не менее, на основе современного многокритериального подхода к принятию решений удастся сформулировать алгоритмы поиска «tailored», т.е. «подогнанных под фигуру» рабочих сред, которые обладают оптимальным набором свойств P .

Цель данной работы — применить методы принятия решения для поиска компромисса между свойствами P , то есть энергетическими, экономическими и экологическими показателями при выборе рабочих тел для ЭТС. Задача оптимизации рассмотрена как проблема нечеткого нелинейного программирования, в котором локальные критерии представлены нечеткими множествами. Нахождение области компромисса или области Парето, где значение термодинамического критерия не может быть улучшено (например, увеличение COP) без ухудшения экологического критерия (увеличение GWP), рассматривается как первый шаг стратегии оптимизации. Для принятия окончательного решения использована модель Беллмана–Заде, которая оперирует пересечением всех нечетких критериев и ограничений.

Концепция рабочей среды с заранее заданными свойствами. Критерии эффективности ЭТС (K) с позиций системного анализа отображаются тройкой $\{K, R, P\}$, где отношение R — это модель технологического оператора, структура которого определяется уравнениями баланса массы, импульса и энергии, дополненными моделями характеристических уравнений состояния, в явной или неявной форме, воспроизводящих свойства веществ (P). Воздействие технологического оператора на свойства веществ определяет критерии эффективности ЭТС. Набор параметров моделей свойств веществ (X), как отображение экспериментальных данных о наблюдаемых свойствах P , имеет смысл информационной характеристики вещества, по которой могут быть восстановлены его свойства. Физический смысл компонентов вектора X является важным условием предпочтительного выбора информационной характеристики вещества и ассоциируется с его молекулярной структурой или химической формулой.

Задача компромиссного выбора рабочей среды с заранее заданным комплексом свойств математически формулируется как многокритериальная задача математического программирования: найти

$$\text{Opt } K [K_1(X), K_2(X), \dots, K_n(X)]. \quad (1)$$

Здесь $K_j(X) = \|P_j, M_j(X)\|$ — «расстояние» между заранее задаваемым свойством системы P_j и его моделью M_j . Например, для термодинамического критерия K_{th} значение P_j соответствует теоретическому максимуму эффективности целевой функции — эффективности цикла Карно. Решение многокритериальной проблемы заключается в нахождении компромисса между критериями и ограничениями, т.е. необходимо построить функцию

$$K = K_1 \cap K_2 \cap \dots \cap K_n. \quad (2)$$

Формальное решение задачи соответствует определению оптимального вектора X_{opt} такого, что $|K(X_{opt}) \succ |K(X)|$ для любых $X \neq X_{opt}$, где $\succ$ — знак предпочтения. Параметры модели X_{opt} осуществляют компромиссное решение для выбранных критериев эффективности. Иными словами, параметры модели X_{opt} определяют оптимальную информационную характеристику рабочей среды, обладающую желаемым комплексом свойств. Типичным примером информационных характеристик вещества, связанных с его молекулярной структурой, являются критические параметры вещества. Если известны критические параметры вещества, то на основе корреляций для вычисления термодинамических свойств удастся найти основные критерии энергетической эффективности ЭТС, установить взаимосвязь с экономическими показателями и экологическими оценками. Критические параметры вещества — это информационные характеристики, которые генерируют множество целевых функций проектируемой ЭТС, хотя и не исчерпывают их полностью.

Количественные соотношения информационная характеристика — свойство. Нахождение свойств P_j с помощью информационных характеристик X модели необходимо для определения критериев эффективности. Точность используемой техники вычислений свойств играет принципиальную роль в надежности стратегии поиска рабочей среды с заранее заданными свойствами. Например, в задаче выбора рабочей среды для холодильной системы основными критериями являются: энергетические (коэффициент преобразования — COP, температура испарителя и конденсатора — $T_{ev(cond)}$, удельная холодопроизводительность — q_0 , отношение давлений конденсатор/испаритель — P_r , рабочий объем компрессора — CD), экологические (потенциал истощения озонового слоя — ODP, потенциал глобального потепления — GWP и показатель пожароопасности — K_F), а также экономические (например, цена хладагента). Этот список можно продолжить, но основное требование — это наличие корреляционных соотношений между информационными характеристиками вещества, которые идентифицируют рабочее тело, и показателями эффективности, которые связаны с молекулярной формулой вещества и могут быть определены на основе эмпирических или теоретических зависимостей. Например, показатель пожароопасности современных хладагентов определяется простым соотношением между атомами фтора и водорода $K_F = n_F/(n_F + n_H)$. Если это соотношение превышает 0,7, то это вещество не является пожароопасным. Значения ODP для фторхлоруглеводородов коррелируют с числом атомов хлора и массой молекулы посредством соотношений [2]:

$$ODP = 0,585602 n_{Cl}^{-0,0035} \exp\left(\frac{M}{238,563}\right) \quad (3)$$

$$ODP = 0,0949956 n_{Cl}^{-0,0404477} \exp\left(\frac{M}{83,7953}\right)$$

для молекул, содержащих один и два атома углерода, соответственно.

Вычисление термодинамических свойств по информационным характеристикам (в данном случае, по критическим параметрам) проводят на основе уравнений состояния (например, уравнений Редлиха-Квонга, Пенга-Робинсона и др.). Этот класс моделей уравнений состояния предпочтительнее, благодаря его простым взаимосвязям между параметрами модели и критическими постоянными. Вычисление целевых функций по уравнению состояния обеспечивается известными термодинамическими выражениями для COP, q_0 и других показателей.

Множество параметров X_{opt} как результат решения многокритериальной задачи (1) определяет компромиссные значения критических постоянных

$$X_{opt} (X_{1opt} = T_c^{opt}, X_{2opt} = P_c^{opt}, X_{3opt} = V_c^{opt}) \quad (4)$$

для гипотетической рабочей среды. Для того, чтобы идентифицировать искомое вещество среди множества молекулярных структур необходимо произвести поиск в базе данных (DB) по критическим свойствам в соответствии с критерием отбора

$$\{|1 - T_c^{opt}/T_c^{DB}| + |1 - P_c^{opt}/P_c^{DB}| + |1 - V_c^{opt}/V_c^{DB}|\} \rightarrow \min. \quad (5)$$

Обычно, прямого поиска вещества в базе данных достаточно для определения рабочего тела с желаемой комбинацией свойств. Более точное рассмотрение проблемы использует технику количественных соотношений “структура — свойство” (QSPR). Основная идея QSPR — это найти соотношение между структурой соединения, выраженной в терминах различных квантовохимических дескрипторов, и интересующими проектировщика целевыми функциями. Решение обратной QSPR задачи определяет химическую формулу молекулы по комплексу заданных свойств. Обычно QSPR использует две базы данных — БД критических свойств и БД структур. Корреляция между базами данных устанавливается в виде модели свойств — $M(P)$, параметры которой определяются минимизацией “расстояния” между экспериментальными данными P_j и их моделью M_j .

Для большинства рабочих тел доступны экспериментальные данные из *online* банков данных, например, Chemsafe, Beilstein, Gmelin и др. Если результаты прямых измерений недоступны, тогда их можно получить на основе моделирования термодинамических свойств и процессов (программные комплексы: ASPEN PLUS, REFPROP, CoolPack и др). Наиболее простая техника генерации молекулярных структур удобная для решения проблемы выбора веществ с заранее заданными свойствами была предложена Joback [5].

Парето оптимальность в многокритериальном принятии решения. Задача нечеткого многокритериального анализа рассматривается как задача нечеткого нелинейного программирования с несколькими несовместимыми критериями (например, экономическим и термодинамическим), m — переменными управления и k нелинейными ограничениями:

$$\text{Optimize } K [K_1(X), K_2(X), \dots, K_n(X)], i = 1, 2, \dots, n \quad (6)$$

при условии

$$C_i \equiv G_{Li} \leq G_i(X) \leq G_{Ui}, i = 1, 2, \dots, k \quad (7)$$

$$X_{Li} \leq X_{xi} \leq X_{Ui}, i = 1, 2, \dots, m \quad (8)$$

где $K_i(X)$ представляют нечеткие локальные критерии эффективности;

$X(X_1, X_2, \dots, X_m)$ — вектор искомых переменных управления;

G_{Li}, G_{Ui} — нижний и верхний пределы ограничений $G_i(X)$, соответственно;

X_{Li} и X_{Ui} — нижняя и верхняя границы для искомых переменных управления.

Многокритериальный подход базируется на комбинации формальной и неформальной процедур принятия решения для нахождения альтернативного решения проблемы. Формальные математические средства для разрешения многокритериальной проблемы отсутствуют и необходима дополнительная экзогенная информация. Ниже предлагается следующая последовательность шагов принятия решения в нечетком многокритериальном анализе.

— Определение области оптимальности по Парето (или области компромисса) — X_P , в которой достигается согласованное решение конфликта между критериями с противоположными интересами.

— Представление критериев и ограничений в форме нечетких множеств для отображения неструктурированных ситуаций (т.н. процедура «размывания» критериев).

— Неформальный выбор схемы свертки для перехода от векторного критерия $K[K_1(X), K_2(X), \dots, K_n(X)]$ к скалярной комбинации $K_1(X), K_2(X), \dots, K_n(X)$.

— Оценка окончательного вектора $X_{opt} \in X_P$, минимизирующего нечеткие источники неопределенности.

В области Парето не существует единственного оптимального решения, скорее это множество альтернативных решений. Эти решения оптимальны в более широком смысле — не существует решений более значимых, если все цели одновременно достигнуты. Оптимальность по Парето рассматривается как инструмент для получения альтернатив, из которых разработчик может выбрать окончательное решение. В работе определение области Парето проводили при помощи алгоритма нормальных границ, предложенного в работе [6].

Следующий шаг состоит в определении окончательного набора параметров из множества Парето с помощью дополнительной внешней информации и трансформации векторного критерия в скалярный. Этот шаг фактически является проблемой принятия решения и не может быть формализован. Существует много способов преобразования векторного критерия в скалярный, которые обсуждались ранее [3]. Здесь мы используем схему Bellman и Zadeh [7], где окончательное решение достигается как результат пересечения всех нечетких критериев и ограничений, представленных функциями принадлежности $\mu(X)$:

$$\mu_K(X) = \mu_{Kth}(X) \cap \mu_{Kec}(X) \cap \mu_{Gi}(X), i = 1, 2, \dots, k; \quad X \in X_P \quad (9)$$

Функции принадлежности целей и ограничений могут быть выбраны разными способами в зависимости от контекста проблемы. Одна из возможных нечетких схем свертки представлена ниже:

— В качестве начального приближения выбирают вектор X . Максимальные (минимальные) значения для каждого критерия K_i устанавливаются как результат решения скалярной задачи максимизации (минимизации) для каждого из критериев. Результаты обозначены как “идеальные” точки $\{X_j^0, j=1 \dots m\}$.

— Матрица $[T]$, где элементы диагонали — “идеальные” точки, определена следующим образом:

$$[T] = \begin{bmatrix} K_{th}(X_1^0) & K_{th}(X_2^0) \\ K_{ec}(X_1^0) & K_{ec}(X_2^0) \end{bmatrix} \quad (10)$$

— Максимальная и минимальная границы критериев определяются:

$$K_i^{\min} = \min_j K_j(X_j^0) = K_i(X_i^0), i = 1 \dots n; \quad (11)$$

$$K_i^{\max} = \max_j K_j(X_j^0), i = 1 \dots n.$$

— Функция принадлежности для всех нечетких целей представлена в виде:

$$\mu_{Ki}(X) = \begin{cases} 0, & \text{if } K_i(X) > K_i^{\max} \\ \frac{K_i^{\max} - K_i}{K_i^{\max} - K_i^{\min}}, & \text{if } K_i^{\min} < K_i \leq K_i^{\max}, \\ 1, & \text{if } K_i(X) \leq K_i^{\min} \end{cases} \quad (12)$$

— Нечеткие ограничения имеют следующую структуру:

$$C_j(X) \leq C_j^{\max} + d_j, \quad j = 1, 2, \dots, q, \quad (13)$$

где d_j — реальный параметр, который обозначает расстояние от допустимого смещения для границы $C_j^{\max}$ j -го ограничения. Соответствующая функция принадлежности определена следующим образом:

$$\mu_{C_j}(X) = \begin{cases} 0, & \text{if } C_j(X) > C_j^{\max} \\ 1 - \frac{C_j(X) - C_j^{\max}}{d_j}, & \text{if } C_j^{\max} < C_j(X) \leq C_j^{\max} + d_j, \\ 1, & \text{if } C_j(X) \leq C_j^{\max} \end{cases} \quad (14)$$

— Окончательное решение определяется как пересечение всех нечетких критериев и ограничений, представленных их функциями принадлежности. Эта проблема сводится к стандартной проблеме нелинейного программирования: найти такие значения X и λ , при которых, максимизируя λ , будут выполнены условия:

$$\begin{aligned} \lambda &\leq \mu_{K_i}(X), \quad i = 1, 2, \dots, n; \\ \lambda &\leq \mu_{C_j}(X), \quad j = 1, 2, \dots, q \end{aligned} \quad (16)$$

Результаты и обсуждение. Термoeкономический и экологический аудит ЭТС — это первый шаг к выбору рабочей среды среди большого разнообразия веществ, предлагаемых промышленностью. Теоретический прогноз значительно уменьшает область поиска в пространстве противоречивых экономических, экологических и технологических критериев.

В качестве приложения нечеткого многокритериального анализа был рассмотрен выбор хладагентов для ЭТС, работающей по обратному циклу Ренкина, для чистых веществ и смесей. Основные процессы в пароконденсационном цикле включают адиабатическое сжатие, изобарное охлаждение + конденсацию + переохлаждение, дросселирование, а также изобарное охлаждение + испарение + перегрев.

Были заданы следующие условия проектирования: температура испарителя и конденсатора $T_{ev}^0 = -40^\circ\text{C}$, $T_{cond}^0 = 35^\circ\text{C}$; общая холодопроизводительность — $q_0^0 = 0,5$ кВт, отношение давлений конденсатор/испаритель — $P_r < 10$. Полный набор критериев проектирования включает в себя: характерную холодопроизводительность, работу адиабатического сжатия, отношение давлений конденсатор/испаритель, коэффициент полезного действия, адиабатическую мощность, показатель пожароопасности и потенциал разрушения озонового слоя.

Однокомпонентные рабочие среды. Класс, рассмотренных веществ, представлен возможной альтернативной заменой хладагентов для R12, R134a и R502, предложенной производителями (R401A, R406A, R410A, и т.д.). Ограничение на потенциал глобального потепления GWP < 150 задавали в соответствии с нормами Европейского Союза для рабочих сред автомобильных кондиционеров, которые должны вступить в силу, начиная с 2011 года.

Термодинамические свойства рабочих жидкостей и соответствующие проектные спецификации смоделированы с помощью модели уравнения состояния Peng–Robinson [8]. Расчет экономических показателей — стоимость жизненного цикла для заданного хладагента проводили по программе CoolPack [9].

Алгоритм многокритериального выбора рабочего тела с учетом экологических ограничений в условиях неопределенности реализован следующим образом:

Термодинамические свойства и проектные характеристики пароконденсационного цикла для выборки 50 хладагентов из базы данных [10] были вычислены для заданных внешних условий. Результаты представлены в виде функциональной связи «информационная характеристика — свойство», которая для одного из свойств — отношения давлений в конденсаторе/испарителе, иллюстрируется на рис. 1.

Для каждого критерия среди всех конкурентных хладагентов выбрано лучшее значение проектной характеристики K_i^0 . Набор “идеальных” индексов K_i^0 представлен векторным критерием K , вычисленным с помощью термодинамических свойств.

На основе процедуры «размывания» критериев строятся функции принадлежности для целей и ограничений — зависимости (12)–(14).

Искомое решение ищется как результат пересечения функций принадлежности для целей и ограничений. Выбор окончательного решения проводится с учетом экологического ограничения на потенциал глобального потепления путем сопоставления конкурирующих хладагентов с приблизительно одинаковыми информационными характеристиками. Например, если в результате термoeкономического анализа оптимальное рабочее тело имеет гипотетическую оптимальную температуру 100°C , то в базе данных выбирается вещество с минимальным значением потенциала глобального потепления (рис. 1).

Для заданных выше требований к спецификации цикла пароконденсационной установки оптимально-го хладагента, заменяющего R12, R134a и R22, с GWP < 150 не существует. Наиболее близкими характе-

ристикой обладают хладагент R1234yf и некоторые эфиры, которые еще недостаточно изучены и являются пожароопасными. При менее жестких требованиях к потенциалу глобального потепления оптимальными хладагентами являются смеси природных и синтетических рабочих тел.

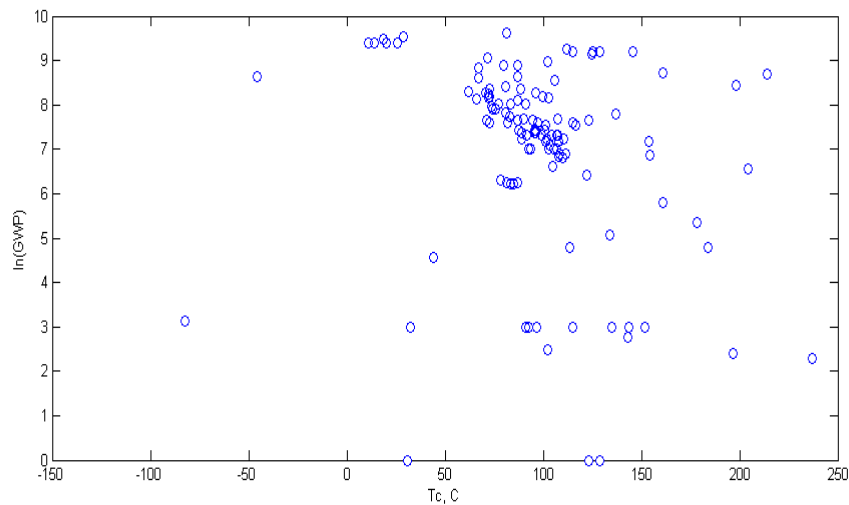


Рис. 1 – База данных по потенциалу глобального потепления для основных хладагентов по классификации ASME в зависимости от их критической температуры

Двухкомпонентные рабочие среды. Исходя из экологических ограничений, была рассмотрена двухкомпонентная система R744/41, для которой был подобран состав, исходя из двух критериев: термодинамического и экономического. На рис. 2 иллюстрируется поиск оптимального решения как результат пересечения двух функций принадлежности.

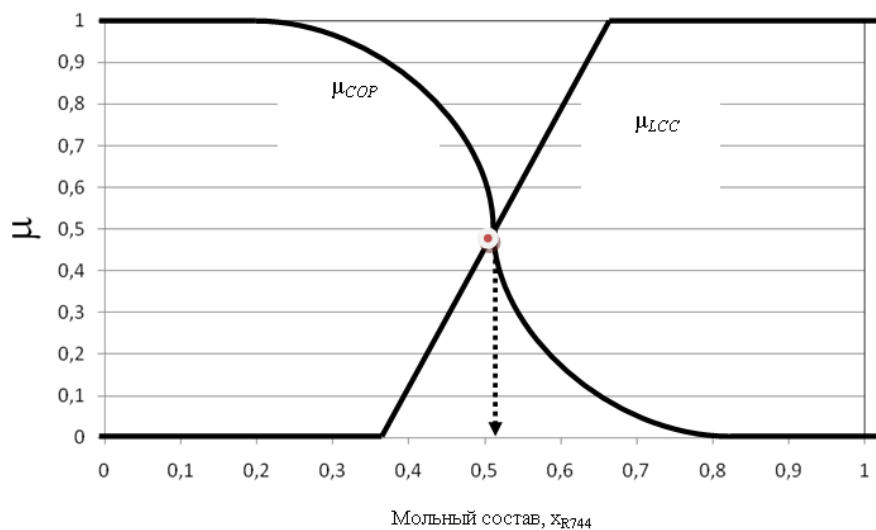


Рис. 2 – Компромиссный выбор компонентов в квазиазеотропной смеси R744/41

Указанные критерии преследуют две противоположные цели: увеличение коэффициента преобразования (COP) и уменьшение стоимости жизненного цикла изделия. Термодинамический критерий варьируется от максимального значения при $x_{R744} = 0$ до минимального значения, соответствующего чистому диоксиду углерода $x_{R744} = 1$. Компромиссное решение (52 % мольного состава диоксида углерода) отвечает балансу между термодинамическим и экономическим критериями. Характеристики ЭТС с таким рабочим телом во всех случаях сопоставления оказываются предпочтительнее наиболее распространенного альтернативного хладагента R410A. На рис. 3 демонстрируется различие в коэффициентах преобразования при различных температурах в испарителе между предлагаемой смесью и чистым диоксидом углерода. Максимальное различие достигает 8 % при температуре окружающей среды. В расчетах для R744 использовали программу вычислений Coolpack [10] для расчета транскритических циклов.

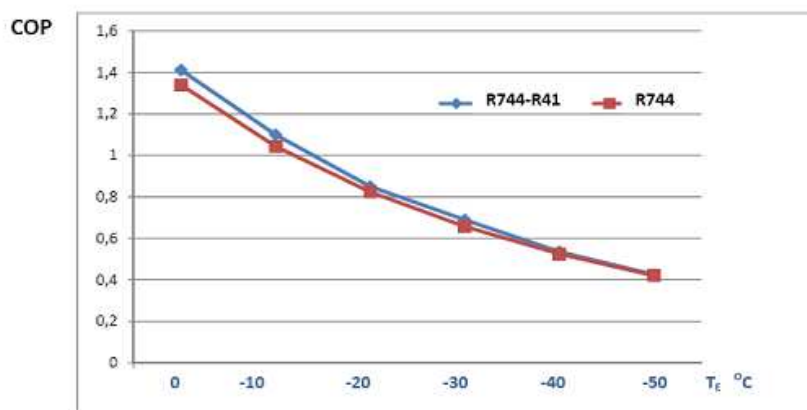


Рис. 3 – Сопоставление коэффициентов преобразования смеси R744/41 и чистого R744

Выводы

Концепция рабочих сред с заранее заданными свойствами — это мощный инструмент для нахождения компромисса между энергетической эффективностью, экономической целесообразностью и экологическими ограничениями в проектировании энерготрансформационных систем.

Проблема выбора компромиссного решения среди большого разнообразия возможных двух- и многокомпонентных смесей может быть решена с помощью разработки хладагентов из натуральных и синтетических компонентов.

Смеси CO_2 с синтетическими хладагентами представляют интерес для низкотемпературных каскадных систем и расширяют область низкотемпературных приложений, ограниченную температурой затвердевания диоксида углерода. Указанная смесь R744+R41 (состав 50/50) имеет более высокое по сравнению с атмосферным давление при температуре 32 °C. Однако смеси на основе CO_2 уменьшают необходимость использования HFC рабочих сред и существенно снижают потенциал глобального потепления. Кроме того такие смеси менее токсичны и пожаробезопасны. Рекомендуемый состав для практических приложений — 50 % R744: 50 % R41.

Литература

1. K.G. Joback, and G. Stephanopoulos. Designing Molecules Possessing Desired Physical Property Values. Proceedings of the Foundations of Computer- Aided Process Design (FOCAPD), Snowmass, CO, July 12-14. – P. 363 – 387 (1989).
2. A. Duvedi and E. Achenie. Designing Environmentally Safe Refrigerants Using Mathematical Programming. Chemical Engineering Science. V. 51. – № 15. – P. 3727 – 3739 (1996).
3. V. Mazur. Optimum Refrigerant Selection for Low Temperature Engineering. Low Temperature and Cryogenic refrigeration. Kluwer Academic Publishers. – P. 101-118 (2003).
4. P. Somasundaram, R. Dinakaran and S.Iniyan. Exergy based refrigerant selection and simulation of auto refrigeration cascade (ARC) system Int. J. Exergy. – V. 1. – № 1. – P. 60-81 (2004).
5. K. Joback. Knowledge Bases for Computerized Physical Property Estimation. Fluid Phase Equilibria, 185, – P. 45–52 (2001).
6. I. Das, J. Dennis. Normal Boundary Intersection: A New Method for Generating the Pareto Surface in Nonlinear Multi-criteria Optimization Problems. www.owl.net.rice.edu/~indra/NBIhomepage.html
7. R. Bellman, L. Zadeh. Decision-making in a fuzzy environment. Management Science. – № 17. – P. 141–164 (1970).
8. D.Y. Peng, D.B. Robinson. A new two-constant equation of state. Ind. Eng. Chem. Fundam. – № 15. – P. 59-64 (1976).
9. J.M. Calm and G.C. Hourahan. Refrigerant Data Summary. Engineered Systems. № 18(11). – P.74-88 (2001).
10. [http:// www.colpack.dtu](http://www.colpack.dtu)

КОНДЕНСАЦИЯ И ИСПАРЕНИЕ ПАРОВ ВОДЫ НА НАНОПОРИСТЫХ АДсорбЕНТАХ

*Кутаров В.В., д-р физ.-мат. наук, **Лапардин Н.И., канд. техн. наук, доцент

*Длубовский Р.М., *Шевченко В.Н.

*Научно-исследовательский институт физики ОНУ им. И.И. Мечникова, г. Одесса

**Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Рассмотрено теоретическое описание процессов капиллярного испарения и конденсации в формализме теории подобия для модели щелевидных пор. Для описания адсорбционной ветви петли гистерезиса использовано уравнение Френкеля-Холси-Хилла. Уравнение десорбционной ветви петли гистерезиса получено на основании совместного решения уравнения для изменения потенциала Гиббса с учетом функции связности пор, и уравнением Лапласа, записанного для условий бесконечно вытянутого мениска. Получено уравнение, связывающее относительное давление адсорбата в объемной фазе для десорбционной ветви петли гистерезиса с определяющими параметрами адсорбционной системы.

На примере изотермы адсорбции паров воды на образце нанопористого активного угля марки Филтрасорб F-300 показана применимость разработанной теории для описания адсорбционного гистерезиса на адсорбентах с порами в виде открытой щели.

Theoretical description of processes of capillary evaporation and condensation in formalism of theory of similarity is considered for the model of slotted pores. For description of adsorption branch of hysteresis loop is used Frenkel-Khol'si-Khill equation. Equation of desorption branch of hysteresis loop was got on the basis of joint decision of equation for the change of Gibbs potential taking into account the function of connectedness of pores, and by of Laplace equation, written in for the terms of infinitely prolate meniscus. Equation, relating relative of adsorbate pressure in a by volume phase for the desorption branch of hysteresis loop with the determining parameters of the adsorption system, was got.

On the example of adsorption isotherm of water steams on the sample of nanoporous active carbon of brand of Fil'trasorb F-300 applicability of the developed theory is retined for description of adsorption hysteresis on adsorbents with pores as the opened crack.

Ключевые слова: адсорбция, щелевидные поры, конденсация, изотерма, пары воды.

Введение. Исследование явления распределения конденсированной фазы при адсорбции газов и паров в нанопористом пространстве адсорбентов и катализаторов актуально для решения многих задач теории строения, синтеза и практического их использования. Строение внутренней пористой капиллярной структуры реальных адсорбентов отличается большим разнообразием геометрических форм. Особый интерес представляют щелевидные поры, присутствующие в большинстве природных и синтетических адсорбентов.

Для идеальной модельной щелевидной поры принимается, что стенки поры плоские, гладкие и параллельные друг другу. В порах подобного строения поверхность раздела адсорбент — пар не искривлена. В процессе адсорбции при давлении ниже давления насыщения на стенках поры образуется пленка адсорбата по механизму физической адсорбции. Однако капиллярная конденсация не имеет места, так как радиус кривизны плоской поверхности равен бесконечности. После того, как пора целиком заполняется по адсорбционному механизму, в ней образуется цилиндрический мениск. В этом случае капиллярное испарение будет контролироваться этим мениском. Следовательно, следует рассматривать два различных механизма: полислоистая адсорбция в прямом и капиллярное испарение в обратном процессах. Разные механизмы в прямом и обратном процессах определяют природу адсорбционного гистерезиса типа НЗ. В реальных пористых структурах стенки пор в редких случаях строго параллельны, совершенно плоские и гладкие, а ход десорбционного процесса во многом определяется функцией связности пор. Причем связность множества пор незаполненного адсорбента существенно отличается от связности множества пор при их освобождении от конденсата [1]. Четкое разделение конденсации по адсорбционному механизму и капиллярного испарения для щелевидных пор возможно лишь в определенном интервале относительных давлений адсорбата в объемной фазе.

Ранее в работе [2] была решена задача для описания процесса капиллярного испарения на природном материале Шунгит для значений давлений адсорбата в объемной фазе ниже области потери устойчивости пленки адсорбата при учете изменения функции связности для множества пор и изменения их ширины в

процессе адсорбции-десорбции. Целью настоящей работы является теоретическое описание процесса капиллярного испарения для модели щелевидных пор для активных углей.

Теория. Остановимся, коротко, на основных положениях теории процесса капиллярного испарения из щелевидных пор, подробно описанной в работе [2].

Для открытой щелевидной поры постоянной ширины d находящейся в контакте с газом при температуре T и относительном давлении $\phi = p/p_s$, где p и p_s — равновесное давление и давление насыщения адсорбата в объемной фазе, соответственно, изменению потенциала Гиббса dG , соответствующее процессу переноса dN молей вещества из конденсированной фазы в газовую, определится как:

$$dG = (\mu_a - \mu_g)dN + \eta\gamma dA + (\lambda - \lambda_s)p^2 dV, \quad (1)$$

где γ — поверхностное натяжение;

V — мольный объем адсорбата;

dA — изменение величины поверхности раздела фаз;

η — коэффициент связности пор;

λ, λ_s — изотермическая сжимаемость пористого тела и материала каркаса пористого тела, соответственно [3,4].

В первом слагаемом уравнения (1) μ_a — потенциал адсорбированной фазы толщиной t определяется уравнением полислоной адсорбции Френкеля-Холси-Хилла (ФХХ):

$$\mu_a = \mu_l - F(t), \quad (2)$$

где μ_l — потенциал объемной жидкости при той же температуре, а функция $F(t)$ как:

$$F(t) = bt^{-1/\alpha}, \quad (3)$$

где b и α — параметры уравнения ФХХ рассматриваемой изотермы полислоной адсорбции.

Функция $F(t)$ определяется для $t > t_k$ — критическая толщина адсорбционной пленки.

Величина потенциала газовой фазы μ_g в условиях равновесия определяется соотношением $\mu_g = \mu_l + RT \ln \phi$.

В термодинамике поверхностных явлений строго показано, что для произвольной поверхности изменение площади поверхности системы при изменении ее объема в условиях равновесия обратно пропорционально среднему радиусу кривизны [5]. Для уравнения (1) это условие запишется в следующем виде:

$$\frac{dA}{dN} = -\frac{V_l}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}, \quad (4)$$

где V_l — мольный объем адсорбата;

R_1 и R_2 — главные радиусы кривизны поверхности.

Рассмотрим произвольную точку P на поверхности мениска, находящуюся на расстоянии $X = d/2 - t$ от середины поры (рис. 1). Потенциал адсорбционной фазы в точке P равен $\mu_a(t)$.

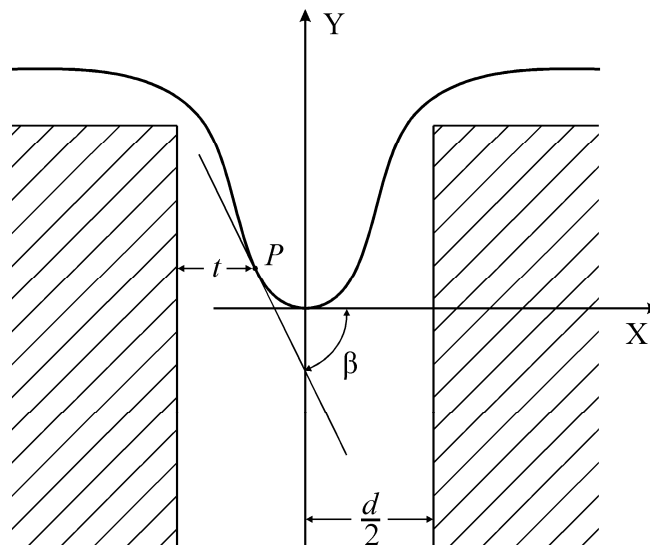


Рис. 1 – Осевое сечение мениска

Для цилиндрического мениска радиус R_2 в формуле (4) бесконечно велик. Кривизна R_1^{-1} в точке P отрицательна и связана с формой кривой, описывающей профиль мениска, уравнением Лапласа :

$$-\frac{1}{R_1} = y'' \frac{1}{[1 + (y')^2]^{3/2}}. \quad (5)$$

В уравнении (5) y — ордината точки P сечения мениска в щелевидной поре. Если в первом приближении не принимать во внимание изменение границ поры, связанное с ее расширением при конденсации и сжатием при испарении, то уравнение (5) с помощью тригонометрической подстановки приводится к виду:

$$-\frac{1}{R_1} = \frac{d}{dX}(\sin\beta), \quad (6)$$

где β — угол, образованный касательной в точке P с осью ординат.

В работе [2] показано, что уравнения (1), (2) и (4) и (6) приводят к следующему уравнению для расчета величины относительного давления адсорбата в объемной фазе:

$$-\ln x_d = \frac{\eta\gamma V_l + \int_t^d F(t)dt + \gamma p^2 V_l}{RT(d-t)}, \quad (7)$$

где x_d — относительное давление адсорбата в объемной фазе для десорбции.

Формулу (7) следует привести к виду, удобному для практических расчетов. Параметры t и d определяются для давлений адсорбции p_a и десорбции p_d по уравнению ФХХ, которое для удобства расчета изотермы легко преобразовать к виду:

$$t = \frac{\sigma}{a_m} \left(\frac{b}{-\ln x_a} \right)^\alpha, \quad (8)$$

где x_a — относительное давление адсорбата в объемной фазе при адсорбции;

σ — ван-дер-ваальсовский диаметр молекулы;

a_m — двумерная плотность монослоя.

Соотношения (3), (7) и (8) приводят к следующему уравнению для давления десорбции:

$$-\ln x_d = A - B + C \quad (9)$$

где

$$A = \frac{\eta\gamma V_l}{RT\sigma} \left(\frac{a_m}{b^\alpha} \right) \frac{1}{(-\ln x_a)^{-\alpha} - (-\ln x_d)^{-\alpha}}; \quad (10)$$

$$B = \left(\frac{\alpha}{\alpha - 1} \right) \frac{(-\ln x_a)^{1-\alpha} - (-\ln x_d)^{1-\alpha}}{(-\ln x_a)^{-\alpha} - (-\ln x_d)^{-\alpha}}; \quad (11)$$

$$C = \frac{b^\alpha \lambda p^2 V_l}{a_m RT}. \quad (12)$$

Эксперимент и обсуждение результатов. Для исследования материалов с высокоразвитой нанопористой структурой, наиболее пригоден адсорбционно-структурный метод, первоисточником данных для которого является изотерма адсорбции.

В качестве модельного нанопористого тела с щелевидными взаимосвязанными порами в данной работе был использован активный гранулированный уголь марки Фильтрасорб F-300 производства фирмы Chemveron Carbon. Выбор данного материала в качестве модельного объекта обусловлен наличием достаточно полной информации о геометрическом строении пор данного угля по результатам рентгеноструктурного анализа.

Выбор паров воды в качестве тестирующего адсорбата обусловлен малым значением площади посадочной площадки, что позволяет сканировать капилляры с эффективным диаметром до 0,35 нм.

Адсорбцию паров воды образцами активного угля исследовали в термостатированной при $294,0 \pm 0,2$ К вакуумной установке с кварцевыми пружинными весами Мак Бена-Бакра. Образцы угля массой $(1,0 - 2,0) \cdot 10^{-4}$ кг предварительно сушили при 383 К, вакуумирование осуществляли с помощью форвакуумного и парамасляного диффузионного насосов в течение 8 часов. Остаточное давление (0,13–0,013 Па) контролировали ионизационно-термопарным вакуумметром ВИТ-2М. Напуск водяных паров производили после достижения образцами постоянной массы. Парциальное давление газа-сорбата регистрировали с помощью U-образного ртутного манометра. Погрешность измерения $\pm 2,6$ Па. Время установления равновесия для образцов активного угля 24 ч. Изменение массы образцов в результате сорбции

и разность уровней U-образного манометра контролировали с помощью катетометра КМ-6. Ошибка измерений не превышала $\pm 2\%$.

Изотерма адсорбции паров воды на образце нанопористого угля Фильтрасорб F-300 с ветвями адсорбции и десорбции представлены на рис. 2.

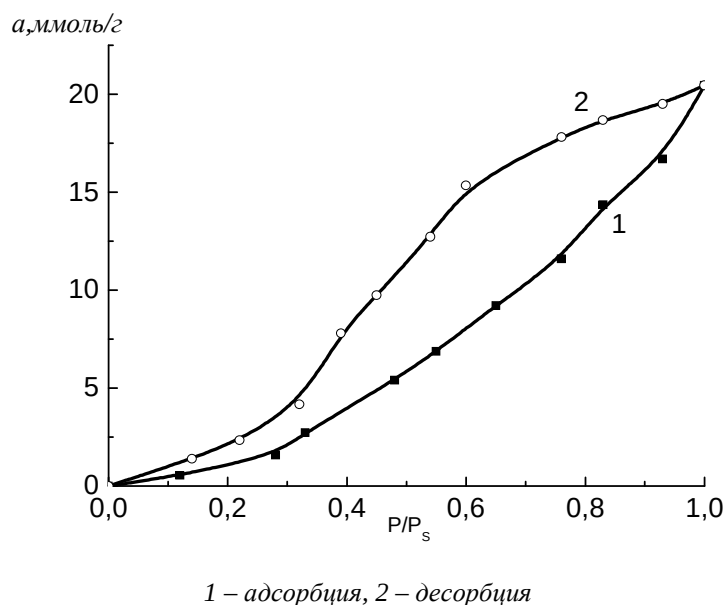


Рис. 2 – Изотерма адсорбции паров воды активным углем Фильтрасорб F-300

По классификации ИТРК эта изотерма относится к изотермам типа III согласно адсорбционной теории Брунауэра-Эммета-Теллера (БЭТ) [6].

Для анализа экспериментальных данных уравнение (8) представляется в следующем виде:

$$\ln a = \alpha \ln b - \alpha \ln (-\ln x). \quad (13)$$

На рис. 3 анализируемая изотерма представлена в координатах уравнения (13).

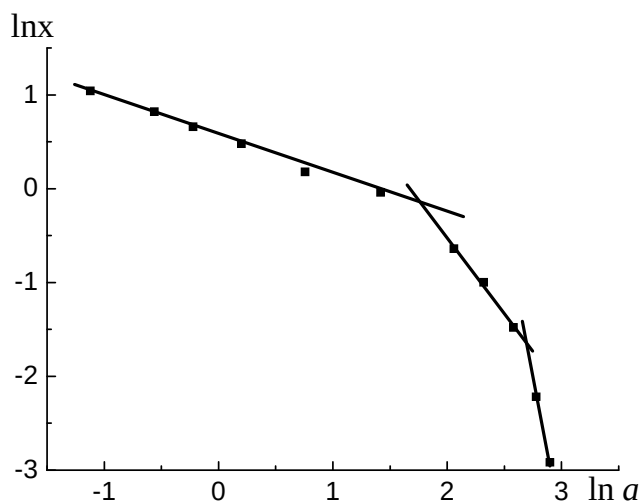


Рис. 3 – Адсорбционная ветвь изотермы паров воды активным углем Фильтрасорб F-300 в координатах уравнения (13)

На рис. 3 можно четко выделить область существования устойчивой пленки конденсата $\leq x \leq 0,8$. При величине относительного давления адсорбата в объемной фазе $x > 0,8$ пленка конденсата теряет устойчивость и в дальнейшем в мезапорах происходит капиллярная конденсация.

При обратном движении по десорбционной ветви петли гистерезиса капиллярное испарение контролируется цилиндрическим мениском. Однако область, в которой возможен процесс капиллярного испарения

рения ограничен слева величиной относительного значения давления адсорбата в объемной фазе значением $x \approx 0,6$. Для $x < 0,6$ толщина пленки конденсата, выраженная в величинах ванн-дер-ваальсовского диаметра молекулы (σ) имеют значения $t < 2$. Для пор щелевидной формы, поры с шириной $d \approx 2\sigma$ относятся к микропорам, а фазовое состояние конденсата следует рассматривать как одномерную фазу [6]. Таким образом, применимость уравнения (8) ограничивается интервалом $0,6 < x \leq 0,8$. Параметры уравнения (8) равны $\alpha = 0,48$; $b = 2,1$; $a_m = 6$ ммоль/г. В дальнейших расчетах были приняты следующие значения теплофизических характеристик адсорбата $\sigma = 2,85 \cdot 10^{-10}$ м, $\gamma = 71,2 \cdot 10^{-3}$ н/м, $V_l = 18 \cdot 10^{-6}$ м³/моль [7]. Для того, чтобы по уравнениям (9) рассчитать десорбционную ветвь петли гистерезиса необходимо иметь данные о значении коэффициента связности η . Поэтому, первоначально получим значения η по экспериментальной изотерме. Для этого преобразуем формулы к виду:

$$\eta = \frac{RT\sigma b^\alpha}{\gamma V l a_m} \left(\frac{\alpha}{\alpha - 1} M - \ln x_d N \right), \quad (14)$$

$$\text{где } M = [(-\ln x_a)^{1-\alpha} - (-\ln x_d)^{1-\alpha}], \quad N = [(-\ln x_a)^{-\alpha} - (-\ln x_d)^{-\alpha}], \quad \psi = \frac{\gamma V}{-\sigma RT \ln x_d}.$$

По формуле (14) на основании экспериментальной изотермы (рис. 2) была рассчитана зависимость коэффициента связности пор от ширины поры в области капиллярного испарения (рис. 4).

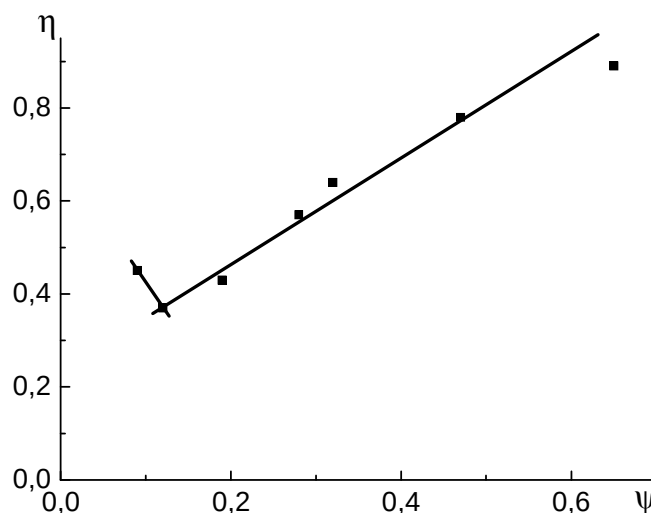


Рис. 4 – Зависимость коэффициента связности от ширины поры ψ

На рис. 4 четко видно линейная зависимость коэффициента связности пор от ширины поры ψ . Крайние правые и левые точки на графике существенно отклоняющиеся от общей зависимости, характеризуют область применимости уравнения для описания десорбционной ветви петли гистерезиса (уравнения (9)–(12)). Как показано в работе [2] величиной C (9) при $T = 300$ К можно пренебречь. С использованием полученных данных по коэффициенту связности уравнение (9) дает возможность рассчитать десорбционную ветвь петли гистерезиса с максимальной относительной ошибкой ± 10 %.

Выводы

Показано, что десорбционная ветвь петли адсорбционного гистерезиса в необратимых процессах конденсации и испарения паров воды на нанопористых адсорбентах однозначно определяется при совместном решении уравнении Лапласа, Кельвина и Френкеля-Холси-Хилла. Стохастическая геометрия пространства пор характеризуется увеличением коэффициента связности с увеличением ширины поры.

Литература

1. Everett D.H. in "Characterisation of Porous Solids" (eds. S.J., Gregg, K.S.W. Sing, H.F. Stoeckli). – 1979. London. – P.229-234.
2. Кутаров В.В. Адсорбционный гистерезис для моделей щелевидных пор / В.В. Кутаров, Ю.И. Тарасевич, Е.В. Аксененко и др. Журнал физической химии. – 2011. – Т. 85. – № 7. – С.1328-1333.
3. Русанов А.И. Доклады Академии наук (Россия). – 2006. – Т. 406. – С. 776.

4. Русанов А.И., Куни Ф.М. // Журн. общей химии. – 2007. – Т. 77. – С. 404.
5. Смирнов Б.М. Успехи физ. наук. – 1987. – Т. 152. – Вып.1. – С. 133.
6. Грег С., Синг К. Адсорбция, удельная поверхность, пористость. – М.: Мир, 1984. – 306 с.
7. Рид Р. Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. – Л.: Химия, 1971.

УДК 532.133:536.71

ДАВЛЕНИЕ КИПЕНИЯ И ВЯЗКОСТЬ СМЕСИ СМАЗОЧНОГО МАСЛА ISO 68 И ХЛАДАГЕНТА R410A

Лапардин Н.И., канд. техн. наук, доцент
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Давление кипения и вязкость смеси синтетического полиолэфирного смазочного масла ISO 68 и хладагента R410A были измерены в диапазоне температур от 233 до 373 К, при давлениях от 0,1 до 5,5 МПа, и массовой концентрации масла от 30 до 90 %. Предложены корреляционные уравнения, которые с достаточной точностью описывают давление кипения и вязкость в указанном диапазоне температур и состава смеси.

Vapor pressure and viscosity of the mixture of the lubrication oil ISO 68 with the refrigerant R410A have been measured over a temperature range from 233 to 373 K, a pressure range from 0,1 to 5,5 MPa, and a range of oil mass composition from 30 to 90 %. Correlation equations provided sufficiently accurate description of vapor pressure and viscosity in the indicated range of temperature and composition are proposed.

Ключевые слова: смеси, температура, давление, вязкость, хладагент, смазочное масло.

Введение. Хладагент R410A представляет собой зеотропную смесь R32/R125 с массовыми долями 50/50 % и является озонобезопасным, свободным от хлора холодильным агентом, относящимся к группе гидрофторуглеродов. Окончательный выбор альтернативного хладагента должен проверяться на совместимость с оборудованием и конструктивным исполнением всей системы, тем не менее, существуют рекомендации по использованию R410A

- в герметичных, полугерметичных и негерметичных поршневых компрессорах низкотемпературного торгового оборудования;
- в негерметичных поршневых компрессорах высокой холодопроизводительности в торговом и промышленном холодооборудовании;
- в полугерметичных, негерметичных поршневых, а также винтовых компрессорах воздушных кондиционеров.

Еще один аспект применения новых экологически безопасных хладагентов при проектировании холодильных компрессоров с высокими энергетическими показателями связан с использованием новых смазочных масел. В соответствии с требованиями, предъявляемыми к холодильным компрессорам и системам, они должны смешиваться и растворяться в альтернативных хладагентах и обладать в смесях с ними достаточной величиной вязкости даже при значительном повышении температуры. Синтетические смазочные масла, в том числе полиолэфирные, отвечают этим требованиям и могут быть использованы в различных типах выпускаемых промышленностью компрессоров, а сведения о свойствах смесей смазка-хладагент становятся весьма важными и крайне необходимыми. Этим определяется актуальность проведения исследований термодинамических и транспортных свойств как раздельно масла и хладагента, так и смеси масло-хладагент.

Настоящая работа является продолжением исследований свойств смесей синтетических смазочных масел с хладагентами серии R400 [1-4] и посвящена измерениям парожидкостного равновесия и вязкости смеси смазочного масла ISO 68 с хладоном R410A. Особое внимание было уделено разработке корреляционных уравнений, основанных на полученных экспериментальных данных, и передающих термическую и концентрационную зависимость давления кипения и вязкости маслехладоновых смесей.

Экспериментальные методы и результаты измерений. Для получения данных о фазовом равновесии жидкость-пар (P - T -х) была использована ячейка постоянного объема, размещавшаяся в термостате. Ячейка заправлялась определенным количеством масла и хладагента таким образом, чтобы паровое пространство при этом было минимальным. К ней присоединялся цифровой преобразователь давления, с помощью которого определялось давление кипения. Температура измерялась образцовым платиновым термометром сопротивления. Валовая концентрация определялась по массе компонентов, а масса нахо-

дящихся в верхней части ячейки паров хладагента рассчитывалась по уравнению состояния R410A, представленному в базе данных REFPROP [5].

Исследование вязкости проводилось капиллярным методом. В соответствии с диапазоном исследуемых параметров выбиралась конструкция стеклянного вискозиметра, заполнявшегося ртутью, и диаметр измерительного капилляра. Погрешность измерений вязкости не превышала $\pm 1,8\%$. Подробное описание экспериментальных установок и методики проведения опытов при измерениях равновесия жидкость-пар и вязкости приводятся в более ранних работах [6-8].

Массовая доля синтетического полиолэфирного смазочного масла ISO 68 в смесях с хладагентом R410A варьировалась от 30 % до 90 %. P - T - x измерения фазового равновесия жидкость-пар исследуемых смесей проведены в области температур от 233 до 373 К при давлениях от 0,1 до 5,5 МПа. Экспериментальное исследование вязкости маслохладоновых смесей охватывает такой же температурный диапазон. Экспериментальные значения давления кипения и вязкости смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A при различных значениях температуры T и массовой доли масла x представлены в табл. 1 и 2.

**Таблица 1 – Экспериментальные данные
о давления кипения смеси смазочного масла ISO 68 с R410A**

T, K	$P, \text{МПа}$				
	$x = 0,3013$	$x = 0,4987$	$x = 0,7043$	$x = 0,7984$	$x = 0,9024$
233,15	–	–	0,139	0,108	0,062
253,15	–	0,373	0,309	0,237	0,136
273,15	–	0,735	0,599	0,459	0,262
293,15	1,408	1,299	1,053	0,808	0,457
313,15	2,349	2,151	1,716	1,305	0,740
333,15	3,710	3,373	2,645	1,993	1,135
353,15	5,533	4,994	3,846	2,927	1,636
373,15	–	–	5,395	4,067	2,274

**Таблица 2 – Экспериментальные данные
о вязкости смеси смазочного масла ISO 68 с R410A**

T, K	$\nu, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$				
	$x = 0,2959$	$x = 0,5026$	$x = 0,7009$	$x = 0,7972$	$x = 0,8963$
233,15	–	–	395	1920	11900
253,15	–	8,39	85,1	308	1340
273,15	–	4,44	29,2	79,4	258
293,15	0,664	2,65	12,8	30,3	76,6
313,15	0,516	1,81	7,00	14,8	32,5
333,15	0,388	1,20	4,09	7,78	15,3
353,15	0,303	0,87	2,67	4,90	8,97
373,15	–	–	1,80	3,08	5,65

На рис. 1–3 представлено графическое отображение полученных данных на диаграммах давление кипения — температура, давление кипения — состав, и вязкость — температура. Следует отметить, что отображение изобар на диаграмме вязкость — температура (рис. 3) стало возможным при совместной обработке результатов исследования давления кипения смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A. Как видно из диаграммы, вязкость маслохладоновых смесей представляет собой сложную функцию трех переменных и зависит от состава смеси, температуры и давления.

Аппроксимационные уравнения. Приведенные ниже корреляционные уравнения, получены аппроксимацией наших экспериментальных данных. В табл. 3 представлены коэффициенты a_{ij} и c_{ij} уравнений (1) и (2). Они позволяют определить давление кипения и вязкость для смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A во всем диапазоне изменения массовой концентрации масла и указанных выше пределах интервала температур

$$P = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot (t/100)^i \cdot x^j, \quad (1)$$

$$\log \nu = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^2 c_{ij} \cdot (t/100)^i \cdot x^j, \quad (2)$$

где P — давление кипения в МПа;

t — температура в $^{\circ}\text{C}$;

x — массовая доля масла;

ν — коэффициент кинематической вязкости, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

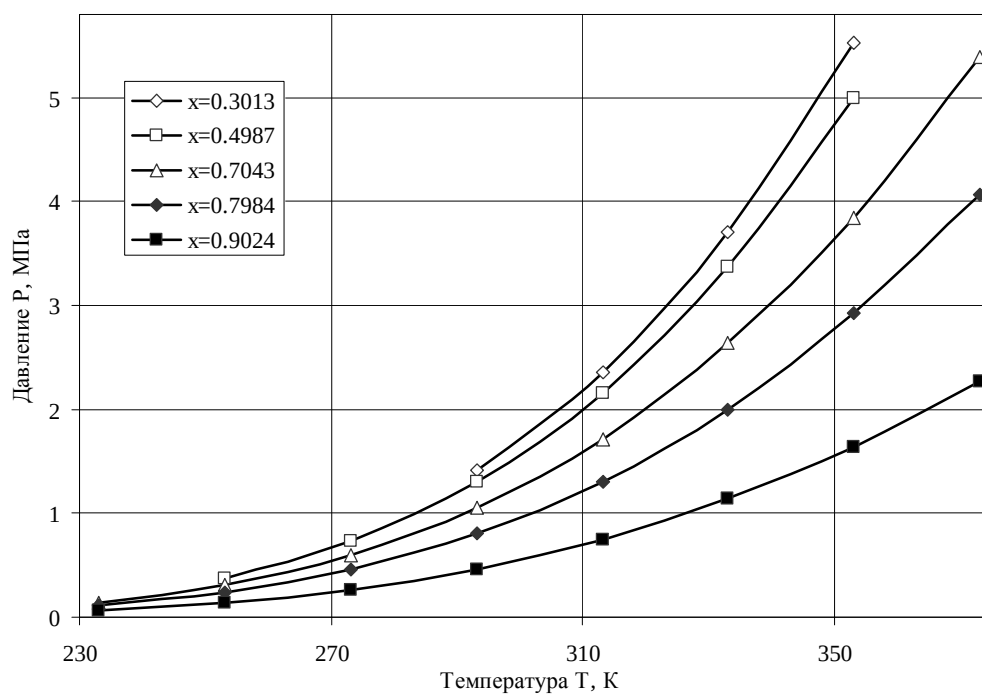


Рис. 1 – Давления кипения смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A

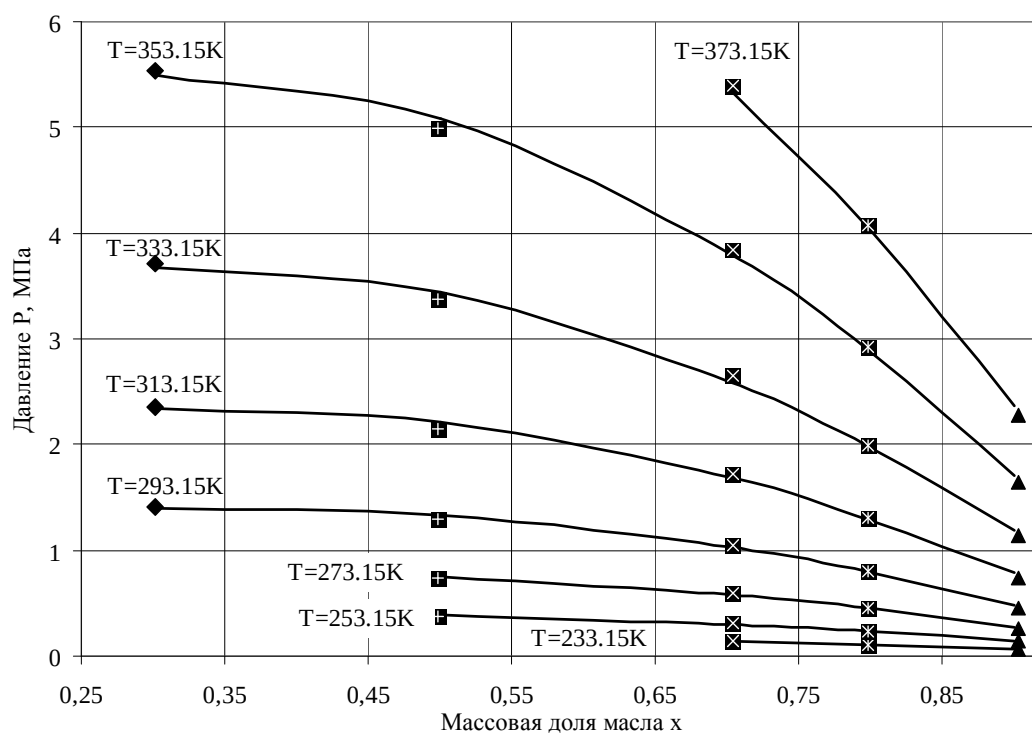


Рис. 2 – Диаграмма давление кипения — состав смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A

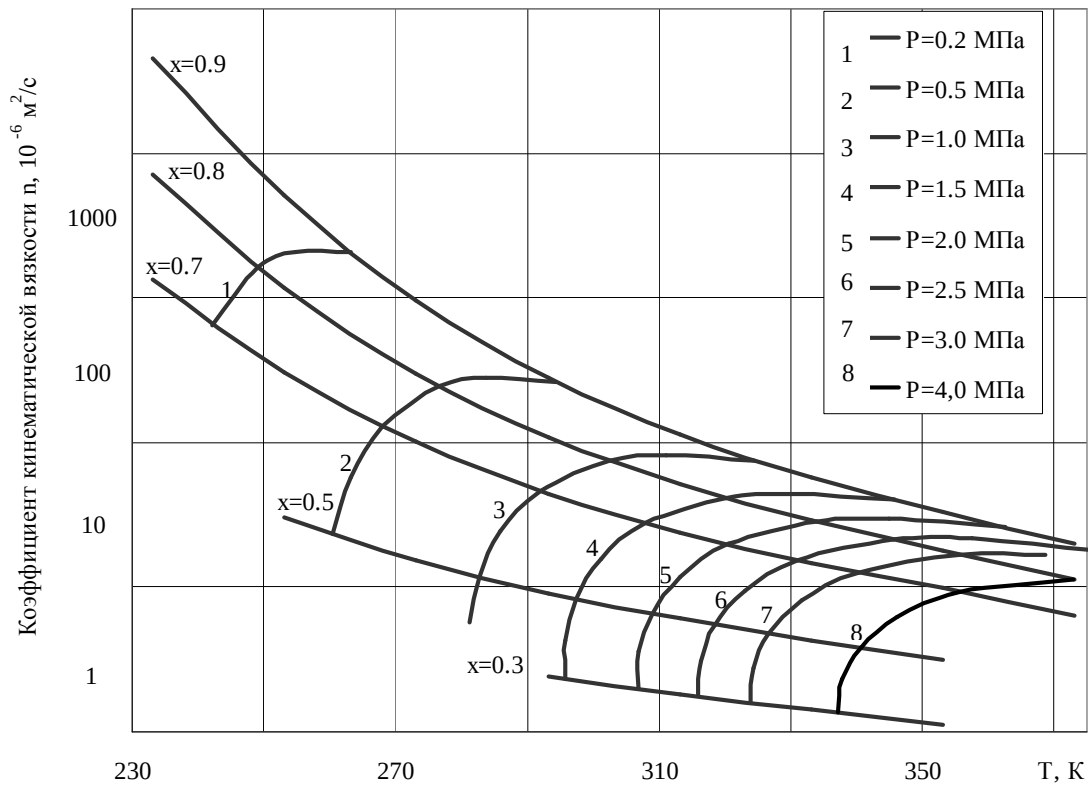


Рис. 3 – Вязкость смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A

Таблица 3 – Коэффициенты уравнений (1) и (2)
для смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A

Значения коэффициентов a_{ji}					Значения коэффициентов c_{ji}				
$j \backslash i$	0	1	2	3	$j \backslash i$	0	1	2	3
0	0,5289	1,8454	2,6180	1,6902	0	-0,7320	-0,4591	-0,0747	0,0940
1	1,3549	3,5338	2,8758	0,6494	1	1,7581	-0,1117	1,0142	-0,9429
2	-1,8190	-5,1606	-5,2699	-2,4338	2	1,9565	-3,1409	1,8122	-0,1668

Количественная оценка и качество аппроксимации экспериментальных значений давления кипения и вязкости маслохладоновой смеси иллюстрируется их отклонением от расчета, соответственно, по уравнению (1) и (2) во всем температурном интервале при экспериментальных значениях изосостава на рис. 4 и рис. 5.

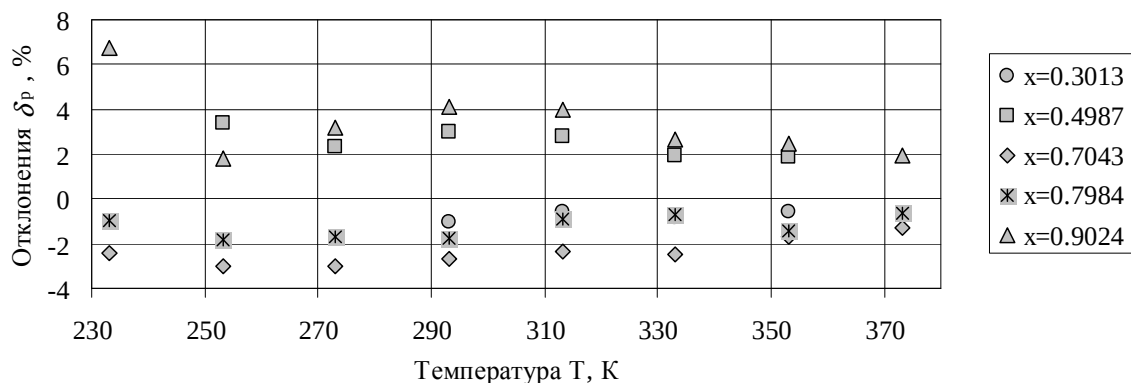


Рис. 4 – Отклонения $\delta_p = [(P_{\text{ЭКСП}} - P_{\text{РАСЧ}})/P_{\text{ЭКСП}}]$ экспериментальных значений давления кипения смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A от рассчитанных по уравнению (1)

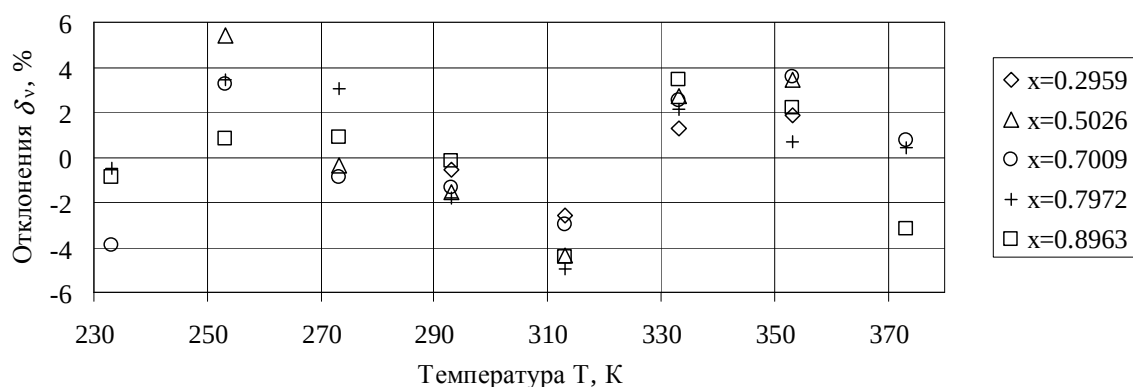


Рис. 5 – Отклонения $\delta_v = [(v_{\text{эксп}} - v_{\text{расч}})/v_{\text{эксп}}]$ экспериментальных значений вязкости смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A от рассчитанных по уравнению (2)

Выводы

Проведено экспериментальное исследование равновесия жидкость-пар и вязкости смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A в диапазоне температур от 233 до 373 К при давлениях до 5,5 МПа и массовой доли масла от 30 до 90%. Уравнением (1) были аппроксимированы экспериментальные данные по давлению кипения смеси со среднеквадратичной погрешностью $\pm 6\%$. Максимальное отклонение составило 6,8% для минимального значения давления кипения, которое наблюдалось при наибольшей массовой концентрации масла и самой низкой температуре опыта. Температурную и концентрационную зависимость коэффициента кинематической вязкости смеси смазочного масла ISO 68 с хладагентом R410A описывает уравнение (2) со среднеквадратичным отклонением 2,7 % при максимальной погрешности 5,4 %. Таким образом, для нахождения давления кипения и вязкости исследуемой смеси могут быть предложены приведенные выше корреляционные уравнения, позволяющие проводить расчеты с погрешностью, удовлетворяющую инженерную практику. Следует отметить, что о существовании и возможных границах области несмешиваемости или ограниченной растворимости для рассматриваемой смеси невозможно сделать определенных заключений по полученным экспериментальным данным. Постановка такой задачи требует проведения дополнительных исследований с изменением метода и конкретизацией диапазона измерений.

Литература

1. Лапардин Н.И., Геллер В.З. Термодинамические и переносные свойства смеси R410B со смазочным маслом. Пищевая наука и технология. – 2009. – № 4 (9). – С. 78-81.
2. Геллер В.З., Лапардин Н.И. Свойства смеси хладагента R407C со смазочным маслом CPI EXP 32. Темат. зб. наук. пр. – Донецьк: ДонНУЕТ, 2010. – Вип. 24. – С. 165-170.
3. Лапардин Н.И., Геллер В.З. Давление кипения и вязкость растворов смазочных масел ISO 15 и ISO 220 в хладоне R407C. Сборник трудов конференции «Современные методы и средства исследований теплофизических свойств веществ» – Санкт-Петербург: СПбГУНПТ, 2010. – С. 455-460.
4. Лапардин Н.И. Давление кипения и вязкость смеси хладагента R407C со смазочным маслом ISO 46. Пищевая наука и технология. – 2010. – № 4 (13). – С. 66-68.
5. Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M. L. REFPROP, Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures. Version 7.0. NIST, 2007.
6. Bivens, D. B., Yokozeki, A., and Geller, V. Z. Thermodynamic properties of R32/R125 mixture. In Proceedings of the 4th Asian Thermophysical Conference, Japan, 1993.
7. Bivens D.B., Yokozeki A., Geller, V.Z., and Paulaitis, M.E. Transport properties and heat transfer of alternatives for R502 and R22. In Proceedings of the ASHRAE/NIST Refrigerants Conference, Gaithersburg, MD, 1994. – P. 73-84.
8. Geller, V.Z., Paulaitis, M.E., Bivens D.B., Yokozeki A. Viscosity of HFC32 and HFC32/lubricant mixtures. In Proceedings of the 12th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, CO, June 1994. – P. 477-486.

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДОАММИАЧНОГО РАСТВОРА

Осадчук Е.А., ассистент; Титлов А.С., профессор, д-р техн. наук
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Приводятся инженерные соотношения для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора, как рабочего тела абсорбционного холодильного аппарата.

Are engineering relations for the calculation of thermodynamic parameters and thermal properties of water-ammonia solution as the working fluid absorption refrigeration unit.

Ключевые слова: термодинамические параметры, теплофизические свойства, водоаммиачный раствор, жидкая фаза, пар, аммиак.

Актуальность проблемы. Традиционным рабочим телом абсорбционного холодильного агрегата (АХА) является водоаммиачная смесь с инертным выравнивающим газом, в качестве которого могут быть использованы: водород, гелий или их смесь.

При работе АХА происходит разделение и перераспределение компонентов рабочей смеси. Водоаммиачный раствор (ВАР) циркулирует по жидкостному теплообменнику между генератором-термосифоном и абсорбентом. Дефлегматор АХА содержит водоаммиачную паровую смесь, причем на выходе концентрация паров воды близка к нулю. В конденсатор АХА попадает чистый пар аммиака, где сжижается с отводом тепла в окружающую среду. Жидкий аммиак поступает через трехпоточный регенеративный теплообменник на вход испарителя АХА. В испарителе и абсорбере находится парогазовая смесь. Разность концентраций компонентов смеси изменяется по длине рабочих зон.

Постановка задачи. Для проведения термодинамического расчета и эксергетического анализа циклов АХА, а впоследствии и для конструкторского расчета необходимо иметь соотношения для определения термодинамических параметров и теплофизических свойств ВАР и инертного газа. К сожалению, как показывает практика, приведенные в различных источниках расчетные зависимости непригодны для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств рабочего тела АХА.

Изложение материала исследования. Ниже приведены формулы для инженерного расчета термодинамических параметров, полученные из обработки известных табличных данных [1].

Далее: P – абсолютное давление; T – абсолютная температура; $s'(s'')$ – удельная массовая энтропия жидкости (пара); $i'(i'')$ – удельная массовая энтальпия жидкости (пара); $v'(v'')$ – удельный объем жидкости (пара); .

Расчет термодинамических свойств равновесных фаз ВАР

Жидкая фаза:

$$P(s', T) = a + b \ln s' + cT + d(\ln s')^2 + eT^2 + fT \ln s' + g(\ln s')^3 + hT^3 + iT^2 \ln s' + jT(\ln s')^2, \quad (1)$$

где $a = -2052,8452$; $b = -375,546708$; $c = 1265,144414$; $d = -22,372391$; $e = -232,071393$;

$f = 139,6660756$; $g = -0,42166786$; $h = 14,97136349$; $i = -12,8445832$; $j = 4,089620042$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (1) составила 2,12 %, средняя – 0,25 %;

RMS = 0,024816; AAD = 0,253; Bias = 0,00189.

$$s'(T, P) = \frac{a + cT + eP + gT^2 + iP^2 + kTP}{1 + bT + dP + fT^2 + hP^2 + jTP}, \quad (2)$$

где $a = 4,940401707$; $b = -0,00718905$; $c = 0,04033892$; $d = 2,577628133$; $e = 13,34231315$; $f = 1,59 \cdot 10^{-5}$;

$g = 9,32 \cdot 10^{-5}$; $h = 1,103007751$; $i = 5,996069517$; $j = -0,01000685$; $k = -0,05225645$

Максимальная погрешность расчетов по формуле (2) составила 1,81 %, средняя – 0,21 %;

RMS = 0,020522099; AAD = 0,214303993; Bias = 0,00004203.

$$T(s', P) = a + \frac{b}{s'} + cP + \frac{d}{(s')^2} + eP^2 + \frac{fP}{s'} + \frac{g}{(s')^3} + \frac{h}{P^3} + \frac{iP^2}{s'} + \frac{jP}{(s')^2}, \quad (3)$$

где $a = 2275,235253$; $b = -21529,7605$; $c = -2341,46338$; $d = 78507,8261$; $e = -318,766574$;

$f = 22609,28988$; $g = -97698,1086$; $h = 1174,967539$; $i = 965,34455$; $j = 51738,4416$;

P – давление, МПа, T – температура, К; s' – удельная энтропия жидкой фазы, кДж/кг·К.
Максимальная погрешность расчетов по формуле (3) составила 2,6 %, средняя – 0,42 %;
RMS = 0,037602; AAD = 0,426547; Bias = (–0,00307).

$$i'(T, P) = \frac{a + c \ln T + e \ln P + g(\ln T)^2 + i(\ln P)^2 + k \ln T \ln P}{1 + b \ln T + d \ln P + f(\ln T)^2 + h(\ln P)^2 + j \ln T \ln P}, \quad (4)$$

где $a = 4157,20966$; $b = -0,36683394$; $c = -1459,48603$; $d = 0,03275475$; $e = 92,776293$; $f = 0,033871382$;
 $g = 128,2057957$; $h = 0,000454287$; $i = 0,529585907$; $j = 0,00592778$; $k = 16,1385564$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (4) составила 10,8 %, средняя – 0,72 %;
RMS = 0,095278; AAD = 0,727059; Bias = 0,043139

$$T(i', P) = a + bi' + cP + di'^2 + eP^2 + fi'P + g(i')^3 + hP^3 + ki'P^2 + j(i')^2P, \quad (5)$$

где $a = 224,4387605$; $b = 0,283682346$; $c = 93,8818717$; $d = -0,00038291$; $e = -1442,29876$;
 $f = 1,341069286$; $g = 2,68 \cdot 10^{-7}$; $h = 6238,064071$; $j = -0,00077342$; $k = -1,8740608$; P – давление, МПа,
 T – температура, К; i' – удельная энтальпия жидкой фазы, кДж/кг.

Максимальная погрешность расчетов по формуле составила 14,6 %, средняя – 1,43 %;
RMS = 0,1732; AAD = 1,438; Bias = 0,07184.

$$\xi'(T, P) = \frac{a + bT + cP + dP^2 + eP^3}{1 + fT + gT^2 + hP + iP^2 + jP^3}, \quad (6)$$

где $a = 1,32737318$; $b = 0,004244641$; $c = 4,78877157$; $d = 28,54644671$; $e = -68,9575296$;
 $f = 0,00719383$; $g = -8,50 \cdot 10^{-10}$; $h = 1,980229242$; $i = 4,7201865$; $j = -0,01679355$

Максимальная погрешность расчетов по формуле (6) составила 16,79 %, средняя – 1,23 %;
RMS = 0,140427; AAD = 1,2385; Bias = -0,14313.

$$P(\xi', T) = \frac{a + b\xi' + c(\xi')^2 + d(\xi')^3 + eT + fT^2}{1 + g\xi' + h(\xi')^2 + iT + jT^2}, \quad (7)$$

где $a = -0,06767249$; $b = 0,03499852$; $c = -0,02863933$; $d = 0,011570667$; $e = 0,000317358$;
 $f = -3,244 \cdot 10^{-7}$; $g = -0,31492289$; $h = 0,122293769$; $i = -0,00399381$; $j = 3,93027 \cdot 10^{-6}$

Максимальная погрешность расчетов по формуле (7) составила 7,57 %, средняя – 1,69 %;
RMS = 0,136396; AAD = 1,6941211; Bias = 0,040756.

$$T(P, \xi') = \frac{a + b \ln P + c\xi' + d(\xi')^2}{1 + e \ln P + f(\ln P)^2 + g\xi' + h(\xi')^2}, \quad (8)$$

где $a = 463,640158$; $b = 35,73810201$; $c = 123,7362445$; $d = -98,841978$; $e = -0,03292468$;
 $f = -0,01019054$; $g = 1,305712904$; $h = -0,62993068$; P – давление (МПа), T – температура (К),
 ξ' – массовая доля аммиака в жидкой фазе.

Максимальная погрешность расчетов по формуле составила 0,40 %; средняя – 0,05 %;
RMS = 0,00483; AAD = 0,0545; Bias = $6,1 \cdot 10^{-5}$.

$$v'(T, P) = a + \frac{b}{T} + c \ln P + \frac{d}{T^2} + e(\ln P)^2 + f \frac{\ln P}{T} + \frac{g}{T^3} + h(\ln P)^3 + \frac{i(\ln P)^2}{T} + \frac{j \ln P}{T^2}, \quad (9)$$

где $a = -4,97920859$; $b = 6771,508768$; $c = 2,031700507$; $d = -2,521 \cdot 10^6$; $e = -0,1853404$;
 $f = -1503,03352$; $g = 3,19645 \cdot 10^8$; $h = 0,007312461$; $i = 77,72083763$; $j = 291828,0083$;
 P – давление, МПа; T – температура, К; v' – удельный объем жидкой фазы $\times 10^3$, м³/кг.

Паровая фаза:

$$s''(T, P) = a + bT + cP + dT^2 + eP^2 + fTP + gT^3 + hP^3 + iT^2P + jT^2P, \quad (10)$$

где $a = -0,98384095$; $b = 0,140440738$; $c = -57,7542524$; $d = -0,00060996$; $e = 5,553661987$;
 $f = 0,382300946$; $g = 9,40 \cdot 10^{-7}$; $h = -605,618497$; $i = 0,807028719$; $j = -0,00104004$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (10) составила 2,48 %; средняя – 0,27 %;
RMS = 0,023898; AAD = 0,272822; Bias = -0,00139.

$$T(s'', P) = a + b \ln s'' + cP + d(\ln s'')^2 + eP^2 + fP \ln s'' + g(\ln s'')^3 + hP^3 + iP^2 \ln s'' + jP(\ln s'')^2, \quad (11)$$

где $a = -16238,9811$; $b = 1753,783692$; $c = 4841,397764$; $d = 72,511364$; $e = 473,233916$;
 $f = 346,517107$; $g = 0,994047397$; $h = 15,55684547$; $i = 17,55822824$; $j = 7,554335415$;

P – давление, МПа; T – температура, К; s'' – удельная энтропия пар, кДж/кг·К.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (11) составила 1,05 %; средняя – 0,23 %;
RMS = 0,0305123; AAD = 0,223193; Bias = 0,0005201.

$$i''(T, P) = a + bT + c \ln P + dT^2 + e(\ln P)^2 + fT \ln P + gT^3 + h(\ln P)^3 + iT(\ln P)^2 + jT^2 \ln P, \quad (12)$$

где $a = -61605,9875$; $b = 555,3545456$; $c = -14237,4851$; $d = -1,61736599$; $e = -949,339102$;
 $f = 85,25523417$; $g = 0,001566921$; $h = -19,1995996$; $i = 2,857576715$; $j = -0,12736025$.
 Максимальная погрешность расчетов по формуле (12) составила 3,94 %; средняя – 0,9 %;
 RMS = 0,071838; AAD = 0,900835; Bias = 0,0026.

$$T(P, i'') = a + b \ln P + \frac{c}{i''} + d(\ln P)^2 + \frac{e}{(i'')^2} + \frac{f \ln P}{i''} + g(\ln P)^3 + \frac{h}{(i'')^3} + \frac{i \ln P}{(i'')^2} + \frac{j(\ln P)^2}{i''}, \quad (13)$$

где $a = 1412,804519$; $b = 6,011396425$; $c = -6,8169 \cdot 10^6$; $d = 1,719709211$; $e = 1,60984 \cdot 10^{10}$;
 $f = 168578,5974$; $g = -0,11438398$; $h = -1,3234 \cdot 10^6$; $i = -2,917 \cdot 10^8$; $j = -3997,55006$;
 P – давление, МПа; T – температура, К; i'' – удельная энтальпия пара (кДж/кг).
 Максимальная погрешность расчетов по формуле (13) составила 1,31 %; средняя – 0,63 %;
 RMS = 0,03123; AAD = 0,7357; Bias = 0,00031.

$$v''(T, P) = \frac{a + bT + cT^2 + dT^3 + eP}{1 + fT + gT^2 + hP + iP^2}, \quad (14)$$

где $a = 11349,26626$; $b = -101,331923$; $c = 0,388645546$; $d = -0,00043159$; $e = -1677,41571$;
 $f = -0,00735116$; $g = 1,34 \cdot 10^{-5}$; $h = 29,2641485$; $i = -8,74553988$.
 Максимальная погрешность расчетов по формуле составила 1,16 %; средняя – 0,186 %;
 RMS=0,017; AAD = 0,18638; Bias = 0,00083.

$$P(T, v'') = a + bT + \frac{c}{v''} + dT^2 + \frac{e}{(v'')^2} + \frac{fT}{v''} + gT^3 + \frac{h}{(v'')^3} + \frac{iT}{(v'')^2} + \frac{jT^2}{v''}, \quad (15)$$

где $a = -43,7914689$; $b = -0,31243809$; $c = 37,1684366$; $d = -0,33570824$; $e = 33,62273207$;
 $f = 0,024525312$; $g = -5,0166498$; $h = 0,027790692$; $i = -4,76792052$; $j = 0,05193873$; $k = -9,91558583$.
 Максимальная погрешность расчетов по формуле (15) составила 3,66 %; средняя – 0,72 %;
 RMS=0,0564; AAD=0,1248; Bias=0,01863.

$$T(P, v'') = \frac{a + c \ln P + e \ln v'' + g(\ln P)^2 + i(\ln v'')^2 + k \ln P \ln v''}{1 + b \ln P + d \ln v'' + f(\ln P)^2 + h(\ln v'')^2 + j \ln P \ln v''}, \quad (16)$$

где $a = -43,7914689$; $b = -0,31243809$; $c = 37,1684366$; $d = -0,33570824$; $e = 33,62273207$;
 $f = 0,024525312$; $g = -5,0166498$; $h = 0,027790692$; $i = -4,76792052$; $j = 0,05193873$; $k = -9,91558583$;
 P – давление, МПа; T – температура, К; v'' – удельный объем пара (10^3 , м³/кг).
 Максимальная погрешность расчетов по формуле (16) составила 1,70 %; средняя – 0,36 %;
 RMS=0,0232; AAD=0,081; Bias=0,00821.

Примечание: все зависимости определены в интервалах $T = 228 \dots 388$ К; $P = 0,02 \dots 0,5$ МПа.

Для чистого аммиака

$$P(T) = (a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5)^{-1}, \quad (17)$$

где $a = 35400,87068$; $b = -607,5226712$; $c = 4,170862791$; $d = -0,014313408$; $e = 2,45466 \cdot 10^{-5}$;
 $f = -1,6 \cdot 10^{-8}$.
 Максимальная погрешность расчетов по формуле (17) составила 4,74 %; средняя – 1,57 %.
 При интерполяции полиномом третьей степени (с использованием Mathcad), получаем:

$$P(T) = a + bT + cT^2, \quad (18)$$

где $a = 15,563$; $b = 0,128$; $c = 2,651 \cdot 10^{-4}$.
 Максимальная погрешность расчетов по формуле (18) составила 0,21 %; средняя – 0,1 %.
 При использовании TableCurve2D была получена зависимость:

$$T(P) = \frac{a + cP^{1/2} + eP + gP^{3/2} + iP^2}{1 + bP^{1/2} + dP + fP^{3/2} + hP^2}, \quad (19)$$

где $a = 172,3741002$; $b = 4,012016416$; $c = 1112,348848$; $d = -5,931293156$; $e = -999,4193768$;
 $f = -0,0921318$; $g = -840,6985612$; $h = 1,433287937$; $i = 680,6911909$.
 Максимальная погрешность расчетов по формуле (19) составила 0,31 %; средняя – 0,001 %.
 При интерполяции полиномом второй степени (с использованием Mathcad), получаем:

$$T(P) = a + bP + cP^2, \quad (20)$$

где $a = 243,226$; $b = 71,692$; $c = -16,369$.
 Максимальная погрешность расчетов по формуле (20) составила 0,15 %; средняя – 0,02 %.
 Так же, были получены следующие зависимости:

$$v'(T) = a + bT + \frac{c}{T} + dT^2 + \frac{e}{T^2} + fT^3 + \frac{g}{T^3} + hT^4 + \frac{i}{T^4} + jT^5, \quad (21)$$

где $a = 187129,8734$; $b = -1000,733114$; $c = -17955520,9$; $d = 3,179132197$; $e = 197167851,8$; $f = -0,006070975$; $g = 1,15705 \cdot 10^{11}$; $h = 6,46366 \cdot 10^6$; $i = -7,34332 \cdot 10^{12}$; $j = -2,95773 \cdot 10^9$.
Максимальная погрешность расчетов по формуле составила (21) 0,18 %; средняя – $8 \cdot 10^{-5}$ %.

$$v''(T) = a + bT + \frac{c}{T} + dT^2 + \frac{e}{T^2} + fT^3 + \frac{g}{T^3} + hT^4 + \frac{i}{T^4} + jT^5 + \frac{k}{T^5}, \quad (22)$$

где $a = -1,2 \cdot 10^8$; $b = 624193,9$; $c = 1,19 \cdot 10^{10}$; $d = -1890,4$; $e = -5,9 \cdot 10^{11}$; $f = 3,359873$; $g = 9,46 \cdot 10^{13}$; $h = -0,00325$; $i = -2,2 \cdot 10^{16}$; $j = 1,32 \cdot 10^6$; $k = 1,53 \cdot 10^{18}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (22) составила 0,91 %; средняя – 0,004 %.

$$i'(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 + hT^7 + iT^8 + jT^9 + kT^{10}, \quad (23)$$

где $a = 1488737,44$; $b = -35716,23635$; $c = 320,5373662$; $d = -1,05350122$; $e = -0,002223667$; $f = 2,63133 \cdot 10^{-5}$; $g = -4,91703 \cdot 10^{-8}$; $h = -1,5698 \cdot 10^{-10}$; $i = 8,71225 \cdot 10^{-13}$; $j = -1,50934 \cdot 10^{-15}$; $k = 9,51268 \cdot 10^{-19}$.
Максимальная погрешность расчетов по формуле (23) составила 0,63 %; средняя – 0,004 %.

$$i''(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 + hT^7 + iT^8, \quad (24)$$

где $a = -62565,6$; $b = 1605,334$; $c = -16,8475$; $d = 0,094158$; $e = -0,00029$; $f = 4,08 \cdot 10^{-8}$; $g = 8,74 \cdot 10^{-11}$; $h = -9,9 \cdot 10^{-13}$; $i = 8,77 \cdot 10^{-16}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (24) составила 0,023 %; средняя – 0,005 %.

$$s'(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 + hT^7, \quad (25)$$

где $a = -4680,954913$; $b = 125,4821578$; $c = -1,436998031$; $d = 0,009114402$; $e = -3,45723 \cdot 10^{-5}$; $f = 7,84229 \cdot 10^{-8}$; $g = -9,85008 \cdot 10^{-11}$; $h = 5,28459 \cdot 10^{-14}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (25) составила 0,23 %; средняя – 0,05 %.

$$v''(T) = a + bT + \frac{c}{T} + dT^2 + \frac{e}{T^2} + fT^3 + \frac{g}{T^3} + hT^4 + \frac{i}{T^4} + jT^5, \quad (26)$$

где $a = 1180747,612$; $b = -5947,728885$; $c = -140481740,3$; $d = 18,78194893$; $e = 8471625506$; $f = -0,036609132$; $g = -85568181896$; $h = 4,04248 \cdot 10^{-5}$; $i = -1,08064 \cdot 10^{13}$; $j = -1,94006 \cdot 10^{-8}$;
 P – давление, МПа; T – температура, К; v' – удельный объём жидкой фазы, $\times 10^3$, м³/кг;
 s' – удельная энтропия жидкой фазы, кДж/кг·К; v'' – удельный объём, $\times 10^3$, м³/кг;
 i'' – удельная энтальпия пара, кДж/кг.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (26) составила 0,093 %; средняя 0,019 %.

Теплофизические свойства рабочего тела АХА. Аммиак–жидкость

Далее: P – давление, МПа; T – температура, К; C_p' – удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К); v' – удельный объём жидкой фазы, $\times 10^3$, м³/кг; s' – удельная энтропия жидкой фазы, кДж/кг·К; μ' – коэффициент динамической вязкости жидкой фазы, Па·с; σ' – коэффициент поверхностного натяжения жидкой фазы, Н/м; Pr' – число Прандтля.

$$C_p'(T) = \frac{a + c \ln T + e(\ln T)^2 + g(\ln T)^3 + i(\ln T)^4}{1 + b \ln T + d(\ln T)^2 + f(\ln T)^3 + h(\ln T)^4}, \quad (27)$$

где $a = 4,190208$; $b = -0,69938$; $c = -2,92831$; $d = 0,183261$; $e = 0,76675$; $f = -0,02132$; $g = -0,08915$; $h = 0,00093$; $i = 0,003884$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (27) составила 0,015 %; средняя – 0,006 %.

$$a'(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 + hT^7, \quad (28)$$

где $a = 123,9021058$; $b = -3,23540451$; $c = 0,036023158$; $d = -0,00022129$; $e = 8,09913 \cdot 10^{-7}$; $f = -1,766 \cdot 10^{-9}$; $g = 2,12427 \cdot 10^{-12}$; $h = -1,0874 \cdot 10^{-15}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (28) составила 0,18 %; средняя – 0,09 %.

$$\mu'(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 + hT^7 + iT^8, \quad (29)$$

где $a = 1233896,747$; $b = -30744,62048$; $c = 320,3136177$; $d = -1,776597003$; $e = 0,005411241$; $f = -7,60807 \cdot 10^{-6}$; $g = -1,53994 \cdot 10^{-9}$; $h = 1,80514 \cdot 10^{-11}$; $i = -1,58398 \cdot 10^{-14}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (29) составила 11,3 %; средняя – 3,92 %

$$v'(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 + hT^7 + iT^8, \quad (30)$$

где $a = 14248,00107$; $b = -358,7149323$; $c = 3,795042516$; $d = -0,021585315$; $e = 6,90756 \cdot 10^{-5}$; $f = -1,12129 \cdot 10^{-7}$; $g = 3,57239 \cdot 10^{-11}$; $h = 1,43098 \cdot 10^{-13}$; $i = -1,4879 \cdot 10^{-16}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (30) составила 8,1 %; средняя – 2,44 %.

$$\sigma'(T) = a + bT + \frac{c}{T} + dT^2 + \frac{e}{T^2} + fT^3 + \frac{g}{T^3} + hT^4, \quad (31)$$

где $a = -23224,01307$; $b = 82,8521308$; $c = 3870912,837$; $d = -0,175648311$; $e = -354934395,1$; $f = 0,000204711$; $g = 13824704179$; $h = -1,0116 \cdot 10^{-7}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (31) составила 0,23 %; средняя – 0,06 %.

$$\text{Pr}'(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 + hT^7, \quad (32)$$

где $a = 40041,08813$; $b = -1053,238629$; $c = 11,84068393$; $d = -0,073734502$; $e = 0,000274658$; $f = -6,11958 \cdot 10^{-7}$; $g = 7,55134 \cdot 10^{-10}$; $h = -3,98099 \cdot 10^{-13}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (32) составила 2,58 %; средняя – 0,79 %.

Аммиак–пар:

Далее: P – давление, МПа, T – температура, К, C_p – удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К); λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); a'' – коэффициент температуропроводности, μ'' – коэффициент динамической вязкости пара, Па·с, ν'' – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

$$C_p''(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 + hT^7 + iT^8 + jT^9 + kT^{10}, \quad (33)$$

где $a = -261,101933$; $b = 9,249877378$; $c = -0,137508878$; $d = 0,001097414$; $e = -4,71838 \cdot 10^{-6}$; $f = 6,86816 \cdot 10^{-9}$; $g = 3,38336 \cdot 10^{-11}$; $h = -2,13684 \cdot 10^{-13}$; $i = 5,30891 \cdot 10^{-16}$; $j = -6,60639 \cdot 10^{-19}$; $k = 3,39317 \cdot 10^{-22}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (33) составила 0,02 %; средняя – 0,01 %.

$$\lambda''(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6 + hT^7 + iT^8 + jT^9 + kT^{10} \quad (34)$$

$a = -669100,6204$; $b = 21500,82942$; $c = -290,9341358$; $d = 2,084642939$; $e = -0,00764597$; $f = 4,88786 \cdot 10^{-6}$; $g = 8,27047 \cdot 10^{-8}$; $h = -3,95456 \cdot 10^{-10}$; $i = 8,68603 \cdot 10^{-13}$; $j = -9,83768 \cdot 10^{-16}$; $k = 4,64312 \cdot 10^{-19}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (34) составила 0,11 %; средняя – 0,04 %.

$$a''(T) = a + \frac{b}{T} + \frac{c}{T^2} + \frac{d}{T^3} + \frac{e}{T^4} + \frac{f}{T^5} + \frac{g}{T^6} + \frac{h}{T^7}, \quad (35)$$

где $a = -9168,382209$; $b = 17800269,29$; $c = -14789386111$; $d = 6,82095 \cdot 10^{12}$; $e = -1,88759 \cdot 10^{15}$; $f = 3,13793 \cdot 10^{17}$; $g = -2,90624 \cdot 10^{19}$; $h = 1,15972 \cdot 10^{21}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (35) составила 0,90 %; средняя – 0,22 %.

$$\mu''(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 + gT^6, \quad (36)$$

где $a = -14,7926791$; $b = 0,290477721$; $c = -0,00220782$; $d = 8,56005 \cdot 10^{-6}$; $e = -1,7274 \cdot 10^{-8}$; $f = 1,61622 \cdot 10^{-11}$; $g = -4,2998 \cdot 10^{-15}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (36) составила 0,06 %; средняя – 0,02 %.

$$\nu''(T) = a + bT + \frac{c}{T} + dT^2 + \frac{e}{T^2} + fT^3 + \frac{g}{T^3} + hT^4, \quad (37)$$

где $a = -954545,6884$; $b = 3219,01075$; $c = 170062129,4$; $d = -6,517896307$; $e = -16869459328$; $f = 0,007333532$; $g = 7,19608 \cdot 10^{11}$; $h = -3,53562 \cdot 10^{-6}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (37) составила 0,22 %; средняя – 0,06 %.

$$\text{Pr}''(T) = a + \frac{b}{T} + \frac{c}{T^2} + \frac{d}{T^3} + \frac{e}{T^4} + \frac{f}{T^5} + \frac{g}{T^6} + \frac{h}{T^7} + \frac{i}{T^8}, \quad (38)$$

где $a = 377,067$; $b = 2878802$; $c = -6,3 \cdot 10^9$; $d = 5,38 \cdot 10^{12}$; $e = -2,5 \cdot 10^{15}$; $f = 6,83 \cdot 10^{17}$; $g = -1,1 \cdot 10^{20}$; $h = 1,01 \cdot 10^{22}$; $i = -3,9 \cdot 10^{23}$.

Максимальная погрешность расчетов по формуле (38) составила 0,46 %; средняя – 0,19 %.

Вывод. Известные результаты экспериментальных исследований термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора обработаны с помощью достаточно простых аппроксимационных зависимостей и удовлетворительной для инженерных и оценочных расчетов точностью. Полученные зависимости могут широко использоваться при расчете и анализе циклов водоаммиачных холодильных машин и тепловых насосов.

Литература

1. Богданов С.Н., Бурцев С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ. – СПб.: СПбАХТП. – 1999. – 320 с.
2. Кирьянов Д.В. Mathcad 12. – СПб.: БХВ-Петербург. – 2005. – 576 с.
3. Иванов О.П., Мамченко В.О. Уравнение для нахождения теплофизических свойств воды и некоторых хладагентов в зависимости от температуры. – Холодильная техника. – 1977. – № 3. – С.32-33.

РОЗДІЛ 4

НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ТЕХНОЛОГІЇ
В ХАРЧОВІЙ І ПЕРЕРОБНІЙ ПРОМИСЛОВOSTІ

ИССЛЕДОВАНИЕ МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ СУХОМ ПОСОЛЕ РЫБЫ

Бестужев А.С., канд. техн. наук, доцент, Фатыхов Ю.А., д-р техн. наук, профессор,
Суслов А.Э., канд. техн. наук, доцент, Балашов С.О., инженер
ФГОУ ВПО «Калининградский государственный технический университет», г. Калининград

В работе приводятся экспериментальные данные по комбинированному сухому посолу семги. Исследовалась кинетика просаливания рыбы и образования тузлука

The paper presents experimental data combined salmon dry salting. The kinetics of fish salting and brine formation has been investigated

Ключевые слова: посол, тузлук, кинетика просаливания рыбы.

Исследования проводились на образцах охлажденной баренцевоморской семги зимнего (декабрьского) вылова. Рыба характеризовалась следующими показателями: плотность — $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$, содержание воды — 74,6 %, липидов — 5,43 %.

Для посола использовались куски разделанной на пласт с удаленной хребтовой костью рыбы. С целью повышения достоверности получаемых результатов производился одновременный сухой посол двух половин разделанной, как указано выше, рыбы. Масса обоих образцов составляла соответственно 926 г и 908 г. Масса соли — 20 % от массы рыбы. Погрешность полученных результатов оказалась небольшой (менее 5 %), поэтому данные усреднялись.

Изменение содержания соли в различных по толщине слоях рыбы с интервалом 2 часа приведено на рис. 1.

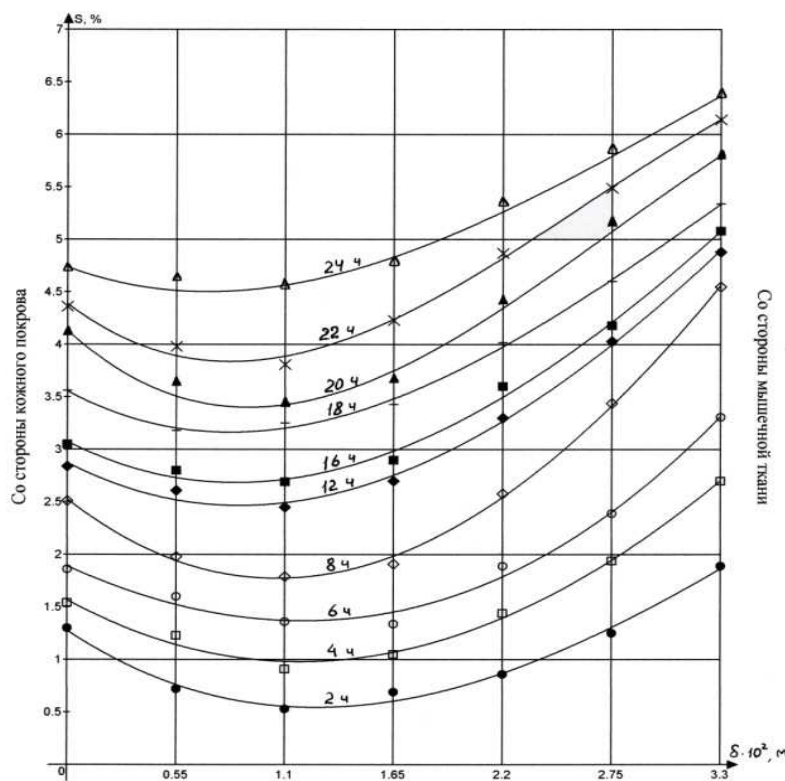


Рис. 1 – Изменение солесодержания по толщине мяса семги

Численные значения содержания соли в различных по толщине слоях рыбы в зависимости от времени и температуры приведены в табл. 1, а кривые кинетики просаливания различных слоев семги приведены на рис. 2.

Таблица 1 – Зависимость среднеобъемной солёности от времени посола

Время, ч	$\Sigma S, \%$	Среднеобъемная солёность, %
0	2,1	0,21
1	4,81	0,49
2	7,24	0,74
3	9,23	0,94
4	10,8	1,1
5	12,4	1,27
6	13,8	1,4
7	16,1	1,64
8	18,8	1,91
10	20,9	2,13
12	22,8	2,33
14	23,8	2,43
16	24,3	2,48
17	25,3	2,58
18	27,2	2,77
19	28,8	2,94
20	30	3,06
21	31,1	3,18
22	32,9	3,35
23	34,7	3,54
24	36,1	3,68

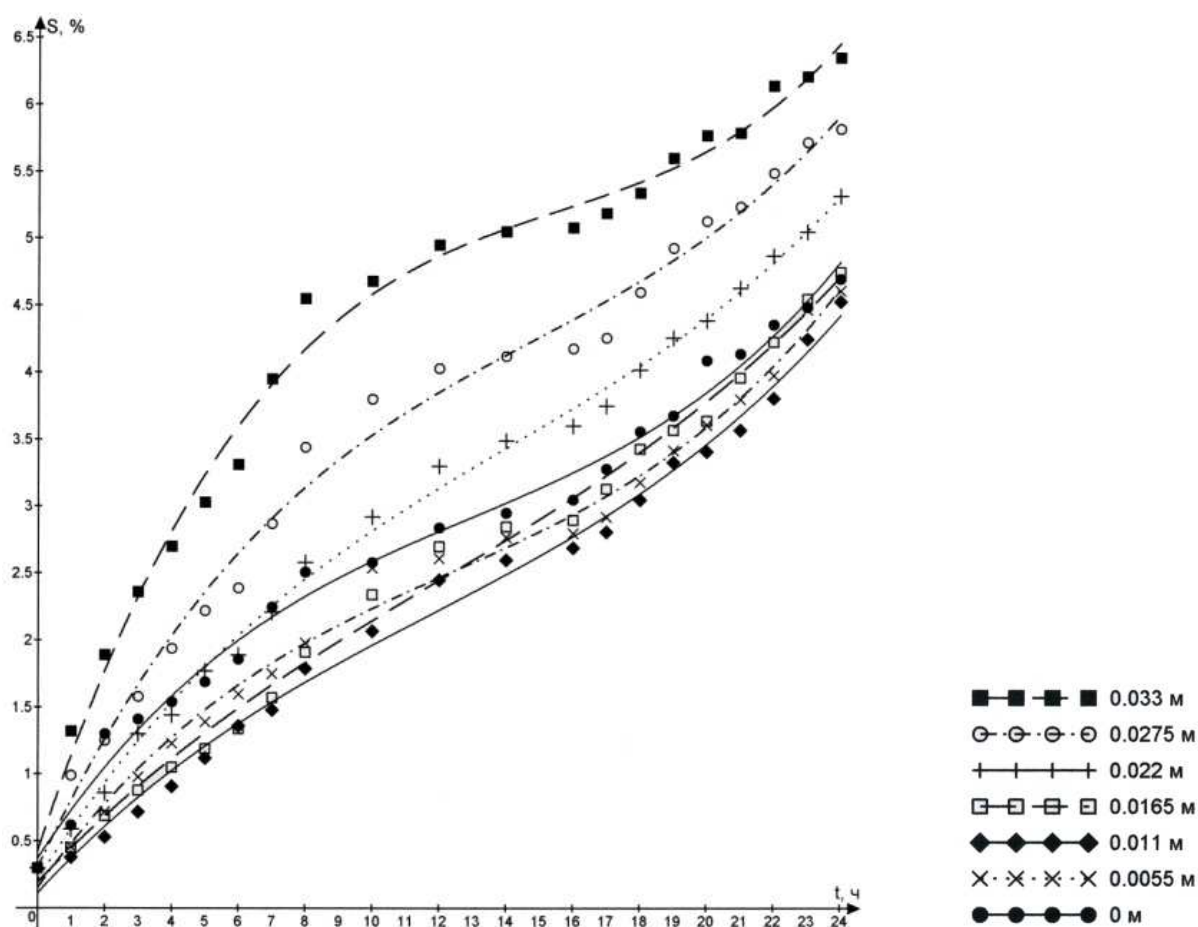


Рис. 2 – Кривые кинетики просаливания слоев сёмги

Как видно из приведенных кривых, содержание соли в слоях со стороны кожного покрова заметно ниже, чем со стороны мышечной ткани. Это объясняется меньшей проницаемостью кожи для диффузии через нее соли, чем мышечной ткани и наличием жира в подкожном слое. Из рисунка видно, что минимум солесодержания во всех случаях смещен в сторону кожного покрова, находясь от него на расстоянии приблизительно 1/3 толщины рыбы.

Из рис. 2 видно, что все кривые имеют точку перегиба, соответствующую времени перехода от второй к третьей стадии посола (16–17 часов).

На основании полученных данных определено изменение среднеобъемной солёности сёмги со временем по формуле [3]:

$$S^H = \frac{b \cdot (S_{(0,\tau)}^H + S_1^H + S_2^H + \dots + S_n^H)}{n+1}, \quad \% \quad (1)$$

где $S_{(0,\tau)}^H$ — солёность в центре рыбы, %;

$S_1^H, S_2^H \dots S_n^H$ — величина солёности в слоях по толщине рыбы, %.

Все значения солёности взяты из экспериментальных данных. Эмпирический коэффициент $b = 0,816$, так как солёность всех слоев меньше 6,5 % [3].

Изменение среднеобъемной солёности со времени приведено в табл. 1.

Как видно из таблицы, после 24 часов посола комбинированным способом, среднеобъемная солёность рыбы составила 3,68 %, что соответствует малосолёной продукции (от 3...6 %) по классификации АтлантНИРО [1].

Представляет интерес кинетика образования тузлука при данном способе посола рыбы, которая приведена на рис. 3.

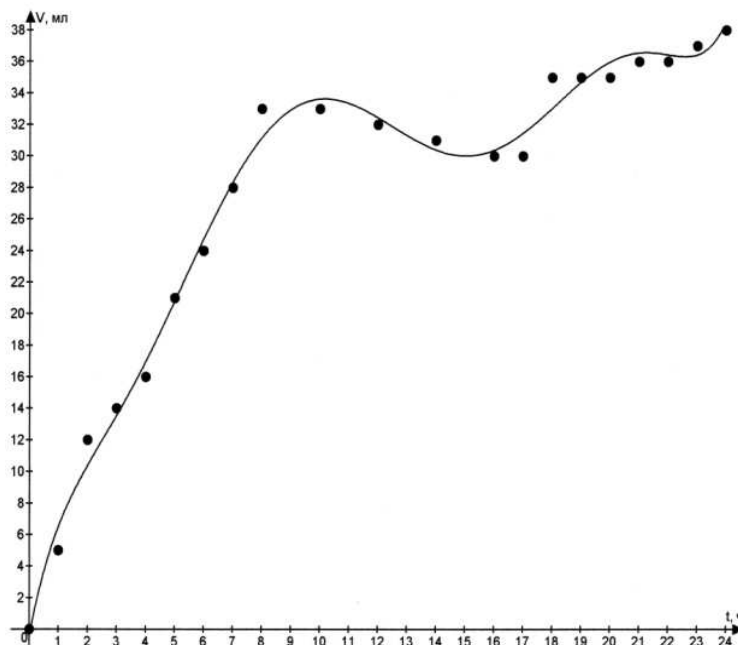


Рис. 3 – Кинетика образования тузлука

Взаимосвязь количества образовавшегося тузлука V от времени τ получена с помощью вышеуказанной компьютерной программы. Уравнение регрессии имеет вид полиномиальной модели второго порядка, описывающей процесс (множественный коэффициент детерминации ($R^2 = 0,95$) в натуральных значениях факторов

$$V = -0,025\tau^2 + 2,198\tau + 0,476 \quad (4)$$

Как видно из рис. 3, на первом этапе посола при температуре плюс 1 °С, количество образовавшегося тузлука интенсивно возрастает (почти линейная зависимость от времени). Затем, на второй стадии посола при температуре минус 22 °С, количество тузлука уменьшается более чем на 9 %, что вызвано переходом части воды в кристаллическое состояние. Так как кристаллообразование начинается с поверхности тузлука, то увеличивается его концентрация в пограничном слое у поверхности рыбы. Как показывают

опытные данные, это увеличение составляет приблизительно 20 % и 16 % со стороны кожного покрова и мышечной ткани, соответственно. Повышение концентрации соли увеличивает скорость внешней диффузии соли из тузлука в рыбу и ускоряет процесс посола.

Готовый продукт представляет собой малосолёную деликатесную продукцию с высокими вкусовыми качествами, сочной и нежной консистенцией. Содержание соли в рыбе составляет 3,68 %, буферность 68 град., азот летучих оснований 12,7 мг %.

Таким образом, выполненные исследования подтверждают возможность получения высококачественной малосолёной продукции из сёмги в течении 24 часов.

Выводы

В соответствии с предложенным способом комбинированного сухого посола рыбы проведены экспериментальные исследования нового способа посола, установлены кинетические зависимости процесса и взаимосвязь влияющих факторов, подтверждена возможность получения качественной деликатесной продукции в течение 24 часов в условиях заданного температурного режима.

Литература

1. Баранов В.В., Бражная И.Э., Гроховский В.А. и др. Технология рыбы и рыбных продуктов: под ред. А.М. Ершова. СПб, ГИОРД, 2006. – 944 с.
2. Бестужев А.С., Фатыхов Ю.А., Эрлихман В.Н. Комбинированный способ посола рыбы. Инновации в науке и образовании – 2007: междунар. научн.-практ. конф.: труды. Калининград, КГТУ. – 2007. – Часть 1. – С. 381-382.
3. Ершов А.М., Ершов М.А. Современные методы расчета технологических процессов: Методические указания и контрольные задания для студентов заочников высших учебных заведений по специальности 271000. Мурманск, МГТУ – 2004. – 25 с.

УДК 621.576:664.8.037.1

ВПЛИВ РЕЖИМІВ ВАКУУМНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ НА ЗБЕРЕЖЕНІСТЬ ТА ЯКІСТЬ ПЛОДІВ ЧЕРЕШНІ

Арестов А.Ю., аспірант, Ломейко О.П., канд. техн. наук, доцент
Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь

Однією з основних задач сьогодення є забезпечення населення якісними продуктами харчування. Це залежить, насамперед, від якості зберігання продукції. Було встановлено, що при швидкому охолодженні рослинної сировини, хіміко-біологічні процеси протікають менш інтенсивно. А аналіз існуючих способів охолодження показав, що найбільш ефективно використовувати вакуумне охолодження рослинної сировини.

One of the primary goals of present time is population maintenance with a qualitative foodstuff. It depends first of all on quality of storage of production. It has been defined, that at fast cooling of vegetative raw materials, chemical and biological processes proceed less intensively. The analysis of existing ways of cooling has shown what most effectively to use vacuum cooling of vegetative raw materials.

Ключові слова: вакуумний охолоджувач, режими охолодження, рослинна сировина, якість продукції.

Найбільш популярною плодовою культурою Півдня України є черешня. В плодах черешні окрім високого вмісту легкозасвоюваних сахаров містяться органічні кислоти, полісахариди; із мікро- і макроеlementів — натрій, калій, марганець, фосфор, залізо. Крім того, темнозабарвлені сорти багаті не тільки загальною сумою біологічно активних речовин фенольної природи, але і антоціанами, що є в організмі людини акцепторами вільних радикалів та інгібіторами ланцюгових реакцій, радіопротекторними речовинами. Це обумовлює необхідність використання в раціоні харчування плодів черешні тривалий час [1, 2].

Південь України має великі природні можливості для збільшення виробництва черешні. Між тим, дана культура характеризується обмеженим строком споживання і переробки у свіжому вигляді завдяки низькій лежкоздатності плодів.

Консервуючи харчові продукти, можна припинити, або сповільнити діяльність мікроорганізмів, а також зруйнувати ферментну систему й у такий спосіб запобігти небажаній зміні продуктів. Проаналізува-

вши способи і методи консервування було встановлено, що найбільш доцільно використовувати швидке охолодження або заморожування, основані на принципі анабіозу, тому що ці способи дозволяють зберігати продукт тривалий час практично не змінюючи його фізичних, хімічних і якісних властивостей [3, 4]. Але найбільш універсальним для рослинної сировини є охолодження, найбільш перспективним видом якого є вакуумне охолодження.

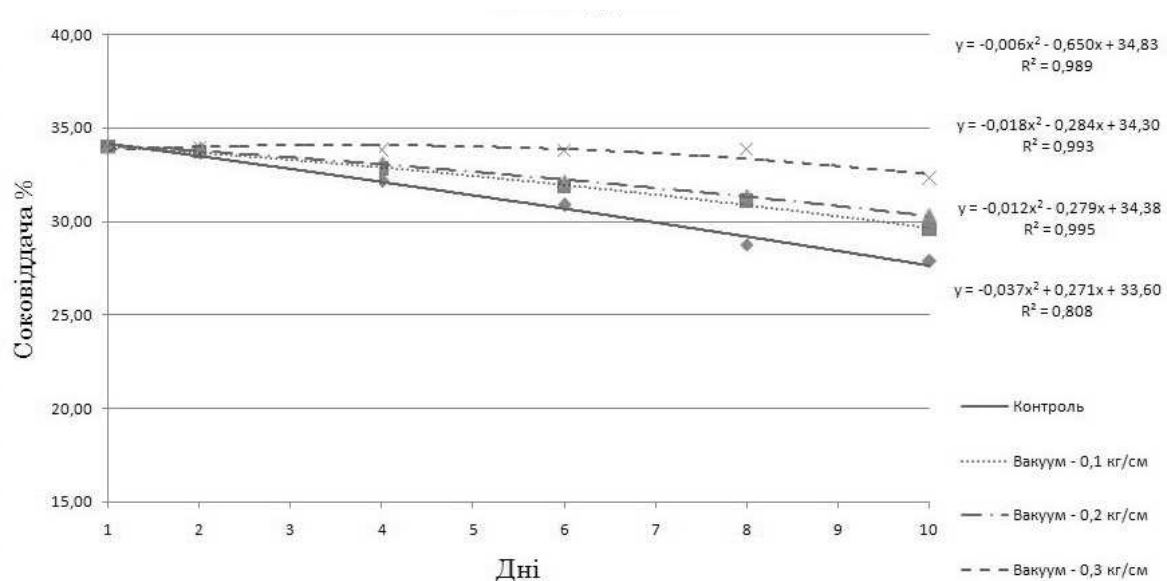


Рис. 1 – Соковіддача плодів черешні до і після обробки вакуумним охолодженням на різних режимах

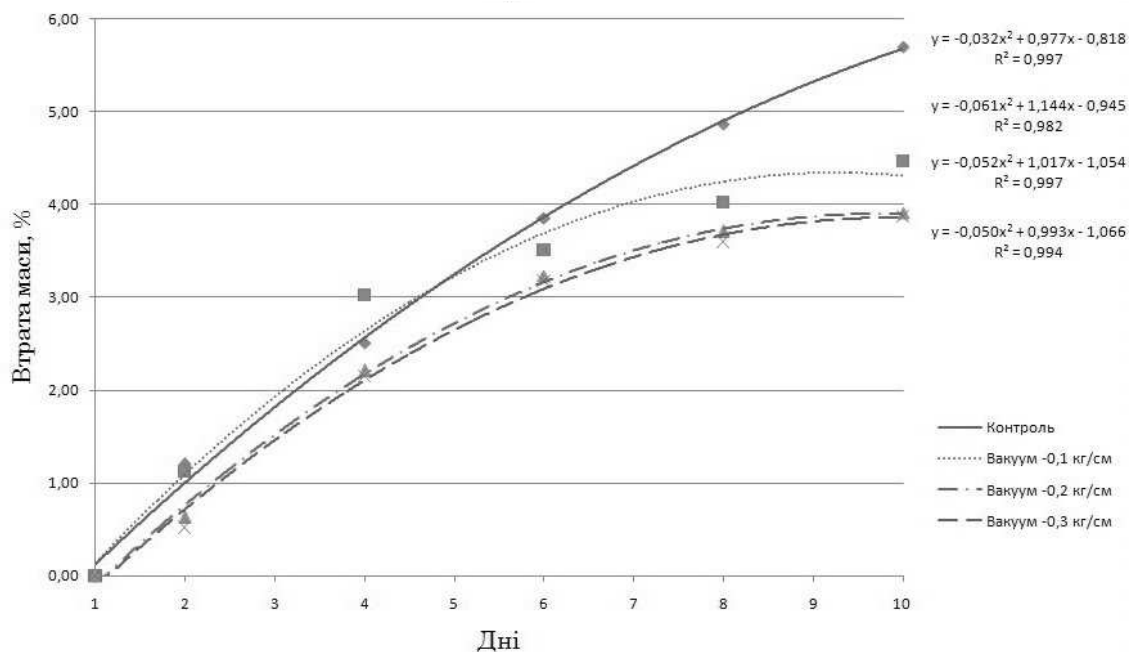


Рис. 2 – Втрата маси плодів черешні до і після обробки вакуумним охолодженням на різних режимах

Тому було вирішено провести дослідження вакуумного охолодження плодів черешні з метою отримання оптимальних режимів, при яких можна отримати більш довгий строк зберігання плодів черешні з високими якісними і товарними показниками.

Для дослідження було відібрано районовані сорти черешні середнього та пізнього сорту достигання такі як «Франс» і «Мелітопольська чорна».

Вакуумне охолодження проводилось за трьома варіантами режимів охолодження, а саме:

1. Охолодження до 2 °С при тиску — 0,1 кг/см².
2. Охолодження до 2 °С при тиску — 0,2 кг/см².
3. Охолодження до 2 °С при тиску — 0,3 кг/см².

За контроль брались плоди, які не піддавались вакуумному охолодженню, і які відразу розташовувались в холодильній камері при температурі 2 °С. Термін проведення дослідження складав 10 днів.

Було визначено наступні показники за стандартними методиками: соковіддача, втрата маси, вміст вітаміну С, вміст сахарів, інтенсивність дихання.

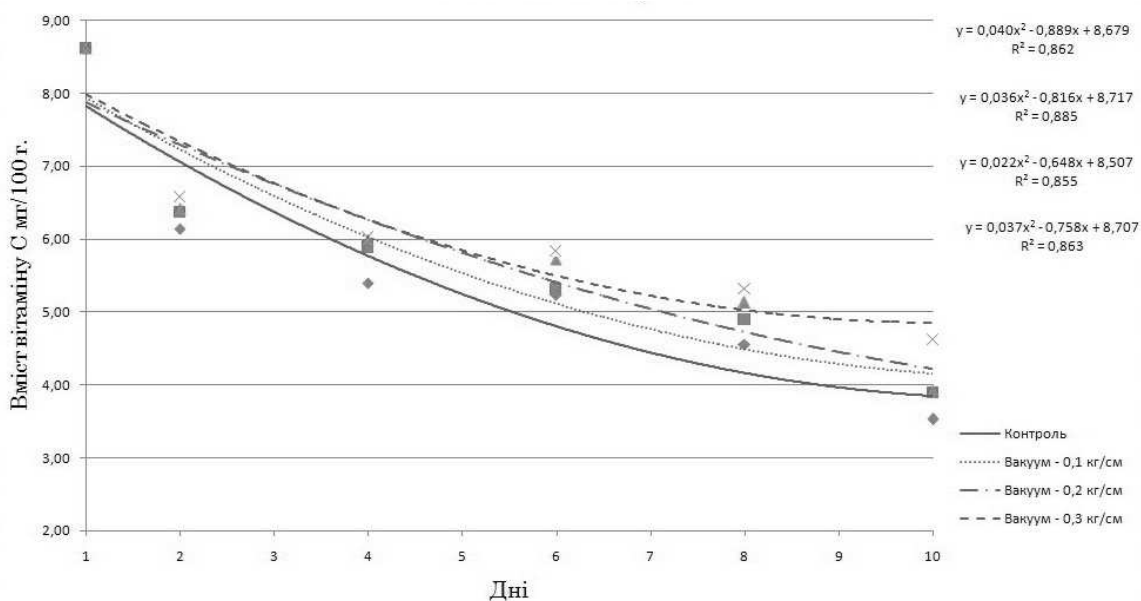


Рис. 3 – Визначення вмісту вітаміну С плодів черешні до і після обробки вакуумним охолодженням на різних режимах

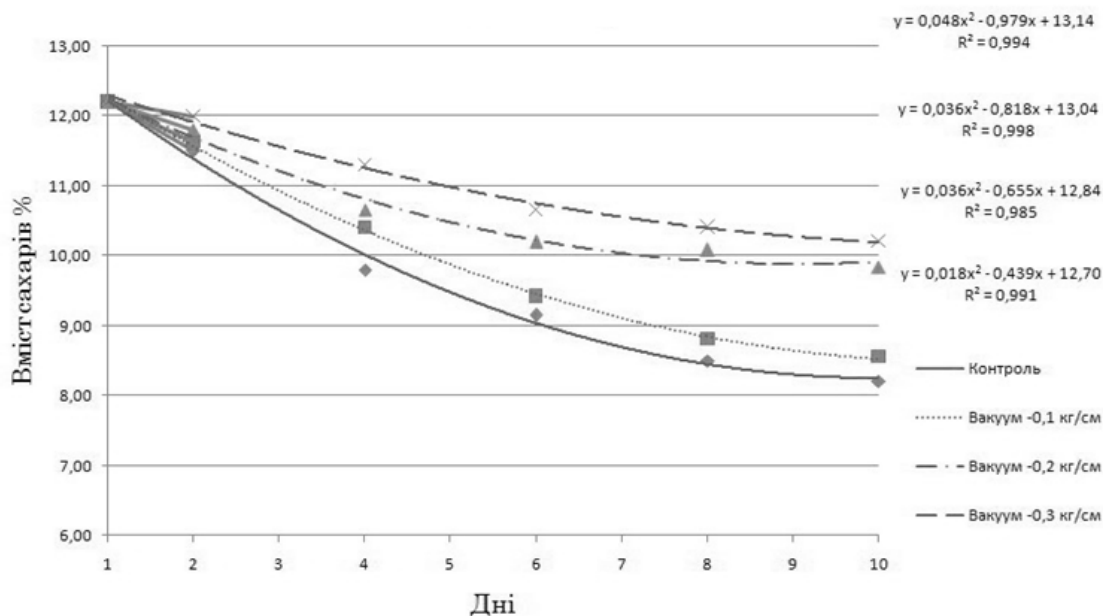


Рис. 4 – Визначення вмісту сахарів плодів черешні до і після обробки вакуумним охолодженням на різних режимах

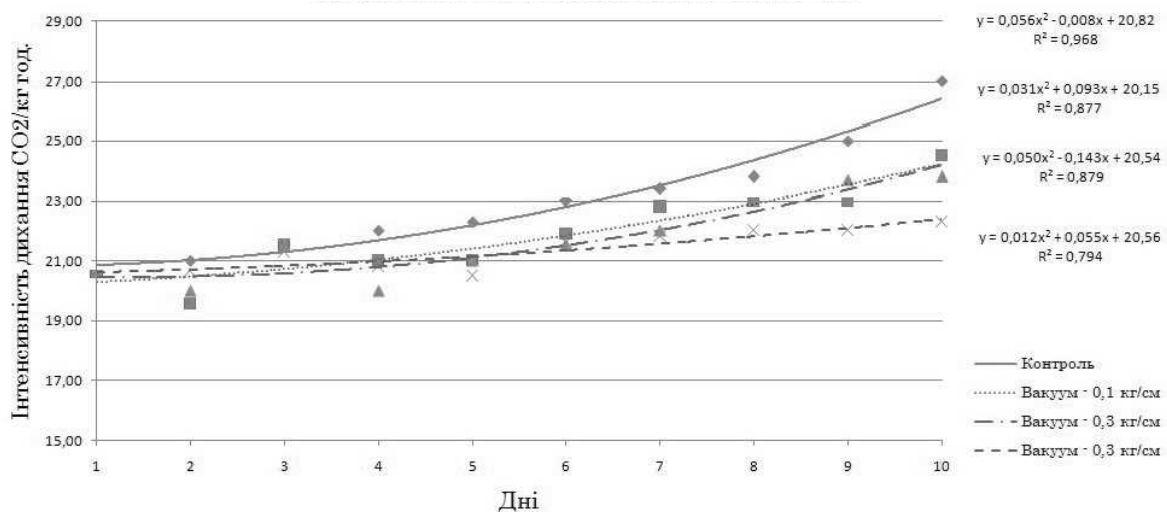


Рис. 5 – Визначення інтенсивності дихання плодів черешні до і після обробки вакуумним охолодженням на різних режимах

Дані були оброблені з використанням методів статистичного аналізу Доспехова Б.А. за допомогою програми Microsoft Excel 2007 [5].

Аналіз отриманих даних свідчить про доцільність проведення подальших досліджень з метою отримання достовірних даних щодо якості плодів черешні, що піддавалися вакуумному охолодженню. Подальші дослідження ґрунтуються на розширенні сортового діапазону плодів черешні та розширенні діапазону режимів вакуумного охолодження.

Висновки

Аналізуючи отримані дані в результаті проведення досліджень над плодами черешні було встановлено, що вакуумне охолодження позитивно сприяє на збереженість плодів, а саме на якісні показники, серед яких було досліджено наступні: соковіддача, втрата маси, вміст вітаміну С, вміст сахарів, інтенсивність дихання та проведені органолептичні показники.

Результати досліджень показали, що найбільш доцільно використовувати швидке вакуумне охолодження у камері при використанні вакуумного тиску на рівні 0,3 кг/см², при охолодженні до температури 2 °С.

Література

1. Гореньков Э.С. Технологии холодильной обработки и транспортирования плодов и овощей / Э.С. Гореньков // Пищевая промышленность. 1997. – № 9. – С. 53-54.
2. Гудковский В.А. Длительное хранение плодов / Гудковский В.А. – Алма-Ата: Кайнар, 1978. – 152 с.
3. Консервирование пищевых продуктов холодом / Рогов И.А., Куцакова В.Е., Филиппов В.И., Фролов С.В. – М.: Колос, 1999. – 176 с.
4. Коробкина З.В. Прогрессивные методы хранения плодов и овощей / Коробкина З.В. – К.: Урожай, 1989. – 168 с.
5. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). – 5-е изд., доп. и перераб. / Доспехов Б.А. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ СКЛАДА-ХОЛОДИЛЬНИКА НА М'ЯСОКОМБІНАТІ

Жуковський Е.Й., д-р техн. наук, професор, Чабаров В.О., канд. техн. наук, доцент,
Шевченко З.І., канд. екон. наук, доцент
Одеська національна академія харчових технологій, м Одеса

Розглядається проблема розрахунку параметрів функціонування потоково-транспортних систем (ПТС) складів-холодильників м'ясокомбінатів на основі аналітичного моделювання і використання теорії масового обслуговування.

The problem of calculation of parameters of functioning of stream-transport systems of compositions-refrigerators of meat is examined on the basis of analytical design and use of theory of mass service.

Ключові слова: склад-холодильник, потоково-транспортні системи, черга транспортних засобів, система масового обслуговування (СМО), інтенсивність вантажопотоків, канал обслуговування, фаза обслуговування, термін обслуговування транспортних засобів.

Особливістю функціонування м'ясокомбінатів є значні обсяги вантажопотоків, в основному сировини, які потребують спеціальних умов зберігання у складах-холодильниках.

При проектуванні потоково-транспортних систем (ПТС) складів-холодильників можливо використовувати методи розрахунків які базуються на трьох характерних видах аналітичних моделей.

Перша модель відбиває явища надходження й переробки тарно-штучних вантажів як детерміновані; за структурою моделі й вхідної інформації видно, що прибуття вантажопотоків протягом доби приймається рівномірним, а продуктивність обслуговуючих механізмів вважається постійною, що суперечить реальним явищам. Наприклад, формула для визначення кількості вантажно-розвантажувального встаткування (N) у фазі має вигляд:

$$N = \frac{Q_{\text{сум}}}{q_n \cdot T}, \quad (1)$$

де $Q_{\text{сум}}$ — добовий вантажопотік, т;

q_n — продуктивність устаткування, т/ч;

T — кількість годин роботи встаткування протягом доби, год.

Друга модель також відображає явище переробки вантажів на складах-холодильниках як детерміноване, але в структуру залежності введені добові або місячні коефіцієнти, що дозволяють у деякій мірі врахувати нерівномірність прибуття вантажопотоків і роботи обслуговуючих механізмів. Однак величини поправочних коефіцієнтів змінюються в широких межах і не враховують стохастичність процесів протягом доби, що служить головною причиною утворення черги. До того ж не існує наукових рекомендацій щодо користування наведеними коефіцієнтами. У таблиці наведений ряд коефіцієнтів нерівномірності, використовуваних у детермінованих розрахунках, а також діапазон їхньої зміни, прийнятих у різних авторів. У переважній більшості випадків вантажопотоки надходять на склад-холодильник нерівномірно як по величині партій, так і по моментах часу, а обслуговуючі механізми обробляють кожну партію також за випадкові проміжки часу в силу того, що коливаються продуктивність механізмів і величини партій вантажів. Тому використання такої розрахункової моделі приводить до значних помилок у визначенні типу, продуктивності і кількості необхідного устаткування.

Третя модель передбачає використання апарата теорії масового обслуговування, що дозволяє врахувати й навіть розрахувати таке явище, як утворення черги транспортних засобів. Дана модель дає більш високу точність розрахунку. Прикладом такого підходу служить розрахунок $Z_{\text{оч}}$, наведений нижче. Як свідчить проведені дослідження, надходження й обслуговування складських вантажопотоків носить характер масового обслуговування. А наявність того факту, що кожна заявка, що надійшла, незалежно від величини черги буде обов'язково прийнята на обслуговування, дозволяє віднести склади-холодильники до систем масового обслуговування (СМО) з очікуванням. Взагалі СМО характеризується структурою, що складається з наступних елементів: вхідного потоку заявок; черги заявок, що очікують обслуговування; дисципліни черги; механізму обслуговування. Наведена структура для складської системи ускладнюється, оскільки склади-холодильники складаються з ряду послідовно й паралельно зв'язаних каналів (механізмів) обслуговування. Паралельна робота елементів устаткування описується у вигляді многоканаль-

ної СМО, що відповідають технологічним циклам окремих одиниць. Послідовне включення одиниць устаткування або їхніх груп у технологічний процес складування вантажів у холодильниках приводить до багатофазних СМО (табл. 1).

Таблиця 1 – Аналітичні методи розрахунку характеристик складських систем

Формула розрахунку	Вхідні й вихідні величини	Значення коефіцієнта нерівномірності	Автори розрахунку
1	2	3	4
$N_m = \frac{Q \cdot K_n}{q_z \cdot T \cdot K_{\text{вр}}}$	Q – вантажообіг за розрахунковий період (змину, добу, місяць), т;	Для основних матеріалів однородного характеру $K_n = 1,1-1,2$	М.А. Александров Б.Н. Гамалея
	K_n – коефіцієнт нерівномірності вантажного потоку;		
	q_z – продуктивність транспортно-го засобу, т/ч;	Для допоміжних матеріалів $K_n = 1,4-1,5$	
	T – тривалість періоду, год;	Для сировини і матеріалів пов'язаних із сезонністю заготівель і доставки $K_n = 1,6-2,5$	
	$K_{\text{вр}}$ – коефіцієнт використання часу розрахункового періоду;		
	N_m – кількість транспортних засобів		
$Q_{\text{сут}} = \frac{Q_z}{T} \cdot K_n$	Q_z – річний вантажопотік, т;	K_n приймає значення 1 і більше	О.Б. Маликов
	K_n – коефіцієнт нерівномірності по прийому або видачі вантажів, що враховує коливання вантажопотоків		
	T – річний фонд робочого часу, дні;		
	$Q_{\text{сут}}$ – добовий вантажопотік, т		
$M_{\text{ч}} = \frac{M}{\tau_{\text{сут}}} \cdot K_n$	M – добова продуктивність системи обслуговування, т;	$K_n = 1,2$	Н.А. Левачев
	K_n – коефіцієнт нерівномірності перевезень протягом доби;		
	$\tau_{\text{сут}}$ – кількість годин роботи протягом доби;		
	$M_{\text{ч}}$ – годинна продуктивність системи обслуговування, т;		
$N_m = \frac{24 \cdot P_{\text{в}} \cdot K_n}{\sum_{i=1}^n t_i}$	$P_{\text{в}}$ – кількість вагонів в одній подачі;	$K_n = 1,0-1,25$	С.С. Азриєлович
	K_n – коефіцієнт нерівномірності подачі вагонів під навантаження розвантаження;		
	t_i – час робочого циклу по виконанню i – ї операції, год		
	N_m – кількість вагонів, що перевантажуються протягом доби		
$H_{\text{мп}} = \frac{Q_z \cdot K_n}{365 \cdot q_{\text{зр}}}$	Q_z – річний вантажопотік, т;	$K_n = 1,2-1,5$	Г.М. Демичев
	K_n – коефіцієнт нерівномірності прибуття або відправлення вантажів		
	$Q_{\text{зр}}$ – середня вантажопідйомність транспортного засобу, т;		
	$N_{\text{мп}}$ – кількість транспортних засобів		

Особливістю завдань теорії масового обслуговування є випадковий характер досліджуваних явищ. Кількість заявок на обслуговування й інтервали часу між їхніми надходженнями, а також тривалість обслуговування — випадкові. Основним завданням систем цього класу є встановлення кількісних характе-

ристик функціонування СМО (кількість заявок, що обслуговують і перебувають у черзі, часу обслуговування й т.д.) і їхня залежність від параметрів вхідного потоку й структури самої системи обслуговування. У більшості випадків не вдається побудувати просту математичну модель, що дозволяє в аналітичному виді визначити показники ефективності функціонування. Однак в окремих випадках таку математичну модель вдається створити. Наприклад, коли для будь-якого моменту часу ($t \in T$) імовірнісні характеристики досліджуваного процесу в майбутньому залежать тільки від його стану в цей момент часу t і не залежать від того, коли і як система опинилася в цьому стані. Інакше кажучи, математичний аналіз роботи СМО полегшується, якщо процес цієї роботи — марковський (теорія ймовірності). Для цього досить, щоб всі потоки подій (потоки заявок, потоки «обслуговування»), що переводять систему зі стану в стан, були найпростішими. На практиці марковські процеси в «чистому» виді не зустрічаються, досить часто доводиться мати справу з процесами, для яких вплив передісторії можна зневажити.

На рис. 1 наведена параметрична схема склада-холодильника м'ясокомбінату як об'єкта регулювання.



Рис. 1 – Параметрична схема об'єкта регулювання

У переважній більшості робіт щодо цієї проблеми розглядається пуассонівський вхідний потік, у якому ймовірність надходження в проміжок часу t кількість заявок K задається формулою Пуассона:

$$P_k(t) = \frac{(\lambda \cdot t)^k}{K!} \cdot e^{-\lambda t}, \lambda > 0, \quad (2)$$

де λ — інтенсивність потоку.

Причина цього криється в тім, що для інших видів закону розподілу вхідного потоку ще не отримані аналітичні залежності для кількісної оцінки якості функціонування СМО.

Для визначення пропускної здатності системи необхідно задати механізм обслуговування (час обслуговування), що також є випадковим процесом. Це результат нестабільної роботи обслуговуючого устаткування, наявна можливість виходу його з ладу, неідентичності заявок (вантаж надходить до вантажно-розвантажувального фронту і транспортного засобу різної вантажопідйомності) і інших причин. У більшості випадків думають, що тривалість обслуговування різних заявок є незалежною випадковою величиною, що має однаковий розподіл.

У теоретичних і практичних дослідженнях найбільше поширення одержав показовий закон. У цьому випадку спрощуються результати розрахунків, тоді як розробка методів рішення цих завдань при довільному законі розподілу часу обслуговування особливо систем з декількома каналами обслуговування, які функціонують паралельно, зв'язана зі значними труднощами. При показовому законі функція розподілу має такий вигляд:

$$F(t) = 1 - e^{-\mu t}, \quad (3)$$

де $\mu = \frac{1}{M[t_{обс}]}$ — інтенсивність обслуговування;

$M[t_{обс}]$ — математичне очікування часу обслуговування заявок.

Якщо умови утворення й обслуговування черги не занадто складні (у випадку двофазної одноканальної або однофазної багатоканальної системи), то показники якості функціонування (середня довжина черги $Z_{оч}$, кількість заявок у складській системі Z , тобто в черзі й безпосередньо на обслуговуванні) можуть бути знайдені аналітичними методами, виходячи з умови пуассоновського розподілу вхідного потоку й показового розподілу часу обслуговування (рис. 2).

Аналітична залежність по визначенню показників якості функціонування має вигляд:

$$Z_{оч} = \lambda \cdot t_{оч}; \quad (4)$$

$$Z = \lambda \cdot t_{обс}; \quad (5)$$

де $t_{оч}$, $t_{обс}$ — середній час перебування транспорту в черзі й безпосередньо в системі

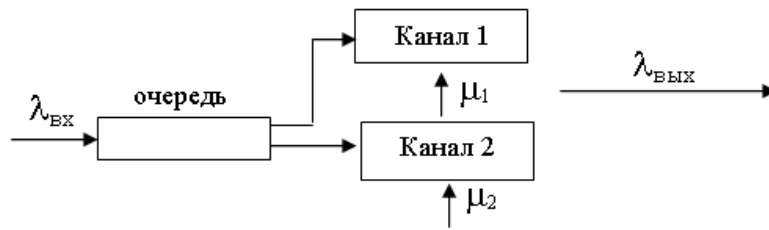


Рис 2 – Структура однофазної дві каналної системи

$\lambda_{вх}, \lambda_{вых}$ — інтенсивність вхідного й вихідного вантажопотоків;

μ_1, μ_2 — інтенсивність обслуговування.

У свою чергу:

$$t_{обс} = t_{оч} + \frac{1}{\mu}; \quad (6)$$

$$T_{оч} = \frac{Z_{ог}}{\lambda}; \quad (7)$$

$$Z_{ог} = \frac{Po(1) \cdot (\lambda / \mu)^k \cdot \rho}{K!(1-\rho)^2}, \quad (8)$$

де $Po(1)$ — імовірність перебування в складській системі одного транспортного засобу ($=1$) у момент часу $t = 0$;

$\rho = \frac{\lambda}{K\mu}$ — навантаження складської системи;

$K = 2$ — кількість каналів обслуговування у фазі.

$$Po(1) = \left[\sum_{n=0}^{k+1} \frac{(\lambda / \mu)^n}{n!} + \frac{(\lambda / \mu)^k}{K!} \cdot \frac{1}{1-\rho} \right]^{-1}. \quad (9)$$

Загальною рисою розглянутих моделей є незначне число можливих станів, і характеристики складської системи обчислюють рішенням системи лінійних рівнянь. Складність з'являється при зростанні числа стоянь. У цьому випадку визначають можливість відомості системи рівнянь до систем відомого виду, для яких розроблені більше ефективні алгоритми обчислення. Якщо ж не вдається спростити систему, необхідно вдаватися до методу статистичного або імітаційного моделювання.

Виводи

1. Результати досліджень показали, що прості аналітичні моделі не дозволяють точно розрахувати параметри обробки вантажів на складі-холодильнику м'ясокомбіната в зв'язку з випадковим характером їх надходження та терміном обслуговування

2. Метод теорії масового обслуговування дозволяє в значній мірі врахувати імовірностний характер надходження вантажів на склад-холодильник і термін їх обслуговування. У випадку ускладнення характеристик потоків вантажів і структури складів-холодильників слід використовувати метод імітаційного моделювання.

Література:

1. Агарев Е.М., Момот В.В. Механизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ на холодильниках. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. — 128 с.
2. Жуковский Э.И., Чабаров В.А. Комплексная механизация и автоматизация складского хозяйства. — К.: Техника, 1993. — 120 с.

ВНУТРІШНЬОГОСПОДАРСЬКИЙ ОБЛІК ЯКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ ТОВАРУ У СИСТЕМІ РАНЬОГО УПЕРЕДЖЕННЯ КРИЗОВИХ ЯВИЩ

Іванюта П.В., канд. екон. наук, завідувач кафедри бухгалтерського обліку і аудиту
Полтавська філія Національної академії статистики, обліку та аудиту, м. Полтава

В статті обґрунтовано процес створення системи раннього упередження і реагування підприємницької діяльності на сучасному етапі, роль внутрішньогосподарського обліку у здійсненні антикризових заходів, та висвітлено конструкцію моделі системи раннього упередження кризових явищ.

In the article substantiates the process create of system early warning and reacting of enterprises activities on the today, is part internal-economy accounting in realization anti-crisis measures, and deals construction model of system early warning crisis phenomenon.

Ключові слова: облік, кризові явища, система раннього упередження кризових явищ, центр витрат, первинна документація.

Постановка проблеми. Особливостями ринкової економіки є закономірності прояву циклічних економічних процесів їх повторюваність, зокрема, прояв кризових явищ, ситуацій, стану. Причини кризового процесу загальновідомі: спад виробництва, випуск неконкурентної продукції, цінова диспропорція, безробіття, фінансова нестабільність. На рівні конкретного підприємства кризові явища доповнюються порушенням внутрішньогосподарських зв'язків, незадовільним внутрішньогосподарським плануванням, організацією, обліком, недостатнім контролем. Після реформування обліку в Україні і введення Положень (стандартів) бухгалтерського обліку (П(С)БО) значну увагу у наукових дослідженнях приділено фінансовому обліку, орієнтованому на потреби податкової служби, але недостатньо — внутрішньогосподарському (управлінському) обліку який готує базу для прийняття ефективних управлінських рішень. Автори вважають що система раннього упередження кризових явищ на кожному підприємстві забезпечується організацією внутрішньогосподарського обліку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розвитку теорії і практики організації внутрішньогосподарського (управлінського) обліку сприяють праці вітчизняних вчених: О.С. Бородкіна, С.Ф. Голова, Й.С. Завадського, С.М. Іванюти, М.Ф. Кропивка, В.О.Ластовецького, В.Б.Моссаковського, М.Г. Чумаченка, і зарубіжних — Т. Джонсона, К. Друрі, Р. Каплана, В.Ф. Палія, Ф. Тейлора, В.І. Ткача, Дж. Хігінса.

Незважаючи на досить великий обсяг наукових праць в ролі і функції внутрішньогосподарського обліку майже не приділено його ролі в антикризових заходах, зокрема системі раннього упередження і реагування.

Метою даного дослідження є обґрунтування ролі внутрішньогосподарського обліку в системі раннього упередження і реагування кризових явищ.

Результати досліджень. З метою упередження, виявлення причин, що зумовлюють кризові явища, та розробки антикризових заходів на підприємствах різних форм власності виникає необхідність створення системи раннього упередження кризових явищ. Процес створення системи раннього упередження кризових явищ на підприємстві має таку послідовність: визначення сфер дослідження та об'єктів внутрішньої і зовнішньої діагностики — центрів витрат, відповідальності і прибутку [3]. До основних сфер дослідження в рамках внутрішньої діагностики належать: фінансова, виробнича, збутова, організаційна. На даному етапі важливо визначити координацію інформаційних потоків між її постачальниками та споживачами забезпечення прямого та зворотного зв'язку між джерелами інформації між системою та її користувачами-менеджерами, спеціалістами всіх рівнів, узагальнення одержаних аналітичних висновків та підготовка пропозицій і рекомендацій щодо розвитку сильних сторін та нейтралізації слабих, що є основою розробки управлінських антикризових рішень. Відносини між загальногосподарським центром і центрами витрат за отримання матеріальних ресурсів за вироблену в підрозділах і здану на склад продукцію, а також взаємовідносини між підрозділами господарства за надані послуги, оформляють з обов'язковим відображенням у первинній документації якісних параметрів.

Ми пропонуємо відображати основні реквізити одного із основних внутрішньогосподарських документів — накладної (рис. 1), де відображені якісні параметри продукції відповідно до Закону України «Про безпеку та якість харчових продуктів» [1] яку необхідно уніфікувати до існуючої на підприємстві інформаційної системи.

Як свідчить досвід, своєчасне відображення якісних параметрів продукції у первинних документах сприяє упередженню кризових явищ, забезпечує рух стандартизованої продукції (зокрема в рослинництві) і додаткових грошових надходженнях до виробника.

Упереджувачими чинниками щодо розвитку кризових явищ у центрах витрат є внутрішньогосподарські ціни [5].

Ми пропонуємо методику розрахунку внутрішньогосподарських цін (операційно-технологічні витрати плюс внутрішньогосподарський норматив загальногосподарських витрат плюс нормативний відсоток прибутку) та міжгосподарських цін (операційно-технологічні витрати плюс внутрішньогосподарський норматив загальногосподарських витрат плюс внутрішньогосподарський норматив адміністративних витрат і витрат на збут плюс нормативний відсоток прибутку).

НАКЛАДНА № 195

Відпущено: ПСП «Високе»

Через кого Павлова В.І.

Доручення №

Доручення №		ВІД		Хімічні та біологічні властивості									
№ з/п	Найменування продукції	Сертифікат відповідності	Дати та терміни	Якісні параметри цінностей згідно з вимогами міжнародної стандартизації ISO 9001:2009		Кількість	Наявність складників (кг, %)		ЦІНА	СУМА	Хімічні та біологічні властивості		
				Повинно відповідати вимогам	Фактично відповідає вимогам		Шт.	Вага			Види складників	Одиниці вимірювання	норма тив
1	Зернові – озима пшениця, сорт – Миронівська 808, Вид пшениці – м'яка озима	Національний – ДСТУ 3768-2004 «Пшениця. Технічні умови»	Посів - Збір - Зберігання - Відвантаження –	Система управління якістю				Натура, г/п	765			Свинць – 0,5 мг/кг	
				4.1, 4.2, (4.2.1, 4.2.2) – принципи побудови системи управління якістю, моніторинг, наявність документів, процедур, методик, положень, супровідних стандартів та інструкцій, законодавчої й нормативно-правової акти	Відбір ґрунту, лабораторний аналіз посадкового матеріалу, метод відбору – вибірковий			Склоподібність, %	40			Кадмій – 0,1 мг/кг	
				Відповідальність керівництва				Вологість, %	14,5			Миш'як – 0,2 мг/кг	
				5.1, 5.2, 5.3, 5.4 (5.4.1, 5.4.2), 5.6 (5.6.1, 5.6.2, 5.6.3) - внутрішні стандарти підприємства, політика в області якості, офіційно затверджене керівником керівництво по якості, цілі керівництва, планування робіт по якості, проведення аналізу				Білок, %	14,0			Ртуть – 0,03 мг/кг	
				Технологічна карта, проектно-кошторисна документація				Клейковина сира, %	30,0			Мідь – 10 мг/кг	
				Управління ресурсами				Якість клейковини, група (для виробництва борошна)	I			Цинк – 50 мг/кг	
				6.1, 6.2 (6.2.2) - сировина і	Пшениця:			Лабораторні	45-75			Афла	
				матеріали повинні відповідати вимогам нормативної документації, що підтверджують якість із вказанням безпеки та при наявності санітарно-гігієнічного заключення МОЗ України, характеристика ресурсів				й прилад ВДК-1 шт. (одиниць)				токсин – 0,005 мг/кг	
				Випуск продукції				Число падання, с	200			Зеараленон – 1,0 мг/кг	
				7.1, 7.2 (7.2.1, 7.2.2, 7.2.3), 7.3 (7.3.1, 7.3.2, 7.3.3, 7.3.4, 7.3.5, 7.3.6, 7.3.7), 7.4 (7.4.3), 7.5 (7.5.1, 7.5.2, 7.5.3, 7.5.4, 7.5.5), 7.6 – технологічна інструкція по виробництві продукції на підприємстві, методика планування виробництва товару, методика та оформлення маркетингових досліджень, проектування і розробка зразку товару, методика закупівлі ресурсів, методика виявлення невідповідності товару у партіях, зберігання товару, положення затверджені керівництвом	Класифікація технологічних процесів, затверджений керівником підприємства порядок прийому товарів по кількості та якості, положення про контроль за дотриманням законодавства про захист прав споживачів, положення про проведення перевірок якості товару й дотримання стандартів, норм і правил			Зернова домішка, %	5,0		T-2 токсин – 0,1 мг/кг		
				Вимірювання, аналізування та поліпшення				- проростання зерна (шт./1 кг – 20)	1,0			Дезоксиніваленон (воміт оксин) – 0,5-	

			8.1, 8.2 (8.2.1, 8.2.3, 8.2.4), 8.5 (8.5.1, 8.5.2, 8.5.3) – аналіз вихідних даних щодо процесів та товарів, внутрішній аудит, управління засобами моніторингу і вимірювальної техніки, вимірювання процесів, коректуючи та запобіжні дії	характеристика видів аналізу на підприємстві, методика проведення аналізу процесів та товарів		Смітна домішка, %	1,5		1,0 мг/кг	Патунін – нерегламентовано
			Позначення інших характеристик, які впливають на якість			- зіпсовані зерна	0,2		Стронцій-90 – 5,0 Бк/кг	
			Клімат			- фузаріозні зерна	0,3		Цезій-137 – 20 Бк/кг	
			Вологість ґрунту			- кукуль	0,3		Пестициди	-
			№ поля			- мінеральна домішка:				
			Умови зберігання: - освітлення - вологість - температура			1) галька, шлак, руда	0,15			
			Погодні умови	Світло (по максимуму)		2) шкідлива домішка	0,2			
			Термін перебування зерна в колосі			2.1) сажка, ріжки, прчак повзучий, пажитниця, п'янка, софора	0,05			
						лисохвоста, термолісис ланцетний (разом)				
			Тривалість вологості			2.2) в'язіль різнобарвний	0,1			
			Температура повітря			2.3) триходесмасива	Не допускається			
			Допустима кислотність			Сажкове зерно, %	5,0			
2			Система управління якістю							
			4.1, 4.2, (4.2.1, 4.2.2)							
			Відповідальність керівництва							
			5.1, 5.2, 5.3, 5.4 (5.4.1, 5.4.2), 5.6 (5.6.1, 5.6.2, 5.6.3)							
			Управління ресурсами							
			6.1, 6.2 (6.2.2)							
			Випуск продукції							
			7.1, 7.2 (7.2.1, 7.2.2, 7.2.3), 7.3 (7.3.1, 7.3.2, 7.3.3, 7.3.4, 7.3.5, 7.3.6, 7.3.7), 7.4 (7.4.3), 7.5 (7.5.1, 7.5.2, 7.5.3, 7.5.4, 7.5.5), 7.6							
			Вимірювання, аналізування та поліпшення							
			8.1, 8.2 (8.2.1, 8.2.3, 8.2.4), 8.5 (8.5.1, 8.5.2, 8.5.3)							

Директор _____ Гол. бухгалтер _____
Відпустив _____ Одержав _____ Лабораторія (№ свідоцтва) _____ Атестат _____ від
«__» 20__ р. Назва лабораторії _____ Адреса лабораторії _____ Ідентифікаційний код _____
Перевірив якість продукції _____ Керівник лабораторії _____ Особа, яка оформила документ _____
Висновок про перевірену продукцію _____

Рис. 1 – Уніфікована накладна

Внутрішньогосподарські ціни служать для проведення взаєморозрахунків між окремими виробничими підрозділами та галузями, а міжгосподарські ціни використовуються в розрахунках між підприємством та юридичними і фізичними особами [7]. Такий метод внутрішньогосподарського та міжгосподарського ціноутворення повинен спонукати керівника підрозділу приймати оптимальні рішення як для підрозділу, так і підприємства в цілому за принципом беззбитковості. Така ціна передбачає частину прибутку яка спрямовується на матеріальне стимулювання працівників підрозділів і розподіляється відповідно коефіцієнту трудової участі кожного працівника, враховуючи виробничо-фінансову діяльність кожного центру витрат.

Конструкція моделі системи раннього упередження кризових явищ залежить від організаційної будови і структури управління підприємства і складається із наступних підсистем (рис. 2):

— аналітична підсистема проводить спостереження, збір, обробку систематизацію, збереження внутрішньогосподарської інформації, створення довідників, передачу внутрішньогосподарської інформації

та звітності керівникам і спеціалістам різних рівнів (бухгалтери-аналітики, бухгалтери комп'ютерного набору) [8];

— інформаційно-технічна підсистема забезпечує функціонування комп'ютерної мережі, налагоджує безперебійну роботу інформаційних систем (оператори, бухгалтери комп'ютерного набору, адміністратор комп'ютерних мереж);

— юридично-кадрова підсистема здійснює збір, систематизацію, зберігання, аналіз зовнішньої інформації для організаційно правового і кадрового забезпечення, здійснює підготовку, корекцію організаційно-розпорядчої документації, проводить аналіз судових справ пов'язаних з процедурою банкрутства (юрисконсульт, менеджер персоналу);

— фінансово-економічна підсистема проводить збір, систематизацію, збереження, зовнішньої інформації, узгодження внутрішньогосподарської і зовнішньої інформації внутрішньогосподарський аудит, складання податково-статистичної звітності, експрес-аналіз, факторіальний аналіз, фінансовий аналіз передачу фінансового аналізу в разі неплатоспроможності в районні управління або Департамент з питань банкрутства (бухгалтер-аналітик, аудитор, фінансист). В даній підсистемі здійснюється бізнес-планування, прогнозування, стратегічний аналіз, розробка стратегії, сегментація ринку, позиціонування, просування продуктів на ринок, формування цін, зв'язок із науково-дослідними установами, створення банку даних для потенційних інвесторів (менеджер на ринку товарів і послуг, економіст);

— організаційна підсистема забезпечує координацію і регулювання інформаційних потоків, організацію, мотивацію, систематичний контроль за виконанням функцій системи раннього упередження і реагування (менеджер економічно-фінансової діяльності).

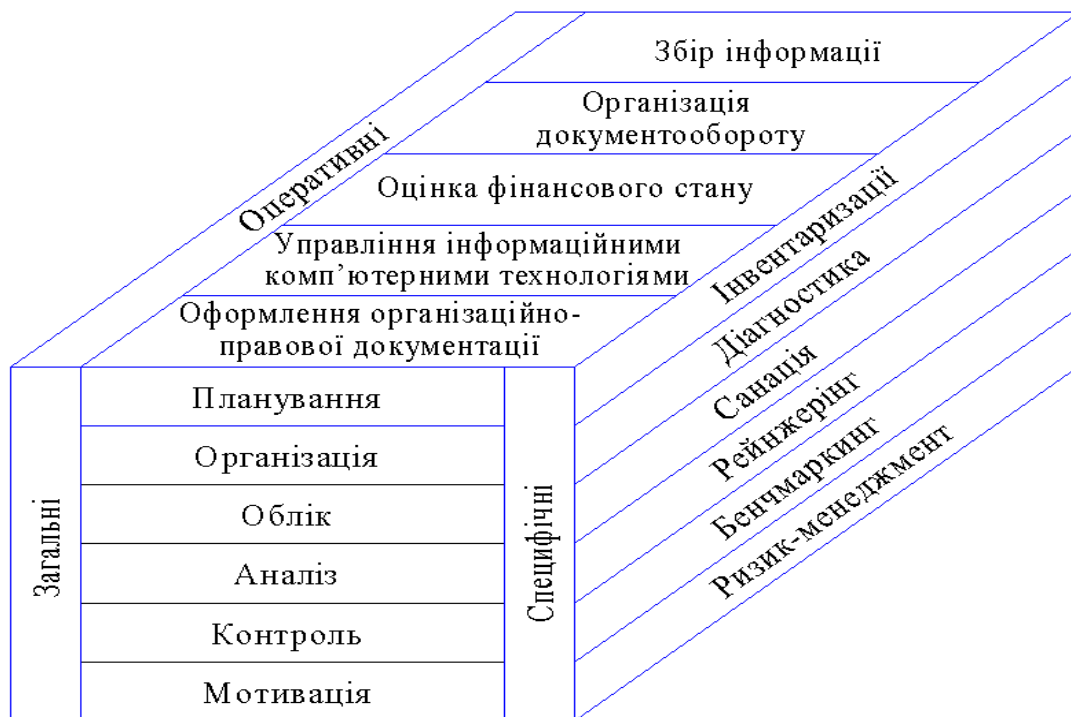


Рис. 2 – Функціональні аспекти системи раннього упередження кризових явищ [11]

Внутрішні інформаційні потоки формуються із внутрішньогосподарських виробничих підрозділів (центрів витрат і відповідальності) на основі даних внутрішньогосподарського обліку і звітності [9, С. 54]. Процесором системи є збір оперативної інформації за минулий день. Наприклад в тваринництві, що відноситься до сільськогосподарської галузі, збір відбувається по кожному виду продукції, стану поголів'я, кількості виробленої і реалізованої продукції в кожному центрі витрат. Важливе значення має облік та аналіз змін операційно-технологічних витрат, розподіл загальновиробничих витрат, які впливають на формування собівартості продукції [10].

Отже, система раннього упередження кризових явищ рекомендується створити з метою забезпечення фінансової стабільності господарюючого суб'єкту.

На рис. 3 запропонований куб, на якому зображені всі функції системи раннього упередження кризових явищ: загальні (планування, організація, облік, аналіз, контроль, мотивація), специфічні (інвентари-

зація, діагностика, санація, реінжиніринг, бенчмаркінг, ризик-менеджмент) та оперативні (збір інформації, організація документообороту, оцінка фінансового стану, управління інформаційними комп'ютерними технологіями, оформлення організаційно-правової документації).

Висновки

Таким чином організація внутрішньогосподарського обліку в системі раннього упередження кризових явищ забезпечує (рис. 3): наявність обґрунтованого плану-графіка документообігу, контроль за його дотриманням, використання раціональних форм внутрішньогосподарської звітності, своєчасність і достовірність первинної документації, оприбуткування продукції та достовірності списання витрат на виробничі потреби, організацію належного зберігання первинних документів; ведення синтетичних та аналітичних рахунків, які відкриті згідно з діючою обліковою політикою господарюючого суб'єкта, своєчасне заповнення облікових реєстрів, ведення обліку витрат у розрізі госпрозрахункових одиниць, щомісячна звірка даних аналітичного обліку з складським обліком в центрах витрат, внутрішньогосподарський аудит, систематичний аналіз виробничо-фінансової діяльності та впровадження заходів, спрямованих на посилення режиму економії, виявлення резервів виробництва і підвищення рентабельності господарюючого суб'єкта; інвентаризацію основних засобів, товарно-матеріальних цінностей, незавершеного виробництва, повноту і правильність відображення результатів інвентаризації в бухгалтерських реєстрах.

Література

1. Закон України «Про внесення змін до «Про якість та безпеку харчових продуктів та продовольчої сировини» від 06.09.2005 р. № 2809-IV // Відомості Верховної Ради (ВВР). – 2005. – № 50. – С. 533.
2. Бородин А. Внутрихозяйственный (управленческий) учет: концепция и организация // Бухгалтерский учет и аудит. – 2001. – № 2. – С. 45-53.
3. Голов С.Ф. Управлінський облік. Підручник. – Київ: Лібра, 2003. – С. 21.
4. Завадський Й.С. Менеджмент. Management. – т.1. – Київ: Україно – фінський інститут менеджменту і бізнесу, 1997. – С. 53.
5. Іванюта С.М. Антикризисні заходи в підприємствах АПК. Монографія – Полтава: ПДАА, 2003. – С. 259.
6. Чумаченко Н.Г. Бухгалтерський учет: прошлое, настоящее ... будущее?! // Світ бухгалтерського обліку. – 1997. – С. 19.
7. Ластовецький В.О. Виробничо-комерційний облік і внутрішньо-господарська (управлінська) звітність за центрами витрат і відповідальності. – Чернівці: Місто, 2003. – С. 18.
8. Лігоненко Л.О. Антикризисне управління підприємством: теоретико-методологічні засади та практичний інструментарій. – Київ: КНТЕУ, 2001. – 580 с.
9. Кропивко М.Ф. Інформація в управлінні агропромисловим виробництвом. – Київ: ІАЕ УААН, 1997. – С. 54, 148.
10. Моссаковский В. Система контролю витрат виробництва за сучасних умов // Бухгалтерський облік і аудит. – 2002. – № 9. – С. 29.
11. Іванюта С.М. Антикризисне управління: Навчальний посібник. – К.: ЦУЛ, 2007. – 288 с.

УДК [644-027.45:504]:[005:504]

АНАЛІЗ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ ХЛІБОПЕКАРНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Крусір Г.В., д-р техн. наук, доцент,
Шевченко Р.І., канд. техн. наук, доцент, Мартинюк І.О., магістр
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

В статті розглянуто поняття екологізації та проаналізовано основні етапи життєвого циклу продукції хлібопекарної промисловості.

In the paper the concept of ecologization is considered and the basic stages of life cycle of production of the baking industry are analysed.

Ключові слова: екологізація переробних підприємств, екологічний менеджмент і аудит, оцінка життєвого циклу

Не викликає сумніву той факт, що формування екологічно збалансованого розвитку і забезпечення національної екологічної безпеки в будь-якій країні неможливе без екологізації суспільного виробництва. Основою суспільного виробництва є переробні виробництва.

Під екологізацією переробного виробництва слід розуміти цілеспрямований процес його перетворення, зорієнтований на зменшення інтегрального екодеструктивного впливу процесів виробництва і споживання товарів і послуг у розрахунку на одиницю сукупного суспільного продукту. Екологізація здійснюється через систему організаційних заходів, інноваційних процесів, реструктуризацію сфери виробництва і споживчого попиту, технологічну конверсію, раціоналізацію природокористування, трансформацію природоохоронної діяльності, які реалізуються як на макро-, так і на мікроекономічних рівнях.

Екологізація, охоплюючи процеси природоохоронної діяльності, концептуально від неї відрізняється. Природоохоронна діяльність спрямована на охорону компонентів середовища від забруднення та іншого екодеструктивного впливу, тому вона фактично використовується для пом'якшення екологічної недосконалості існуючих технологій і сприяє консервації технічних принципів, на яких ґрунтуються ці екологічно неефективні технології. Екологізація ж означає процес постійного екологічного вдосконалення, який спрямований на ліквідацію екодеструктивних факторів, а відповідно, і потреби в природоохоронних заходах.

Важливим для екологізації переробних виробництв є не лише застосування природозберігаючих технологій або формування екологічних обмежень (стандартів), але й створення та удосконалення управлінських процедур. Найбільшого поширення в практиці природокористування набули такі процедури екологічного управління: оцінка впливу на навколишнє середовище; екологічний менеджмент та аудит; екологічна оцінка життєвого циклу виробів (ОЖЦ) [1].

ОЖЦ у провідних країнах світу є невід'ємною складовою частиною ефективної екологічної політики і застосовується як інструмент превентивного екологічного регулювання господарської діяльності.

Важливе місце у реалізації державної екологічної політики належить промисловим підприємствам як потенційним забруднювачам довкілля. Тому зростає потреба в достовірній інформації про впливи діяльності суб'єктів господарювання на довкілля. Така інформація є базою для підготовки і прийняття обґрунтованих управлінських рішень. Беручи до уваги також те, що у межах європейського та міжнародного торговельного права захист вітчизняних виробників, які дотримуються вимог охорони довкілля, можливий тільки частково, особливого значення набувають ті інструменти, які дають змогу оприлюднити достовірну інформацію про екологічні аспекти діяльності, зокрема ефективність використання енергоносіїв, сировини, утворення відходів і навантаження на довкілля у процесі виробництва.

Технологічний процес виготовлення продукції хлібопекарної галузі розділений на такі етапи (рис. 1): 1) склад сировини; 2) підготовка сировини у виробництво; 3) дільниця приготування тіста; 4) дільниця обробки тіста; 5) дільниця випікання продукту; 6) склад готової продукції.

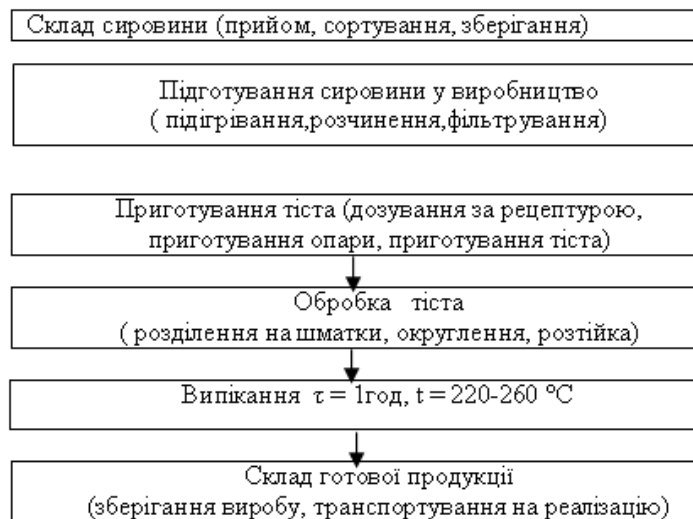


Рис. 1 – Схема технологічного процесу виготовлення хліба білого

Джерелами забруднення атмосфери хлібопекарською промисловістю є технологічні процеси, обладнання, об'єкти по виробництву енергії, транспорт, що знаходиться на території підприємства та допоміжні цеха. В складі викиду можуть бути пил, пари етилового спирту і вуглекислий газ, леткі кислоти, на-

приклад оцтова, альдегіди, акролеїн, що виділяються у процесі технологічних операцій, вуглеводні та сажа. При згоранні як палива природного газу виділяється окис вуглецю та оксиди азоту.

Екологічні наслідки потрапляння пилу в атмосферу заключаються у можливості виникнення цілого ряду захворювання населення, в тому числі алергенних. Також пил може бути середовищем розвитку патогенних мікроорганізмів та викликати загальні захворювання організму.

Основними джерелами шуму підприємств хлібопекарської промисловості є: технологічне, енергетичне обладнання (котельні, компресорні, насосні і холодильні станції, вентиляторні градирні, трансформаторні підстанції), системи вентиляції та кондиціювання.

Вплив шуму на організм людини викликає негативні зміни перш за все в органах слуху, нервовій і серцево-судинній системах. Ступінь вираженості цих змін залежить від параметрів шуму, стажу роботи в умовах впливу шуму, тривалості дії шуму протягом робочого дня, індивідуальної чутливості організму. Дія шуму на організм людини обтяжується вимушеним положенням тіла, підвищеною увагою, нервово-емоційною напругою, несприятливих мікрокліматом.

Кількість забруднювачів може змінюватись в залежності від потужності підприємства, виду палива на якому працює котельня та від виду транспорту, що знаходиться на території підприємства.

На хлібопекарських підприємствах у порівнянні з іншими харчовими галузями стічні води менше забруднені. Склад стічних вод представлений в табл. 1.

Таблиця 1 – Склад стічних вод хлібопекарських підприємств

Параметр	Показник
Зважені речовини, мг/дм ³	150
pH	6,9
Сухий залишок, мг/дм ³	900
ХПК, мгО/дм ³	680
БПК, мгО/дм ³	450

Одним із шляхів утилізації стічних вод є використання їх у сільському господарстві для потреб зрошення.

Існують способи утилізації борошняного пилу. Харчовий пил від борошна із зольністю менше, ніж 2,0 %, використовується при виробництві борошна другого ґатунку.

Більш загрозливими в хлібопекарській промисловості є атмосферні викиди, які містять амілени, 1,3-бутадієн, бензол, ксиліл, стирол, толуол, етилбензол, бенз(а)пірен, а також мазутну золу та сажу.

За допомогою ОЖЦ виробничих процесів виготовлення продукції аналізують поетапно, враховуючи складування, на предмет впливу на довкілля (відходи, відпрацьовані гази та повітря, стічні води, шум, теплові впливи тощо), а також усі входи сировини (рис. 2), основних і допоміжних матеріалів, які використовують на певному етапі технологічного процесу. ОЖЦ процесу — це поглиблений аналіз, який дає змогу вдосконалювати технологічний процес поетапно.

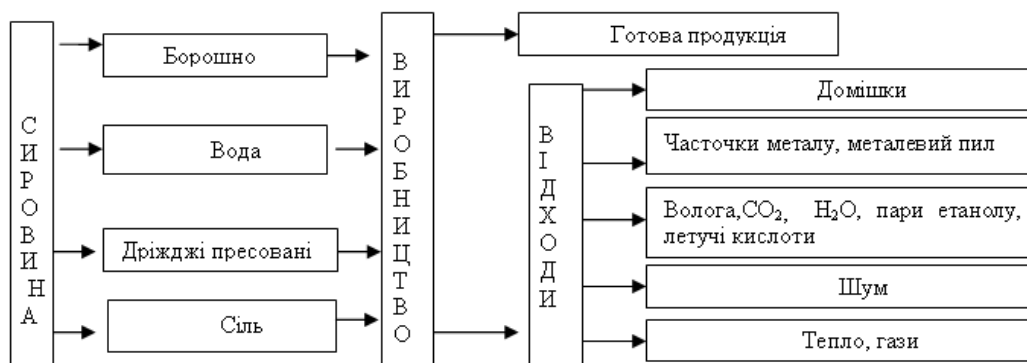


Рис. 2 – Аналіз життєвого циклу сировини

ОЖЦ складу сировини (прийм, сортування та зберігання сировини) відображає всі впливи на довкілля в процесі розвантажування та сортування, зберігання та подачі у подальшу переробку. ОЖЦ складу сировини зображено на рис. 3.

ОЖЦ приготування сировини у виробництво відображає процеси приготування основної та допоміжної сировини у виробництво — підігрів води, розчинення солі, приготування суспензії дріжджів та їх фільтрування.



Рис. 3 – ОЖЦ технологічних процесів складу сировини

ОЖЦ дільниці приготування тіста відображає процеси приготування опари та самого тіста, з урахуванням усіх негативних впливів на довкілля.

ОЖЦ дільниці обробки тіста дає інформацію про негативні впливи на довкілля під час розділення на шматки, округлення та розстійки.

ОЖЦ дільниці випікання продукції показує всі можливі впливи на довкілля у процесі випікання.

ОЖЦ складу готової продукції описує всі можливі впливи на довкілля під час зберігання продукції на складі та транспортування його на реалізацію.

Окрім основного технологічного процесу виготовлення хліба значні впливи на довкілля чинять допоміжне, обслуговуюче та забезпечувальні господарства. Розглянемо основні процеси, які відбуваються в цих господарствах, і оцінимо їхні впливи на довкілля у вигляді ОЖЦ.

ОЖЦ адміністративних будівель і побутових приміщень відображає всі можливі впливи на довкілля в процесі організації роботи посадових осіб і побутових потреб усіх працівників.

ОЖЦ зварювального приміщення показує всі можливі впливи на довкілля під час зварювальних робіт.

ОЖЦ слюсарної майстерні дає змогу оцінити негативні впливи на довкілля слюсарних робіт.

ОЖЦ місця розташування враховує ті чинники, які є екологічно важливими і зумовлюють певний вплив на довкілля, але не були враховані у попередніх видах ОЖЦ.

З метою збереження природних ресурсів для майбутніх поколінь та координування заходів щодо охорони довкілля необхідно надавати екологічну оцінку діяльності підприємств. Екологічна оцінка діяльності конкретного підприємства є основним методичним інструментом для визначення екологічних цілей та забезпечення шляхів їх досягнення. Схему ОЖЦ підприємства зображено на рис. 4. А деякі кількісні дані ОЖЦ хлібопекарного підприємства за один рік подано в табл. 2.



Найбільш суттєвими екологічними аспектами діяльності хлібопекарних підприємств є наступні: діоксид азоту (NO_2), оксид вуглецю (CO), що виділяються при експлуатації котлів в котельнях, фурфурол, кислота оцтова, спирт етиловий, акролеїн, масло мінеральне нафтове, емульсол, граничні вуглеводні, що виділяються при експлуатації виробничих ліній. До значних екологічних аспектів відносять метали, що

виділяються в атмосферу при роботі зварювальних установок: залізо (Fe), хром (Cr), марганець (Mn) та їх сполуки, алюмінію оксид (Al_2O_3), завислі речовини у вигляді твердих частинок.

Таблиця 2 – Еко-баланс підприємства за рік

Еко-баланс підприємства	
Вхід	Вихід
Сировина: борошно – 37200 т/рік сіль – 100 т/рік дріжджі – 660 т/рік вода – 10390 т/рік сахар – 970 т/рік маргарин – 500 т/рік яйця – 80 т/рік повидло – 100 т/рік Природний газ – 3471,65 тис. м ³ /рік	Готовий хліб (різних сортів) – 39500 т/рік Хлібобулочні вироби – 10500 т/рік Забруднені стоки – 9710 м ³ Викиди в атмосферу – 10890, 454 т/рік пил – 0,21 мг/м ³ діоксид сірки – 0,051 мг/м ³ діоксид азоту – 0,08 мг/м ³ оксид вуглеводню – 3,0 мг/м ³ сажа – 0,09 мг/м ³ Електроди марки АНО-4 – 1,57 т/рік Проволока Св-08Г2С – 0,12 т/рік
Необліковані входи	Необліковані виходи

Таким чином, оцінка життєвого циклу діяльності підприємства є найкращим інструментом для якомога повнішої його екологічної характеристики та базою для розробки заходів по зменшенню негативно-го впливу діяльності підприємства на навколишнє середовище.

Література

1. Екологічний менеджмент: Навч. посібник / В.Ф. Семенов, О.Л. Михайлюк, Т.П. Галушкіна, Г.В. Крусир та ін. – К.: Центр навчальної літератури, 2004. – 407 с.

УДК [001.893:504]:664-027.3

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ СЕРТИФИКАЦИИ ЗЕРНОПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ ПО ISO 14001:2004

Крусир Г.В., д-р техн. наук, доцент, Яшкина В.В., канд. техн. наук, ассистент
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Практически все структурные подразделения зерноперерабатывающих предприятий являются источниками образования большого количества коммунальных и производственных отходов. Изучено влияние зерноперерабатывающих предприятий, а также отдельных подразделений элеваторов, мельниц, комбикормовых заводов, комбинатов хлебопродуктов на окружающую среду с точки зрения различных экологических аспектов. Предложена система единого подхода к оценке влияния данного предприятия на окружающую среду.

Almost all structural divisions of the grain-processing enterprises are sources of formation of a considerable quantity of a municipal and industrial waste. Influence of the grain-processing enterprises, and also separate divisions of grain elevators, mills, provender mills, industrial complexes of bakeries on environment from the point of view of various ecological aspects are studied. The system of the uniform approach to an estimation of influence of the these enterprises on environment is offered.

Ключевые слова: сертификация, зерноперерабатывающие предприятия, экология, отходы.

Эффективная система управления экологией начинается с понимания того, каким образом предприятие может взаимодействовать с окружающей средой. Элементы деятельности, продукции и услуг предприятия, которые могут взаимодействовать с окружающей средой, являются экологическими аспектами. К ним относятся, например, стоки, выбросы, потребление или повторное использование материала или образование шума. Организация, внедряющая систему управления окружающей средой, должна определить, какие экологические аспекты она может контролировать, а на какие — оказывать воздействие.

Предприятие имеет множество экологических аспектов и связанных с ними воздействий на окружающую среду, поэтому необходимо ввести критерии и метод определения тех из них, которые являются значимыми (существенными). При определении критериев учитываются несколько факторов, таких как экологические характеристики, информация по соответствующим правовым нормам и прочим требованиям, которые обязуется соблюдать предприятие, а также интересы заинтересованных сторон (внутренних и внешних). Некоторые из этих критериев могут применяться к экологическим аспектам напрямую, а некоторые к связанным с ними воздействиям на окружающую среду.

Определение значимых экологических аспектов и соответствующих воздействий на окружающую среду необходимо для определения тех областей, где требуется контроль или усовершенствование, а также для установления приоритетов в отношении управляющего воздействия. Экологическая политика, целевые и плановые показатели, обучение, коммуникация, операционный контроль, программы мониторинга и другие элементы системы экологического менеджмента основываются главным образом на знании значимых экологических аспектов, поэтому их определение является важным этапом при разработке системы экологического менеджмента (СЭМ) предприятия. Определение значимых экологических аспектов представляет собой непрерывный процесс, который способствует осознанию своего отношения к окружающей среде и постоянному усовершенствованию экологической эффективности предприятия посредством усовершенствования системы управления окружающей средой.

До настоящего времени не существует единого подхода к определению экологических аспектов и воздействия на окружающую среду, а также к определению значимости этих аспектов, который устроил бы все организации, потому необходимо выбрать подход, соответствующий сфере деятельности, характеру и масштабу предприятия, а также отвечает его потребностям в отношении детальности, сложности, сроков, затрат и наличия надежных данных. Реализация выбранного подхода позволит достичь стабильности и согласованности действий.

Предприятие в процессе построения СЭМ определяет экологические аспекты, связанные с его прошлой, текущей и планируемой деятельностью, продукцией и услугами, а также рассматривая нормальные и аномальные рабочие условия, включая пуск и остановку, обслуживание и ремонт, аварийные ситуации и несчастные случаи.

Несмотря на то, что не существует единого подхода к определению экологических аспектов, выбранный подход может, например, учитывать: выбросы в атмосферу; слив в воду; захоронение в землю; использование сырья и природных ресурсов (например, использование земли, воды); локальные/общественные вопросы, связанные с экологией; использование энергии; излучаемую энергию (например, тепло, радиацию, вибрацию); отходы и побочную продукцию; физические свойства (например, размер, форму, цвет, внешний вид).

Учитываются аспекты, связанные с деятельностью, продукцией и услугами предприятия, такими как: конструкция и разработка; технологии изготовления; упаковка и транспортировка; экологическая эффективность и практические методы подрядчиков и поставщиков; сбор и удаление отходов; добыча и распределение сырья и природных ресурсов; распределение, использование и утилизация; живая природа и биологическая вариативность.

Комбинат хлебопродуктов производит прием, обработку и хранение зерна пшеницы, изготовление муки и крупы манной.

Практически все структурные подразделения зерноперерабатывающих предприятий являются источниками образования большого количества коммунальных и производственных отходов. Размещение отходов сопровождается отторжением значительных земельных площадей, а их транспортировка и хранение является тяжелым грузом для предприятия. К тому же токсические отходы требуют специальных мероприятий их обеззараживания и изоляции.

Загрязняющие вещества и отходы образуются на следующих участках комбината хлебопродуктов: элеватор, мельница, выбойное отделение, склад бестарного хранения муки, склад отрубей, пекарня, котельная и склад угля, механическая мастерская (табл. 1).

Определенное количество пищевых и органических отходов используется в качестве корма для скота, на приготовление компоста для выращивания съедобных грибов, сравнительно небольшая часть — для высококачественного компоста — удобрения для садов и огородов, а из части твердых растительных отходов получают топливо.

В зерноперерабатывающей промышленности вторичные сырьевые ресурсы образуются в процессе очистки зерна от примесей (кормовой зернопродукт, зерновые отходы, подразделяющиеся на категории в зависимости от содержания в них доброкачественного зерна): I категория (до 85 % доброкачественного зерна); II категория (2...50 % доброкачественного зерна); III категория (до 2 % доброкачественного зерна), а также в процессе переработки зерна в конечный продукт — муку, крупу (отруби, кормовая дробленка, лузга, мучка, зародыш).

Таблица 1 – Характеристика экологических аспектов предприятия

Источник, подразделение	Экологические аспекты	Способ утилизации, вентиляции или воздействие на окружающую среду
1	2	3
Элеватор	Пыль зерновая Пыль зерновая (до 5,0 мкм)	Аспирационные системы, включающие аспирационные воздуховоды, воздухопроводы, кожухи из прорезиненной ткани и тонкой листовой стали, пылеприемники, противопыльные клапаны, циклоны для отделения пыли (батарейные циклоны 4БЦШ или более эффективные циклоны РГСУ).
	Риск взрыва	Аспирационные системы, включающие аспирационные воздуховоды, воздухопроводы, кожухи, пылеприемники, противопыльные клапаны, фильтрциклоны для отделения пыли. Влажная уборка помещений.
	Пыль зерновая мелкая (до 0,1 мкм)	Циклоны водяные ЦВП с водяной пленкой (сер. 5.904-36) или скрубберы
	Образование на промплощадке загрязненных компонентами сырья и вспомогательных материалов ливневых вод и поступление их в природные водные объекты	Загрязнение водных объектов веществами органического и неорганического происхождения, в том числе токсичными. Эвтрофикация водоемов. Накопление некоторых компонентов в водных трофических цепях. С целью предотвращения необходимо устанавливать водоочистные сооружения.
Мельница а) зерноочистное отделение	Пыль зерновая (до 0,1 мкм)	Первичная грубая очистка осуществляется в циклонах-пылеуловителях, а очень тонкие частицы удерживаются затем рукавным фильтром. Полностью очищенный воздух удаляется в атмосферу. Риск взрыва.
	Куколь	Дисковый триер А9-УТ2К-6 куколеотборник
	Сточные воды	Загрязнение водных объектов веществами органического и неорганического происхождения. Эвтрофикация.
	Пыль мучная	Риск взрыва.
	Пыль от фильтра	Применение влажной уборки.
б) размольное отделение	Изменение конструкции изделий из металла и изолирующих материалов	Пыль от фильтра возвращается в субпродукты. Положительные изменения: отказ от использования резины в качестве изоляции и замена ее металлическими конструкциями
Выбойное отделение	Пыль мучная	Аспирационные системы, включающие аспирационные воздуховоды, воздухопроводы, кожухи, пылеприемники, противопыльные клапаны, фильтр-циклоны для отделения пыли.
	Риск взрыва	Аспирационные системы, включающие аспирационные воздуховоды, воздухопроводы, кожухи, пылеприемники, противопыльные клапаны, фильтр-циклоны для отделения пыли. Влажная уборка помещений.

Продолжение табл. 1

1	2	3
Склад отрубей	Пыль зерновая Отруби, зародыши	Аспирационные системы, включающие аспирационные воздуховоды, воздухопроводы, кожухи, пылеприемники, противопо пыльные клапаны, фильтр-циклоны для отделения пыли Поддержание постоянной влажности, температуры и вентиляция с целью предотвращения порчи продуктов
Склад бестарного хранения муки	Пыль мучная Смет Аварийное возгорание	Аспирационные системы, включающие аспирационные воздуховоды, воздухопроводы, кожухи, пылеприемники, противопо пыльные клапаны, фильтр-циклоны для отделения пыли Аспирационные системы. Фильтр-циклоны для отделения пыли Системы искрообнаружения и пожаротушения, то есть система размещения датчиков и точек гашения в тех потенциально опасных местах, где возможна концентрация взрывоопасной смеси
Фасовочное отделение	Пыль мучная Смет Применение пневмотранспорта при растаривании сыпучих материалов Потери сыпучих материалов при фасовке сырья, брак упаковки Аварийное возгорание	Аспирационные системы, включающие аспирационные воздуховоды, воздухопроводы, кожухи, пылеприемники, противопо пыльные клапаны. Фильтр-циклоны для отделения пыли Положительные изменения: сокращение потерь. Уменьшение воздействия взвешенных частиц на органы дыхания персонала. Минимизация поступления в окружающую среду компонентов сырья и накопление их в трофических цепях Нерациональное использование ресурсов (дополнительная нагрузка на сырьевую базу). Влияние взвешенных частиц на органы дыхания персонала Системы искрообнаружения и пожаротушения, то есть система размещения датчиков и точек гашения в тех потенциально опасных местах, где возможна концентрация взрывоопасной смеси
Пекарня	Пыль мучная, Уксусная кислота, Этиловый спирт, Фурфурол Тепло Электроэнергия	Общеобменная вентиляция Общеобменная вентиляция Общеобменная вентиляция Общеобменная вентиляция Системы искрообнаружения и пожаротушения, то есть система размещения датчиков и точек гашения Соблюдение техники безопасности персоналом
Котельная	Зола, CO, CO ₂ N _x O _y ,	Абсорбционные методы Каталитическое окисление CO до CO ₂ с дальнейшим использованием поглотителей CO ₂ (щелочи) Известковый метод сорбции Абсорбционные методы

Продолжение табл. 1

1	2	3
Котельная	SO ₂ Сажа Тепло Масла и смазочные материалы отработанные	Физическая и хемосорбция Многоступенчатое сжигание отопительного газа; циркуляция части объема отходящего газа; принудительная подача воздуха для горения; оптимизированное управление обогревом.
Склад угля	Пыль угольная Аварийное возгорание Загрязнение грунтов	Неорганизованный участок
Пост разгрузки угля	Пыль угольная Аварийное возгорание Загрязнение грунтов	Неорганизованный участок
Цех деревообработки	Пыль древесная Щепа древесная Аварийное возгорание Масла и смазочные материалы отработанные	Фильтр-циклон Системы искрообнаружения и пожаротушения, то есть система размещения датчиков и точек гашения в тех потенциально опасных местах, где возможна концентрация взрывоопасной смеси Обязательное хранение отработанных масел в герметичном контейнере
Механическая мастерская	Металлическая пыль, абразивно-металлическая пыль, оксид железа, марганец и его соединения, стружка металлическая, брак металла, стружка металлов черных Загрязнение грунтов Сточные воды (металл, масла) Электроэнергия Масла и смазочные материалы отработанные	Неорганизованный участок Накопление некоторых компонентов в трофических цепях. Отстаивание, фильтрование Обязательное соблюдение правил техники безопасности Обязательное хранение отработанных масел в герметичном контейнере
Сварка	Сварочный аэрозоль, марганец и его соединения N _x O _y , SO ₂ Электроэнергия Аварийное возгорание	Неорганизованный участок Абсорбционные методы Абсорбционные методы Обязательное соблюдение правил техники безопасности Системы искрообнаружения и пожаротушения, то есть система размещения датчиков и точек гашения в тех потенциально опасных местах, где возможна концентрация взрывоопасной смеси
Помещение многительной техники	Сажа, стирол, CO, CO ₂ Предельные алифатические углеводороды	Вентиляция местная Абсорбционные методы
Депо тепловоза	CO, N _x O _y , SO ₂ , Сажа Масла и смазочные материалы отработанные	Вентиляция общеобменная

Продолжение табл. 1

1	2	3
Стоянка машин	CO, CO ₂ N _x O _y , Предельные углеводороды Масла и смазочные материалы отработанные	Неорганизованный нестационарный источник
Бункер отходов мельницы	Пыль зерновая	Фильтр-циклон
Компрессорная	Масло минеральное нефтяное Аварийный взрыв	Естественная вентиляция, сдача на переработку
Химическая лаборатория	CH ₃ Br, HNO ₃ , HCl, H ₂ SO ₄ , NaOH Сточные воды	Абсорбционный метод Нейтрализация щелочью Накопление и сдача Накопление, нейтрализация, вытяжной шкаф Отстаивание, фильтрование
Административные здания	Люминесцентные лампы отработанные (1 класс опасности) Отходы строительных работ Отходы коммунальные бытовые Сточные воды канализационные Материалы упаковочные, пластиковые Бумага и картон	Хранение и передача отхода специализированным предприятиям для обезвреживания в соответствии с требованиями Вывоз строительных отходов для дальнейшей переработки или утилизации Городские службы по уборке мусора Городская канализация Вторичная переработка на специальных предприятиях Вторичная переработка на специальных предприятиях
Транспорт	Батареи свинцовые испорченные или отработанные (2 класс опасности) Покрышки автомобильные испорченные, отработанные Масла и смазочные материалы отработанные Материалы отработанные, испорченные, загрязненные Потери топлива и смазочно-охлаждающих жидкостей в процессе ремонта и техобслуживания автомобилей	Отрицательные изменения: загрязнения грунтов и грунтовых вод. Пролиты топлива и СОЖ на промплощадке (риск травматизма) Безопасное хранение в специальных условиях и отправка на перерабатывающие предприятия

Вторичные сырьевые ресурсы зерноперерабатывающей промышленности растительного происхождения, твердые в сыпучем состоянии, образуются при первичной переработке зерна, по материалоемкости относятся в основном к многотоннажным (только объемы образования кормовой дробленки и отбора зародыша находятся на уровне условного критерия 100 тыс. т в год); по степени использования не полностью утилизируется лузга пленчатых крупяных культур; воздействие на окружающую среду безвредное, загрязнение имеет место при засорении почв (свалки), при недостаточной очистке аспирационных отсосов (воздух) и при недостаточной очистке моечных вод (вода).

Аспирационные отсосы образуются в технологических процессах хранения и переработки зерна в муку и крупу и при переработке комбикормов. Технологическое оборудование, емкости (бункера) для зерна и готовой продукции, а также оборудование, транспортирующее зерно, промежуточную и готовую продукцию, аспирируется для предотвращения запыления — выделения из оборудования мелкоаэрозольных органических и минеральных частиц. При аспирации оборудования поток воздуха уносит мелкие частицы в аспирационные установки, где его очищают в пылеуловителях и выводят в атмосферу.

В технологическом процессе воздушного сепарирования зерна в аспирационные отходы кроме частиц пыли попадают лузга, соломистые частицы, незрелые зерна, а также мелкое и дробленое зерно. Тяжелая фракция аспирационных отходов оседает в циклонах, выводится из них через шлюзовые затворы наружу и может использоваться в качестве вторичных сырьевых ресурсов.

Аспирационные отходы по источникам образования разделяют на зерновые, мучные и крупяные: зерновые: отходы производства (III категория); неизбежные потери (атмосферные выбросы); мучные: возвратные отходы (уловленные в пылеуловителях частицы пыли); неизбежные потери (атмосферные выбросы); крупяные: побочные продукты (уловленная в пылеуловителях мучка); отходы производства (лузга); неизбежные потери (атмосферные выбросы).

При переработке зерна в хлебопекарную муку и крупу образуются вторичные сырьевые ресурсы в виде кормового зернопродукта, зерновых отходов, мелкого зерна, отрубей, кормовой дробленки, лузги, мучки и зародыша. Аспирационные отходы в виде зерновой пыли, образующиеся в процессе очистки зерна, входят в состав зерновых отходов III категории и представляют собой в основном частицы минерального происхождения (частицы почвы) с примесью органических частиц (пыльца растений, мелкие семена, частицы стеблей).

В целом отходы по типу утилизации разделяют на две группы: отходы, вредное действие которых на окружающую среду нейтрализуется разложением, складированием, захоронением и т.д.; отходы, которые являются вторичными ресурсами и передаются на переработку на те предприятия, где они образуются, или в другие отрасли промышленности.

Твердые отходы утилизируют с помощью: складирования; захоронения; сжигания; биодеструкции и биодеградаций.

Твердые отходы комбината зернопродуктов составляют не более 2,9 % от мощности предприятия.

Состав сточных вод комбината зернопродуктов включает минеральные частицы (частицы почвы) с примесью органических частиц (части зерна). Это залповые воды, которые сливаются в канализацию. Для очистки сточных вод используют отстойники, сепараторы, УФ-фильтры. После очистки воду используют для мойки автомобилей, для полива территории.

Основным технологическим процессом, который вызывает образование опасных отходов, является освещение (отходы — люминесцентные лампы, I класс опасности) и транспорт (аккумуляторные батареи, II класс опасности). Выбор метода утилизации зависит от химического состава конкретного отхода, его свойств и количества.

Целью работы является выявление, идентификация и оценка экологических аспектов деятельности комбината зернопродуктов определение из них существенных, что предоставляет предприятию возможность контролировать и регулировать воздействие на окружающую среду.

Оценка приоритетности экологических аспектов зерноперерабатывающих предприятий проводится по следующей формуле:

ПРИОРИТЕТНОСТЬ = МАСШТАБНОСТЬ + РЕГУЛИРУЕМОСТЬ + СРОЧНОСТЬ + РИСК

Определение величины масштабности (масштабность)

Для каждого определенного аспекта проводится оценка масштабности по таким характеристикам: попадает ли аспект под направления, определенные экологической политикой; связан ли экологический аспект или воздействие с использованием невозобновляемых природных ресурсов или сырья и материалов; существует ли возможность применения к данному экологическому аспекту лучшей из доступных технологий или существует необходимость замены старого оборудования на новое.

При трех положительных ответах аспект оценивается как большой масштабности, при двух положительных ответах — средней масштабности, при одном — малой масштабности.

Уровень масштабности может быть охарактеризован четырьмя значениями в баллах от «0» до «3»: большой масштабности (БМ) — присваивается значение «3»; средней масштабности (СМ) — присваивается значение «2»; малой масштабности (ММ) — присваивается значение «1»; отсутствие параметра — присваивается значение «0».

Определение величины регулируемости воздействия на окружающую среду (регулируемость).

Регулирование характеризуется наличием конвенций, соглашений (международных), законодательных, нормативных правовых актов, регулирующих конкретный вид воздействия. Оценивается регулируемость по формуле: «да» или «нет»: ответу «нет» на перечисленное выше условие присваивается значение «0»; ответу «да» — «2».

Определение степени срочности снижения уровня воздействия (срочность).

На характеристику срочности оказывают влияние такие факторы как: превышение установленных норм; мнение местного населения или персонала предприятия; мнение общественных организаций;

Оценивается срочность по формуле: «да» или «нет».

При трех положительных ответах или при превышении норм аспект оценивается как большой срочности, при двух положительных ответах — средней срочности, при одном — малой срочности.

Степень срочности может быть охарактеризована четырьмя значениями в баллах «0» до «3»: большой срочности (БС) — присваивается значение «3»; средней срочности (СС) — присваивается значение «2»; малой срочности (МС) — присваивается значение «1»; отсутствие параметра — присваивается значение «0».

Определение риска события (риск).

Для аспектов при нормальных и аномальных условиях значение риска равно «0».

Для каждого риска оценивается вероятность события.

Уровень риска может быть охарактеризован четырьмя значениями в баллах от «0» до «3»: большой риск — (события происходили в прошлой деятельности структурного подразделения) — присваивается значение «3»; значительный риск — (события происходили в прошлой деятельности других структурных подразделений предприятия или отрасли) — присваивается значение «2»; малый риск — (не было случаев возникновения, но теоретически возможно) — присваивается значение «1»; отсутствие параметра — присваивается значение «0».

Величина приоритетности каждого отдельного экологического аспекта будет представлять собой сумму от 0 до 11, набранную в результате ответов на вопросы.

Определение приоритетности экологического аспекта.

Определение приоритетности экологических аспектов осуществляется на основе сопоставления выявленных числовых характеристик. Для каждого экологического аспекта оценивается степень приоритетности в соответствии с табл. 2.

Таблица 2 – Оценка приоритетности экологических аспектов

Приоритетность	Сумма баллов
Малая	0–2
Средняя	3–5
Большая	6–11

Экологические аспекты с большой приоритетностью являются существенными экологическими аспектами.

Экологические аспекты с большой и средней приоритетностью вносятся в «Реестр существенных экологических аспектов» для постановки и реализации экологических целей и задач.

Экологические аспекты с малой приоритетностью не существенны.

Выводы

В результате проведенного анализа определено, что наиболее существенным экологическим аспектом комбината зернопродуктов является мелкая зерновая пыль (10 баллов), которая не улавливается в фильтрах-циклонах. Наиболее перспективным мероприятием по уменьшению экологической значимости данного аспекта является применение фильтров-гидроциклонов.

УДК [644-027.45:504]:[005:504]

АНАЛІЗ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ КОНСЕРВНОГО ЗАВОДУ

Крусір Г.В., д-р техн. наук, доцент, Шевченко Р.І., канд. техн. наук, доцент,

Осматескул О.Г., магістр

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

В статті розглянуто поняття екологізації та проаналізовано основні етапи життєвого циклу продукції консервної промисловості.

In the paper the concept of ecologization is considered and the basic stages of life cycle of production of the canning industry are analyzed.

Ключові слова: екологізація переробних підприємств, екологічний менеджмент і аудит, оцінка життєвого циклу.

Перехід у переробці сільськогосподарської сировини на безвідходну технологію має два взаємопов'язаних аспекти — економічний та екологічний. Перший аспект відображає розширення ресурсних мо-

живостей за рахунок комплексної переробки сільськогосподарської сировини і одержання на цій основі додаткової кількості продуктів харчування, добрив.

Другий аспект проблеми полягає в посиленні впливу екологічного фактора на формування технологічної структури переробки сільськогосподарської сировини в зв'язку з розвитком процесів агропромислової інтеграції. В сучасних умовах інтенсифікації виробництва взаємозв'язок економічних та екологічних факторів принципово змінюється, оскільки з'являється можливість створення екологічно чистих виробництв на основі безвідходних технологічних структур, реальним стає формування безвідходної структури переробки сільськогосподарської сировини та суттєвого підвищення на цій основі не лише ефективності використання природно-сировинних ресурсів, а й кардинального вирішення проблеми екологізації виробництва за відносно менших витрат.

Промислова переробка сільськогосподарської сировини, що здійснюється без урахування інтересів охорони природи, призводить до забруднення не лише водних ресурсів і атмосфери, а й ґрунту, погіршення родючості землі. Поблизу підприємств харчової промисловості виникають мертві пустирі, забруднені промисловими відходами.

Функції ОЖЦ для підприємства полягають переважно в: інвентаризації впливів на довкілля, які чинить продукція впродовж усього її життєвого циклу; ідентифікації екологічних прогалин у процесах виготовлення і споживання продукції; перевірці дотримання правових норм; виборі засобу інформування зацікавлених сторін (стейк-холдерів) — громадськості, працівників, торгівлі, споживачів — про впливи продукції на довкілля; внеску в освітні програми і програми підвищення кваліфікації; інституціоналізації аналізу еко-балансу у процесі проектування продукції; участі у довгостроковому стратегічному плануванні тощо.

Важливим для екологізації переробних виробництв є не лише застосування природозберігаючих технологій чи формування екологічних обмежень (стандартів), але й створення та удосконалення управлінських процедур. Найбільшого поширення в практиці природокористування набули такі процедури екологічного управління: оцінка впливу на навколишнє середовище; екологічний менеджмент та аудит; екологічна оцінка життєвого циклу виробів (ОЖЦ).

ОЖЦ у провідних країнах світу є невід'ємною складовою частиною ефективної екологічної політики і застосовується як інструмент превентивного екологічного регулювання господарської діяльності.

Технологічний процес виготовлення продукції хлібопекарної галузі розділений на такі етапи (рис. 1):

1) сортування,	4) підігрів;	7) фасування.
2) миття,	5) протирання;	
3) подрібнення,	6) концентрування;	

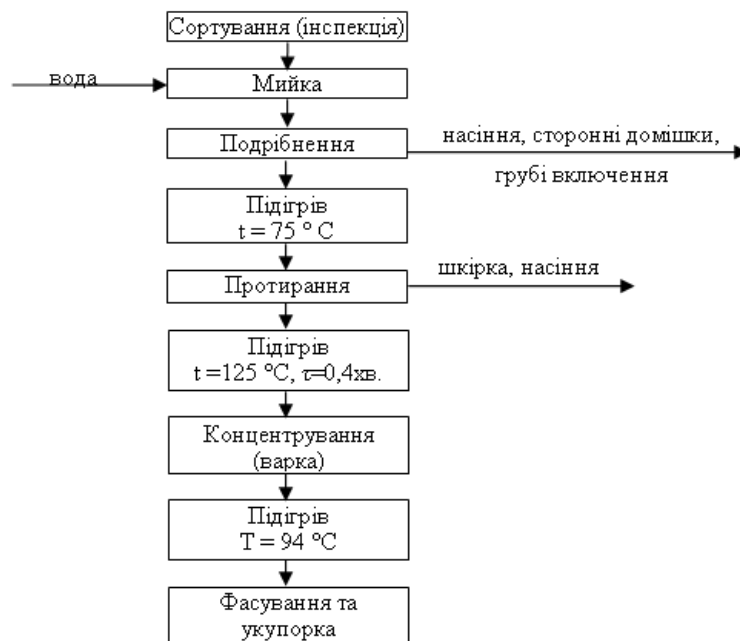


Рис. 1 – Технологічна блок-схема отримання томатів

Висока якість та екологічна безпека харчових продуктів зобов'язана забезпечуватись на всіх етапах виробництва, транспортування, збереження та реалізації. Вплив технології виробництва томатної пасти на навколишнє середовище показаний в табл. 1.

Таблиця 1 – Вплив технології виробництва томатної пасти на навколишнє середовище

№ з/п	Технологічна операція	Утворення відходів	Споживання			Стічні води	Викиди у атмосферу
			пари	води	електро-енергії		
1	Сортування	+			+		
2	Мийка			+	+	+	
3	Підрібнення				+		
4	Підігрів				+		
5	Протирання	+			+		
6	Підігрів				+		
7	Концентрація		+		+	+	
8	Підігрів				+		
9	Фасовка та укупорка	+			+		

На консервних підприємствах, у тому числі й при виробництві томатної пасти, найбільшу загрозу для довкілля представляють стічні води, які забруднені завислими часточками, залишками плодів томатів, отрутохімікатами. Для зниження витрат води, а отже скороченню стоків, було б доцільним замінити обладнання для миття установками сухої очистки, що знизить потребу у воді при цьому процесі на 90 %. Для очистки стічної води доцільно використати вертикальний відстійник, розрахунок якого показано в наступному пункті. Очищену стічну воду використовують як технічну для миття обладнання та приміщень. Також негативно на довкілля та здоров'я працівників цеху впливають шум та вібрації при роботі технологічного обладнання. До основних технічних заходів по боротьбі з шумом та вібрацією є використання основ та фундаментів для віброактивного обладнання, звукоізоляція приводів за допомогою кожухів, використання шумозаглушуючих пристроїв на всосах та вихлопах вентиляційних систем та компресорів.

Головним напрямком боротьби з шумом є його ослаблення чи ліквідація безпосередньо в джерелі утворення. Це досягається заміною ударних процесів та машин безударними, зміною конструкцій вузлів, які створюють шум, використання пластмас, текстоліту, резини та інших матеріалів для виготовлення обладнання.

За допомогою ОЖЦ виробничих процесів виготовлення продукції аналізують поетапно, враховуючи складування, на предмет впливу на довкілля (відходи, відпрацьовані гази та повітря, стічні води, шум, теплові впливи тощо), а також усі входи сировини (рис. 2), основних і допоміжних матеріалів, які використовують на певному етапі технологічного процесу. ОЖЦ процесу — це поглиблений аналіз, який дає змогу вдосконалювати технологічний процес поетапно.

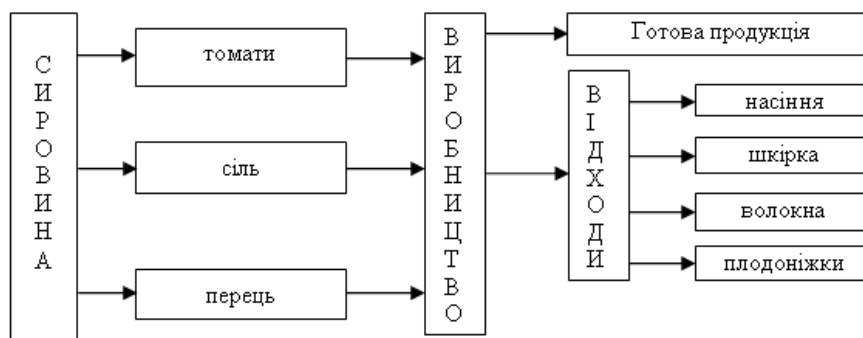


Рис. 2 – Схема еко-балансу сировини

ОЖЦ підприємства. З метою збереження природних ресурсів для майбутніх поколінь та координування заходів щодо охорони довкілля дають екологічну оцінку діяльності підприємств. Екологічна оцінка діяльності конкретного підприємства є основним методичним інструментом для визначення екологічних цілей та забезпечення шляхів їх досягнення. Найкращим інструментом для якомога повнішої еколо-

гічної оцінки діяльності підприємства є складання його екологічного балансу. Схему ОЖЦ підприємства зображено на рис. 3.

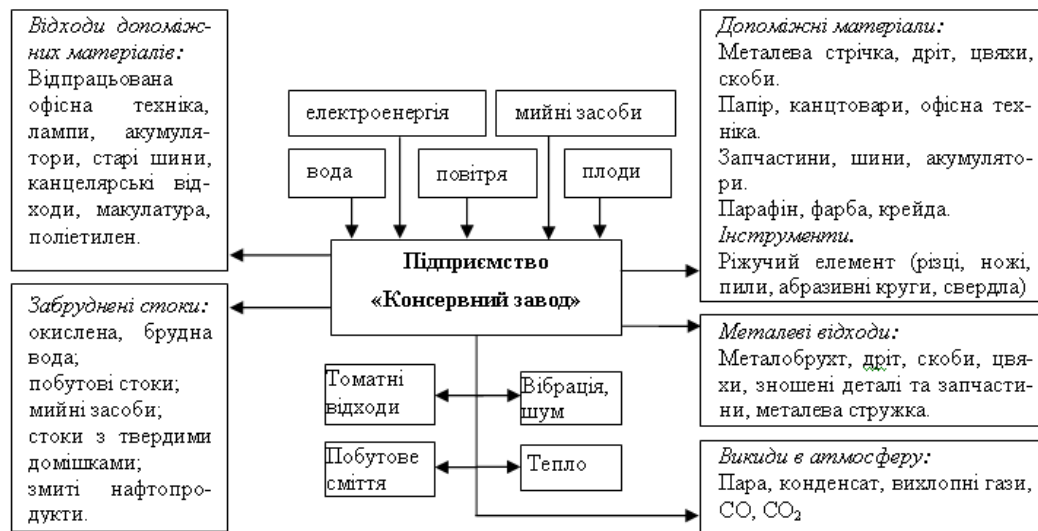


Рис. 3 – ОЖЦ підприємства

Представлена схема може бути використана для якомога повнішої екологічної характеристики підприємства та слугувати базою для розробки заходів по зменшенню негативного впливу діяльності підприємства на навколишнє середовище.

Література

1. Екологічний менеджмент: Навч. посібник / В.Ф. Семенов, О.Л. Михайлюк, Т.П. Галушкіна, Г.В. Крусір та ін. – К.: Центр навчальної літератури, 2004. – 407 с.

УДК [502:006.63]: [005:664.013]

ЕКОЛОГІЧНИЙ КОНТРОЛЬ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ І ВИРОБНИЦТВ

Крусір Г.В., д-р техн. наук, доцент,

Руссва Я.П., канд. техн. наук, асистент, Яшкіна В.В., канд. техн. наук, асистент

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

У статті розглядаються особливості застосування екомаркування продуктів харчування в зарубіжній практиці і в українських умовах. Наводяться рекомендації з розробки процедури екомаркування, критеріїв екомаркування та схеми підтвердження відповідності, що сприяють підвищенню рівня якості та екологічної безпеки харчової продукції.

In the article the features of application of ecomark food stuffs are examined in foreign practice and in the Ukrainian terms. Recommendations are pointed from development of procedure of ecomark, criteria of ecomark and chart of confirmation accordances which are instrumental in the increase of level of quality and ecological safety of food products.

Ключові слова: Екомаркування, харчова продукція, принципи, процедура, методика, критерії, міжнародні стандарти, екологічний менеджмент.

До основних завдань продовольчої безпеки відносяться зниження техногенних, а, отже, і екологічних ризиків, і забезпечення харчової безпеки продуктів харчування на всіх етапах виробництва, зберігання, транспортування і реалізації харчової продукції. До основних ризиків, які можуть суттєво послабити продовольчу безпеку слід віднести технологічні ризики, викликані відставанням розвитку вітчизняної виробничої бази, відмінностями у вимогах до безпеки харчових продуктів, та агроекологічні ризики, зу-

мовлені несприятливими кліматичними змінами, а також наслідками природних та техногенних надзвичайних ситуацій [1].

Посилення контролю харчової безпеки і віднесення екологічних вимог до показників харчової безпеки викликає інтерес до процесу екологічної сертифікації та маркування харчової продукції. Про це, зокрема, свідчать публікації зарубіжних авторів, що з'явилися за останні роки [2]. Поява харчової продукції із міжнародними та українськими екознаками на національному харчовому ринку — це закономірний процес, який при правильній організації схем і процедур екомаркування буде сприяти підвищенню конкурентоспроможності українських продуктів і безперервного екологізації харчового виробництва. Необхідність розробки уніфікованих вимог, що пред'являються до процесів контролю харчової та екологічної безпеки, гармонізованих з рекомендаціями міжнародних організацій вимагає адекватного аналізу нормативно-правової бази та методологічних аспектів екологічного маркування.

Екомаркування продукції є добровільним інструментом, інформує споживачів про екологічні аспекти виробництва. Інформація надається для певного сегменту ринку, зокрема тільки про продуктові групи або окремі продукти, які відповідають встановленим критеріям і є найбільш екологічно безпечними. Екомаркування призначено для поступової диференціації або заміни продукції в межах однієї продуктової групи на користь тих видів, які відповідають вимогам екологічно чистого та екоефективного виробництва. Процес або схема екомаркування зазвичай складається з розробки відповідної методики та критеріїв, а також проведення експертизи продукції і виробництв (підтвердження відповідності) і присвоєння екознаку.

Як показали вибіркові дослідження, які проведені на великих підприємствах, за наявності позитивного іміджу та стійкого попиту збільшення ціни на 5...10 % на екомарковану продукцію сприяє швидкій окупності витрат на підтвердження відповідності екознаку. На малих і середніх підприємствах за відсутності державної підтримки потрібно більш істотне збільшення ціни — на 20 % і більше.

Екомаркування має досить високий потенціал для підвищення еко-ефективності. Для стимулювання розвитку екомаркування продукції також потрібно застосування універсальних і обчислюваних критеріїв, що встановлюються виходячи з можливостей екологізації виробництв, обладнання та технологічних процесів. Такі критерії будуть сприяти екологізації ринків, розвитку міжнародного співробітництва, зовнішньої торгівлі та обміну інформації про екомарковані продукти.

Екологічні етикетки або декларації вважаються одним із міжнародно визнаних інструментів екологічного менеджменту, що є об'єктом розгляду сімейства стандартів ISO 14000, зокрема груп стандартів ISO 14020 та ISO 14040, орієнтованих на продукт. Вони дають інформацію про продукти чи послуги щодо загальних екологічних характеристик, одного або декількох екологічних аспектів і допомагають покупцві зробити вибір, ґрунтуючись на міркуваннях екологічності продукції.

Застосування міжнародного досвіду екомаркування в українських умовах підкріплено відповідною правовою основою (табл. 1), оскільки низка документів ISO вже прийнята в якості діючих українських стандартів. Крім того Міжнародною організацією зі стандартизації проводиться велика робота з підготовки нових стандартів, щодо застосування універсальних критеріїв, які можуть бути використані для оцінювання екоефективності продукції та послуг. Як відомо, ці стандарти не є обов'язковими до застосування і носять рекомендаційний характер. До них відносяться, наприклад, міжнародні стандарти груп ISO 14030 та ISO 14060.

Основні відмінності в екомаркуванні за типами I, II і III пов'язані з процедурою підтвердження відповідності. Для типу I характерне застосування комплексу науково обґрунтованих критеріїв екологічності, які по можливості найбільш повно охоплюють життєвий цикл продукції. Підтвердження відповідності проводиться третьою незалежною стороною.

Таблиця 1 – Стандарти у сфері екологічного менеджменту

№ з/п	Номер стандарту	Назва	Національний аналог
Блок 1: Environmental management system-Система екологічного менеджменту			
1	ДСТУ ISO 14001:2004	Environmental management system-Specification with guidance for use	ДСТУ ISO 14001:2006 Системи екологічного управління. Вимоги та настанови щодо застосування.
2	ДСТУ ISO 14004:2004	Environmental management systems-General guidelines on principles, systems supporting techniques	ДСТУ ISO 14004:2006 Системи екологічного управління. Загальні настанови щодо принципів, систем та засобів забезпечення.

Продовження табл. 1

№з/п	Номер стандарту	Назва	Національний аналог
Блок 2: Environmental auditing-Екологічний аудит			
3	ISO 19011:2002	Guidelines for quality and/or environmental management systems auditing	ДСТУ ISO 19011:2003 Настанови щодо здійснення аудитів систем управління якістю та (або) навколишнім середовищем
Блок 3: Environmental assessment-Екологічна оцінка			
4	ISO 14015:2001	Environmental management-Environmental assessment of sites and organizations	ДСТУ ISO 14015:2005 екологічне керування. Екологічне оцінювання виробничих об'єктів та організацій.
Блок 4: Environmental labeling-Екологічне маркування			
5	ISO 14020:1998	Environmental labels and declarations – General principles	ДСТУ ISO 14020:2003. Екологічне маркування та декларації. Загальні принципи.
6	ISO 14021:1999	Environmental labels and declarations –Selfdeclared environmental claims (Type II environmental labelling)	ДСТУ ISO 14021:2002. Екологічне маркування та декларації. Екологічні само декларації (екологічне маркування типу II).
7	ISO 14024:1999	Environmental labels and declarations – Type I environmental labelling – Principles and procedures	ДСТУ ISO 14024:2002. Екологічне маркування та декларації. Екологічне маркування типу I. Принципи та методи.
8	ISO/TR1 14025:1999	Environmental labels and declarations – Type III environmental declarations	ДСТУ ISO/TR 14025:2002 Екологічні маркування та декларації. Екологічні декларації типу III.
Блок 5: Environmental performance – Екологічна результативність			
9	ISO 14031:1999	Environmental management – Generic environmental performance methodology	ДСТУ ISO 14031:2004 Екологічне керування. Настанови щодо оцінювання екологічної характеристики.
10	ISO/TR 14032:2000	Environmental management – Examples of environmental performance evaluation	ДСТУ ISO/TR 14032:2004 Екологічне керування. Приклади оцінювання екологічної характеристики.
Блок 6: Life cycle assessment – Аналіз життєвого циклу			
11	ISO 14040:1997 (замінено на ISO14040:2006)	Environmental management – Life cycle assessment – Principles and framework	ДСТУ ISO 14040:2004 Екологічне керування. Оцінювання життєвого циклу. Принципи та структура.
12	ISO 14041:1998	Environmental management – Life cycle assessment – Goal and scope definition and inventory analysis	ДСТУ ISO 14041:2004 Екологічне керування. Оцінювання життєвого циклу. Визначення цілі і сфери застосування інвентаризації.
13	ISO 14042:2000	Environmental management – Life cycle assessment – Life cycle impact assessment	–
14	ISO 14043:2000	Environmental management – Life cycle assessment – Life cycle interpretation	–
15	ISO/TR 14047:2003	Environmental management – Life cycle assessment – Examples of application of ISO 14042	–
16	ISO/TS2 14048:2002	Environmental management – Life cycle assessment – Data documentation format	–
17	ISO/TR 14049:2000	Environmental management – Life cycle assessment – Examples of application of ISO 14041 to goal and scope definition and inventory analysis	ДСТУ ISO/TR 14049:2004 Екологічне керування. Оцінювання життєвого циклу. Приклади використання ISO 14041 для визначення цілі і сфери застосування та аналізування інвентаризації

Екомаркування за типом II може здійснюватися виробниками продукції самостійно на основі власних критеріїв екологічності. Як правило, декларуються одна або декілька екологічних властивостей, наприклад, біодеструкція тари. Залучення третьої незалежної сторони для підтвердження відповідності не є обов'язковим.

Екомаркування за типом III засновано на застосуванні універсальних критеріїв екологічності, рекомендованих до застосування при проведенні оцінки життєвого циклу (ОЖЦ) продукції відповідно до вимог групи стандартів ISO 14040.

За вимогами стандартів ISO сертифікація та акредитація не є обов'язковими. Однак, незалежна оцінка, яка виконана експертами акредитованої організації, буде сприяти завоюванню довіри до системи екомаркування. Крім того, видача екологічного сертифіката спеціально уповноваженим державним органом гарантує дотримання виробником екомаркованої продукції вимог природоохоронного законодавства, стандартів екологічної безпеки та раціонального природокористування [3].

Сертифікація з декларуванням екологічних властивостей продукту за типом III, основоположні принципи і процедури якої наводяться в ДСТУ ISO 14025, розглядається як додаткова можливість для підвищення довіри та гарантії надійності інформації, що міститься в такій декларації. Екологічна декларація (заява) є текстовим документом, в якому містяться необхідні дані про підприємство та результати оцінки життєвого циклу ОЖЦ, тобто кількісна характеристика впливу життєвого циклу декларованої продукції на навколишнє середовище. Всі відомості, що містяться в ній, повинні бути перевірені і підтверджені незалежними експертами. Екологічна декларація за типом III підтримується додатковими стандартами, розробленими Технічним комітетом ISO / TC 207 для оцінки життєвого циклу продукції «від колиски до могили» (група ISO 14040). У європейських країнах, зокрема, в Німеччині, Швеції і Данії розроблено спеціальне програмне забезпечення, проведені дослідження значної кількості ОЖЦ харчових продуктів і накопичена база даних з оцінки екологічного впливу харчових продуктів на основі універсальних обчислюваних критеріїв [4].

Методологічні аспекти екомаркування продукції повинні відповідати основним принципам і вимогам системи міжнародних стандартів ISO 14000. Ці стандарти гарантують, що основні принципи екомаркування виконуються відповідно до процедури оцінки життєвого циклу для всіх груп товарів або видів послуг, навіть якщо стандарти допускають деяку свободу, наприклад при визначенні меж досліджуваної продукційної системи.

Основна мета екомаркування — створення методики, орієнтованої на одержання кінцевого екологічно безпечного продукту для посилення конкуренції між виробниками на основі критеріїв екоефективності та харчової безпеки. Ця мета може бути досягнута шляхом забезпечення більш відкритого доступу споживачів до екологічної інформації виробників продукції.

Екомаркування повинно враховувати вплив продукції на навколишнє середовище. Для визначення екологічних критеріїв необхідно по можливості більш повно вивчити життєвий цикл продукції. Якщо якість продукції відповідає встановленим критеріям, тоді ця продукція отримує знак екомаркування.

В українських умовах необхідний обсяг перевірки за критеріями екологічного маркування може бути знижений при наявності на підприємстві впровадженої системи менеджменту харчової безпеки відповідно до принципів НАССР (аналіз ризиків і критичні контрольні точки), оскільки при цьому виключаються ризики забруднення продукції через неякісні сировину і матеріали. Харчова сировина може походити з екологічно неблагополучних регіонів, де можливе перенесення по харчових ланцюгах важких металів, радіонуклідів, пестицидів, діоксинів та інших шкідливих домішок. Джерелами забруднення може бути вода, атмосферне повітря та ґрунт. Крім того сировина може містити антибіотики, гормональні препарати, стимулятори росту та генетично модифіковані продукти. Великою небезпекою є мікробіологічне забруднення сировини, напівфабрикатів та готової продукції не тільки в процесі переробки і виробництва, але і при транспортуванні і зберіганні.

Окремі розділи методики екомаркування та критерії екологічності можуть змінюватися залежно від сертифікованого продукту або послуги. Додатковими критеріями для оцінки екологічності продуктів можуть бути: якість сировини, очищення стічних вод, викиди в атмосферу, дотримання санітарних вимог у процесі виробництва, використання небезпечних хімічних речовин та ін.

Список критеріїв екологічності для продукції м'ясопереробної галузі, а також оцінка відповідності м'ясопереробного підприємства встановленим критеріям наведено в табл. 2. Загальний бал підраховано шляхом перемноження значень окремих критеріїв із перелічених у табл. 2. Для отримання екознаку загальний бал повинен складати не менше, ніж 0,6. Для отримання екознаку підприємство має приділяти увагу не тільки традиційній якості продукції, що випускається, але і її екологічній безпеці.

У методиці екомаркування хлібобулочної продукції, вперше, поряд з критеріями екологічності, наведеними в табл. 2, був застосований показник MIPS або споживання природних ресурсів на одиницю

виробленої продукції [6]. Даний показник враховує повне матеріальне споживання на виробництво одного кілограма хлібобулочних виробів у всьому життєвому циклі.

Таблиця 2 – Критерії екомаркування м'ясної продукції та їх значення присамодекларуванні компанії [5]

Найменування товару	Позначення критерію	Значення критерію
Якість сировинних ресурсів	C1	1
Використання нехарчових відходів	C2	1
Відходи виробництва	C3	1
Використання хімічних речовин	C4	0,8
Умови виробництва	C5	1
Викиди в атмосферу	C6	0,8
Витрата чистої води	C7	1
Очищення стічних вод	C8	0,97
Споживання енергії	C9	0,88
Якість готової продукції	C10	1
Якість упаковки	C11	1
Санітарний і гігієнічний стан підприємства	C12	1
Екологічна інформація, навчання персоналу	C13	0,75
Загальний бал	C0	0,41

Виконані розрахунки показують, що показник MIPS по відновлюваних природних ресурсах становить 1,7 кг/кг. Цей показник узгоджується з МІ-числом для хліба, отриманими в Німеччині, який становить 2,2 кг/кг. В українських технологіях хлібопечення повні витрати природних ресурсів, включаючи невідновні, складають в середньому 16,6 кг/кг. Екологічний «рюкзак» однієї одиниці хліба масою 0,7 кг «важить» 10,9 кг. Незважаючи на те, що хліб є достатньо «важким» з екологічної точки зору продуктом, його значна екологічна вага, в основному, визначається великою витратою паливно-енергетичних ресурсів, зокрема природного газу для його виробництва.

Порівняно недавно з'явився ще один універсальний екологічний критерій — «вуглецевий слід», який характеризує кількість вуглекислого газу, що виділяється в життєвому циклі продукції. Британська компанія Carbon Trust розробила спеціальну методику для маркування зниження викидів парникових газів при виробництві продукції [7].

Критерії MIPS, екологічний «рюкзак» і «вуглецевий слід», що характеризують екологічний вплив життєвого циклу продукції, вже прийняті в міжнародній практиці, зокрема в Європейському Союзі, і будуть сприяти екологізації ринків харчових продуктів, розвитку екологічно чистих виробництв і технологій.

Найбільш ймовірно, що виробники привернуть увагу українського покупця до «зеленої продукції», якщо зможуть гарантувати одночасно відповідність стандартам якості і екологічності продукції та зниження впливу на навколишнє середовище. Таким чином вони зможуть захистити право споживача на корисну, якісну та екологічно безпечну продукцію.

Незважаючи на те, що для більшості українських підприємств охорона навколишнього середовища є дорогим і витратним заходом, але вона дає і позитивний економічний ефект. Тому екологічні та економічні переваги повинні залучати компанії до процедури екомаркування.

Висновки

Екологічний менеджмент може бути істотно просунутий через екомаркування, якщо воно поряд з традиційною якістю буде робити акцент на нових додаткових екологічних властивостях продуктів. Крім того, впровадження екомаркування буде сприяти зниженню негативного впливу на навколишнє середовище харчової галузі, яка динамічно розвивається.

Література

1. Анисимова И.В., Гордышевский С.М., Сорокин Н.Д. Экологическая маркировка как инструмент современного маркетинга: получение, применение и преимущества // Электронный ресурс www.ecounion.ru. – 2008.
2. Гордышевский С.М. Добровольная экологическая сертификация как способ выявления экологически безопасной продукции // Электронный ресурс www.ecounion.ru. – 2010.

3. Дайман С.Ю., Островкова Т.В., Заика Е.А., Сокорнова Т.В. Системы экологического менеджмента для практиков / Под ред. С.Ю. Даймана. – М.: Изд-во РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2004. – 248 с.
4. Данилюк М.А., Сергиенко О.И., Данилюк А.А. Исследование возможностей экомаркировки мясной продукции на мясоперерабатывающем комбинате // Экологический менеджмент и экоэффективность на предприятиях пищевой промышленности / Под ред. О.И. Сергиенко. – СПб.:СПбГУН и ПТ, 2004. – С. 117-132.
5. Пахомова Н., Эндрес А., Рихтер К. Экологический менеджмент. – СПб: Питер, 2003. – 409 с.
6. Пристужалова О.А. Экологическая маркировка за рубежом и в России // Экология производства. – №3. – 2010. – С. 34 – 40.
7. Сергиенко О.И., Рон Х. Основы теории экоэффективности. – СПб.: СПбГУН и ПТ, 2004. – 223 с.

УДК 005.334:663.25-027.3

ІДЕНТИФІКАЦІЯ РИЗИКІВ ПРОДУКЦІЇ ВИНОРОБНОГО ПІДПРИЄМСТВА ЗА СИСТЕМОЮ НАССР

Крусір Г.В., д-р техн. наук, доцент,
Захарчук В.Г., канд. техн. наук, Соколова І.Ф., магістр
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

Розглянуто питання забезпечення безпеки виноробної продукції відповідно до вимог міжнародних стандартів системи НАССР. Наведено приклади такого аналізу для виноробного підприємства.

The article considers the issues of ensuring the security of wine-making products according to the requirements of the international standard system of HACCP. The examples of such analysis for the wine enterprise are considered.

Ключові слова: безпека харчової промисловості, виноробство, вино, система НАССР.

Не без підстави можна зробити висновок, що проблема безпеки харчових продуктів придбала статус глобальної. Сучасний підхід до безпечності продуктів харчування передбачає впровадження на підприємствах, які виробляють та реалізують продукти харчування, систем управління безпечністю харчових продуктів на основі вимог міжнародних стандартів. Найбільш поширеною в світі є система, що базується на основі концепції аналізу небезпечних чинників і критичних точок контролю (НАССР). Вона передбачає заходи, які забезпечують необхідний рівень показників безпеки продукції в процесі її виробництва, причому саме в тих критичних точках технологічного процесу, де може виникнути загроза появи небезпечних чинників.

Ретельне та кваліфіковане дослідження технологічного процесу при розробці ISO 22000:2007 та системи НАССР може значно скоротити кількість і спростити процедуру контролю за станом процесу в контрольних точках. НАССР-дослідження дають найповнішу інформацію про всі реальні та можливі небезпечні чинники процесу. На підставі їх аналізу є можливість обрати найкоротший та найкращий шлях для контролю ризиків. Саме тому ефективність системи НАССР, в першу чергу, залежить від ретельності та ґрунтовності НАССР-досліджень.

Метою даної роботи є розробка НАССР-плану для продукції виноробного підприємства

Таким чином, розроблено НАССР-план для конкретного виноробного підприємства, розроблена методологія з ідентифікації критичних контрольних точок (РСТ) всього технологічного процесу, розроблена методологія обґрунтування пріоритетності виявлених критичних контрольних точок.

До негативних (небезпечних) будемо відносити такі фактори, поява яких на будь-якій стадії життєвого циклу виробів може знизити їх якість. Негативні фактори в СМБХП пропонується ідентифікувати на основі аналізу можливості (ризиків невиконання вимог спеціальних нормативних документів, що регламентують розробку і виробництво даного виду продукції, і тяжкості наслідків цього невиконання.

Ретельно аналізуючи всі складені описи (сировини, матеріалів, кінцевого продукту), блок-схеми виробничих процесів, складається перелік всіх реальних та потенційно можливих небезпечних чинників (фізичних, хімічних та біологічних), що з'являються або можуть виникнути в ході технологічного процесу виробництва вина.

При цьому відслідковуються всі складові виробництва вина: сировина, обладнання, процеси виробництва, чищення, дезинфекція, персонал, пакування, зберігання та збут кінцевого продукту.

Документом Комісії Кодекс Аліментаріус «Система аналізу небезпечних чинників і критичні точки контролю та настанови щодо її застосування» визначає небезпечний чинник як «біологічний, хімічний та фізичний чинник або стан харчового продукту з потенційною можливістю шкідливого впливу на здоров'я людини». Тому мають бути розглянуті та проаналізовані всі потенційні біологічні, хімічні та фізичні небезпечні чинники, пов'язані з продуктом, починаючи від сировини і закінчуючи споживанням.

Крім документів сформованих на підготовчому етапі група безпечності обов'язково аналізує та використовує:

- вимоги стандартів, технічні умови та інші регламентовані документи;
- довідкову, навчальну та методичну літературу;
- передовий досвід свого підприємства та галузі.

До фізичних небезпечних чинників відносяться сторонні предмети, наприклад, каміння, пісок, іржа, скло, метал, особисті речі робітників, тощо. Ці фізичні небезпечні чинники можуть виникати внаслідок забруднення та поганої виробничої практики в багатьох точках виробничого ланцюга харчових продуктів — від збирання врожаю до споживання, у тому числі на самому харчовому підприємстві.

Хімічні небезпечні чинники в харчових продуктах можуть виникати природньо або можуть бути додані під час оброблення харчових продуктів. Хімічні небезпечні чинники можуть бути канцерогенними, токсичними, мутагенними чи тератогенними, отруйними та спричинити серйозну хворобу з можливим летальним кінцем шляхом хімічної дії на організм.

Наявність отруйних або шкідливих речовин в харчовому продукті може означати, що продукт фальсифікований. Однак, у деяких випадках наявність отруйних речовин у продукті неминуха, тому що ця речовина потрібна у виробництві продукту, або її виникнення не можна усунути. Такою є ситуація з деякими складниками сировини та харчовими добавками.

Хімічні небезпечні чинники включають важкі метали, пестициди, залишки ветеринарних препаратів, хімікати, токсини, дезінфектанти та інші створені процесом.

Біологічними небезпечними чинниками, що спричиняють захворювання через харчові продукти, є бактерії, віруси та паразити. Ці організми зазвичай пов'язують як із забрудненням від обробників продуктів, так і від сировини, що надходить на харчове підприємство. Більшість з них знищуються або інактивуються завдяки кулінарному (термічному) обробленню і тому їхня кількість в кінцевому продукті може бути зведена до мінімуму завдяки відповідному контролю за дотриманням правил поводження та методів зберігання (гігієни, температурного режиму і часу зберігання).

Віруси можуть знаходитись у харчовому продукті, воді або передаватися харчовим продуктам людиною, твариною чи в результаті інших контактів.

Носієм паразитів частіше всього є організм тварин, але протягом життєвого циклу паразитів їхнім хазяїном може бути і людина. Паразитні інфекції зазвичай пов'язані з м'ясними продуктами, які не піддані належному кулінарному обробленню, або із зараженими готовими до вживання харчовими продуктами.

Гриби включають плісняву і дріжджі. Деякі гриби виробляють токсичні речовини (мікотоксини), отруйні для людей і тварин.

Бактерії — це клітинні організми, які знаходяться скрізь у навколишньому середовищі і можуть передаватися водою, вітром, комахами, рослинами, тваринами та людьми. Їхня безпека полягає у здатності спричинювати захворювання (у людей, тварин та рослин) і тоді їх класифікують як патогенні (які спричиняють інфекційні захворювання) або як токсичні (отруйні).

Переліки ідентифікованих фізичних, хімічних та біологічних небезпечних чинників при виробництві натуральних вин наведені в табл. 1 Ідентифіковані ризики і критичні ліміти.

Висновок

Таким чином, в якості небезпечних факторів (ризиків) були виділені наступні групи: фізичні небезпечні чинники, які можуть виникати внаслідок забруднення та поганої виробничої практики в багатьох точках виробничого ланцюга харчових продуктів — від збирання врожаю до споживання, у тому числі на самому харчовому підприємстві; хімічні небезпечні чинники можуть бути канцерогенними, токсичними, мутагенними чи тератогенними, отруйними та спричинити серйозну хворобу з можливим летальним кінцем шляхом хімічної дії на організм (важкі метали, пестициди, залишки ветеринарних препаратів, хімікати, токсини, дезінфектанти та інші створені процесом); біологічні небезпечні чинники, що спричиняють захворювання через харчові продукти (бактерії, віруси та паразити).

Таблиця 1 – Ідентифіковані ризики і критичні ліміти

№	Фаза процесу	Опис ризику	Категорія ризику	Допустимі ліміти	Заходи контролю
I.	Виробництво білих виноградних вин необроблених				
1	Приймання винограду	Зміст шкідливих хімічних речовин: пестициди, токсичні елементи	Хімічний	Відповідно до нормативної документації	Наявність: * Гігієнічного сертифіката; * Сертифіката про дотримання регламентів обробки виноградників засобами фітосанітарного призначення; * Протоколу випробувань про зміст пестицидів, токсичних елементів і радіонуклідів.
		Питома активність радіонуклідів	Фізичний	Відповідно до нормативної документації	Протоколи випробувань про питомої активності радіонуклідів.
		Наявність великого кол-ва сірої гнилі	Біологічний	Макс. 30%	Аналіз для визначення заплесневелых кетягів
2	Дроблення винограду	Попадання сторонніх речовин у винограді	Фізичний	Не допускається	Раз'яснювальна робота з постачальниками
		Порушення режиму сульфитного	Хімічний	Не допускається	Контроль сульфитного режиму
2.1	Настій на мезге	Ризиків не виявлено			
3	Пресування мезги	Забруднення суслу від нечистого обладнання	Біологічний	Не допускається	План виробничо санітарії
4	Отбо суслу-самопливу	Ризиків не виявлено			
4.1	Відбір пресових фракцій	Ризиків не виявлено			
5	Отстой суслу	Попадання сторонніх включень	Фізичний	Не допускається	Прибрати всі сторонні предмети на обслуговуючих майданчиках
5.1	Фільтрація суслу пресових фракцій	Ризиків не виявлено			
6	Бродіння суслу	Придбання сторонніх тонів в смаку і ароматі	Біологічний	Не допускається	Дотримання режиму бродіння. Температура 14-18°C, зміст SO ₂ до 80 мг/л
7	Витримка на дріжджах	Ризиків не виявлено			
8	Зняття з дріжджів	Попадання сторонніх речовин в провіні	Хімічний	Не допускається	Контроль змісту залишкових миючих засобів в змивних водах
9	Зберігання необроблених вин	Попадання сторонніх включень	Фізичний	Не допускається	Закрити ємності для зберігання вина верхнімилюками
10	Відвантаження в/м	Зміст шкідливих хімічних речовин: діоксиду сірки, радіонуклідів	Хімічний	Не допускається	Проведення випробувань в спеціалізованих акредитованих лабораторіях

Після зазначення всіх ризиків, проводять класифікацію виявлених ризиків (табл. 2).

Таблиця 2 – Класифікація виявлених ризиків

№	Фаза процесу	Опис ризику	Група 1	Група 2
I.	Виробництво білих виноградних вин необроблених			
1	Приймання винограду	Хімічний	+	
		Фізичний	+	
		Біологічний		+
2	Дроблення винограду	Попадання сторонніх речовин у винограді		+
		Порушення сульфітного режиму		+
2.1	Настій на мезге	Ризиків не виявлено		
3	Пресування мезги	Забруднення суслу від нечистого обладнання		+
4	Отбор суслу-самопливу	Ризиків не виявлено		
4.1	Відбір пресових фракцій	Ризиків не виявлено		
5	Відстой суслу	Попадання сторонніх включень		+
5.1	Фільтрація суслу пресових фракцій	Ризиків не виявлено		
6	Бродіння суслу	Придбання сторонніх тонів в смаку і ароматі		+
7	Витримка на дріжджах	Ризиків не виявлено		
8	Зняття з дріжджів	Попадання сторонніх речовин в вині		+
9	Зберігання необроблених вин	Попадання сторонніх включень		+
10	Відвантаження в/м	Зміст шкідливих хімічних речовин: діоксиду сірки, радіонуклідів	+	

Література

1. ДСТУ 4161-2003. Системи управління безпечністю харчових продуктів. Вимоги. – К.: Держспоживстандарт України, 2003. – 15 с.
2. ГОСТ Р.51705.1-2001. Системи качества. Управление качеством пищевых продуктов на основе принципов ХАССП.
3. НАССР – научный системный подход к управлению безопасностью продукции // Пищевая промышленность. – 2003. – № 4. – С.13-19.

УДК 66.094.3-926.214:338.436.33

ВИКОРИСТАННЯ ОЗОННИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ШТУЧНОГО ХОЛОДУ У ГАЛУЗЯХ АПК

¹Кудашев С.М., канд.техн. наук, стар.наук. співробітник, Бабков А.В., інженер,

²Пушкар Т.Д., асистент, ³Новицька Н.С., заступник генерального директора

¹Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

²Одеський державний аграрний університет, м. Одеса

³Товариство з обмеженою відповідальністю «Орион-Си», м. Москва

В статті розглянуті питання з використання озонових технологій та штучного холоду в процесах переробки та зберігання сільськогосподарської продукції. Показаний позитивний ефект при дезінфекції озонотеплової суміші технологічного обладнання та виробничих приміщень.

In the article questions the use of ozone technology and artificial freezing in processing and storing agricultural products. positive effect of disinfection ozonoair mix of technological equipment and production facilities.

Ключові слова: озон, штучний холод, сільськогосподарська сировина, технологічне обладнання, виробничі приміщення.

Для успішної діяльності любого підприємства з виробництва та переробки сільськогосподарської продукції, являється задоволення попиту населення. Вирішити цю проблему можливо: шляхом збільшення кількості виробленої продукції та скорочення збитків сировини на стадіях переробки та шляхом удосконалення процесів переробки самої сировини.

Вирішити проблему збільшення якості продукції можна шляхом: збільшення виходу готової продукції; підвищення біологічної цінності продуктів; скорочення тривалості технологічних процесів.

Однак реалізовувати ці можливості у повній мірі на основі традиційних методів або надзвичайно важко, або зовсім не можливо. Це пов'язано з тим, що традиційно методи, які використовуються у своєму розвитку досягли довершеності, що являється першою причиною необхідності пошуку нових ефективних технологічних методів.

Можливість підтримання конкурентоспроможності забезпечується наявністю на агропромисловому підприємстві сучасного обладнання та інноваційних технологій. Позитивними якостями інноваційних технологій являються простота керування та безпечність. Мова йде про розробку та практичне застосування надто перспективної «озонової технології при дії штучного холоду» [1].

Озон — це алотропна модифікація кисню, складається з трьохатомних молекул O_3 . При звичайних умовах озон представляє собою газ синє-блакитного кольору з характерним запахом, який відчувається при концентрації $0,015 \text{ мг/м}^3$ в повітрі. Застосування озону потребує незначної дозировки, яка проста й економічна. Особливою перевагою використання озону являється відсутність небажаних побічних продуктів, так як невикористаний озон розпадається до атомарного кисню. Озон являється потужним окисником, володіє сильними дезинфікуючими властивостями, здатний зруйнувати віруси, бактерії й також мікроорганізми. При оптимальних концентраціях озон діє на оболонку мікроорганізмів шляхом реакції з подвійними зв'язками ліпоїдів. Потім, завдяки здатності руйнувати дегідрогенази клітини, озон діє на її дихання. У результаті порушення проникності оболонки й перетворення замкнутого плазмиду ДНК, що понижує проліферацію бактерій. Ефективність стерилізуючої дії озону залежить від його концентрації, експозиції, температури, вологості, видів мікроорганізмів, рН і початкового обсіменіння.

Озон у низьких концентраціях (біля $0,2 \text{ мг/м}^3$) не дуже ефективний до знищення бактерій, так як вони відновлюються через деякий час після обробки. У цих випадках озон виявляє лише поверхневу дію (контактуючи із зовнішньою оболонкою клітини) і незначно проникає усередину. Для повної інактивації мікрофлори необхідна висока концентрація озону, штучного холоду та тривалий час для контакту з мікроорганізмами.

Оксиди азоту посилюють бактерицидні властивості озону, які у значній мірі залежать від вологості повітря. При відносній вологості повітря менше 45 % озон майже не проявляє бактерицидної дії, а оптимум його активності лежить між 60...80 % вологості та температури навколишнього повітря 5...10 °C. При дії озону та холоду різко знижується обсіменіння мікроорганізмами повітря та обладнання, на 100 % знищується кишкова паличка, сальмонела, стафілокок, збудники дизентерії. Озон видаляє неприємні запахи, збагачує повітря киснем [2].

Установлено, що дезинфекція приміщень, технологічного обладнання, тари та упаковки на молочних заводах методом озонування дозволяє поліпшити санітарно-гігієнічні умови виробництва та збільшити терміни зберігання продукції, а також установлено, що озонування холодильних камер дає можливість значно збільшити термін зберігання продукції без утрат її свіжості та високих харчових якостей. Найліпший ефект озонування проявляється, коли дія озону співпадає з періодом лаг-фази розвитку бактерій при виробництві та зберіганні продукції.

За даними інституту епідеміології та мікробіології ім. Н.Ф. Гамалєї, при обробці культур *E.Coli*, *St.albus*, *Ps.fluorescent*, а також мікрофлори на різних поверхнях, одержали високі результати дезинфекції при концентрації озону $106...124 \text{ мг/м}^3$ в продовж 30 хвилин.

Було встановлено, що обробка озоном та штучним холодом забезпечила стерилізацію внутрішньої поверхні молокопроводу. В якості джерела озону використовувався озонатор потужністю за озоном $9,5 \text{ г/год.}$, за повітрям — $140 \text{ м}^3/\text{год.}$, здатний працювати у вологому повітрі. Тому при обробці він був закільцьований із молокопроводом. Вихід озонатора підключався до входу молокопроводу, а на вхід подавалась озоноповітряна суміш, яка виходить із молокопроводу. Це дало можливість виключити потрапляння озону у приміщення ферми.

Обробка озоноповітряною сумішшю приміщення з обладнанням проводилась після мийки, дезинфекція не проводилась. Змиви брали зі поверхні полу, стін і зовнішньої поверхні ємкості перед та після озонування. Мікробіологічні аналізи проводили за стандартною методикою [3].

Таблиця 1 – Результати обробки приміщення озоном

Об'єкт	Кількість мікрофлори, КОЕ/см ²		Ефективність обробки, %
	до обробки	після обробки	
Стіна	7×10^7	—	100
Пол	7×10^7	10×10	81,7
Обладнання (танк)	7×10^7	7×10	80,6

Компанією ТОВ «Орион-Си» створено інноваційне обладнання на основі озонових технологій — озонатор ОТ-15/155 «Орион-Си» (вага 4 кг, створює концентрацію озону від 15 мг/м³ до 170 мг/м³, виробництво по повітрю від 7 м³/год. до 25 м³/год.), який дозволяє забезпечувати переробку сировини АПК при значному зниженні негативних процесів пов'язаних із виробництвом і зберіганням. Даний озонатор достатньо ефективно зарекомендував себе у різних фермерських і колективних господарствах по обробці доїльного та молочного обладнання, а також при дезинфекції виробничих приміщень.

На ТАВ «Тулський молочний завод» озонатор застосовують більше трьох років для дезинфекції повітря у холодильній камері сирного цеху — вміст дріжджів і плісені у повітрі — 0 КОЕ/м³, сир витримує термін придатності до 20 діб замість 14 діб, не погіршуючи мікробіологічні показники, при цьому консерванти не використовуються.

На підприємстві ДТУП «Верхнепышминський молочний завод» озонатор працює з 1998 року, і використовується для обробки емкостей під молочну продукцію, трубопроводів, приміщення заквашуваного відділення, відділення пересадки кефірних грибків. На кожні 100 заквашувань бактеріальне обсіменіння знизилось із 0,7 % випадків до 0,3 %. Озонування емкостей для зберігання пастеризованого молока дозволили знизити кількість бактеріального обсіменіння на 1,2 %. Збільшилась тривкість молока у літній період. Були взяті змиви з обладнання до і після його обробки озоном на «Ступинском молочном заводе». Озонування проводили: заквашуване обладнання з приєднаними до нього трубопроводами — 20 хвилин, фляги — 10 хвилин, сметанні туби — 30 хвилин. У змивах після обробки кишкової палички не виявлено.

Даний прибор з успіхом може бути використаний для стерилізації технологічного обладнання молочних виробництв та виробничих приміщень. Економічна ефективність процесу достатньо висока, оскільки для отримання озонופовітряних сумішей потрібна тільки електроенергія [2].

Позитивний ефект при збереженні м'яса може бути досягнутий при щоденному одно – або дворазовому озонуванні впродовж 2 годин при концентрації озону 6 мг/м³. При цьому найкращим чином зберігається свіже м'ясо. Так, наприклад, після обробки озоном свіжа яловичина може зберігатися у закритому місці впродовж 40-45 днів при температурі 20 °С і відносній вологості 85 %. Бактерицидна дія озону вказується тільки на поверхні м'яса, проникаючи лише на малу глибину. Плісені у вигляді спор можуть бути знищені тільки за допомогою високої концентрації озону. Термін зберігання яловичини у замороженому стані може бути збільшений на 30...40 % при зберіганні в озонівій атмосфері з концентрацією озону 10-20 мг/м³. При зберіганні різного виду м'яса у нормальній атмосфері було виявлено, що основні мікробні забруднення виникають уже після 7 днів зберігання, такі ж забруднення при ідентичних умовах зберігання, але у озонівій атмосфері, були виявлені тільки після 14 днів. Експерименти, проведені з яловичиною, показали, що озон діє найбільш ефективно, якщо поверхня має вологість, яка складає біля 60 %.

Таблиця 2 – Вплив озону та холоду на якість м'яса

Характеристика м'яса	Обробка озоном при концентрації 8–10 мг/м ³		
	60 хв. (озон) (до визрівання м'яса)	60 хв. (озон) (після визрівання м'яса)	Контроль без обробки озоном
Максимальний термін зберігання, днів	13	18	10
Втрати маси із-за виробу	6,4	7,6	10,9
Колір тушок	Світло-жовтий	Світло-жовтий	Жовтий
Запах м'яса	Притаманний свіжому м'ясу	Притаманний свіжому м'ясу	Затхлий, гнилісний
Ніжність м'яса до зберігання, мм:			
	грудний м'яз ножний м'яз	3,15 1,45	2,91 1,94
Ніжність м'яса після зберігання, мм:			
	грудний м'яз ножний м'яз	2,95 1,12	2,75 1,50
Бактеріальна забрудненість, колоній у 1 мл змиву:			
	до збереження після збереження	563 130	987 65
			864 736

Обробка м'яса озоном зменшує втрати вологи, поліпшує санітарно-бактеріологічний стан і його товарний вигляд. Санітарна обробка м'яса з застосуванням озонованого середовища характеризується високою ефективністю та хорошим поєднанням з іншими технологічними операціями.

Як видно з таблиці м'ясо тушок краще зберігається при обробці озоном до визрівання та після визрівання у порівнянні з контрольними зразками. За харчовими та смаковими якостями воно відповідало нормальним показникам. Відмічено також зниження усушки тушок птиці у процесі зберігання у порівнянні з контрольними зразками. Оптимальна концентрація озону при зберіганні охолодженого м'яса складає $10,0 \pm 3,0$ мг/м³ при експозиції 2...3 год. на добу. Більш високі дози озону призводять до знебарвлення м'яса, викликане окисленням пігментів у результаті порушення подвійних зв'язків у їх молекулах. Найкращий ефект озонування проявляється тоді, коли дія озону збігає з періодом лаг-фази розвитку бактерій і визрівання м'яса.

Зберігання м'яса птиці при постійному та періодичному впливу (3 години на добу) озоном концентрацією 8...12 мг/м³ спонукає запобігання пліснявіння, псування та кращому зберіганню харчових і смакових якостей. Охолоджене м'ясо чи заморожене м'ясо можна зберігати довше у 2...3 рази [4].

Серед продуктів м'ясної промисловості особливе місце належить ковбасним виробам, виробництво яких у нашій країні безперервно росте. Із ковбасних виробів, які поступають на зберігання у холодильні камери, значну частину (приблизно 60...70 %) складають напівкопчені ковбаси.

Введення озону у камеру, завантажену м'ясом, значно підвищує якісні показники м'яса. Періодичне озонування батонів напівкопчених ковбас у процесі сушки по 3 години на добу впродовж 5 діб із концентрацією 10...25 мг/м³ виявляє інгібуючі дії на мікрофлору. При цьому терміни зберігання (температура 4 °C і - 2 °C) із використанням озонатора зростає до 25 і 70 діб.

У процесі зберігання напівкопчених ковбас співвідношення ліпідів міняється особливо помітно у не озонованих і озонованих камерах при концентрації озону 15...20 мг/м³. Якісний жирнокислотний склад ліпідів напівкопчених ковбас у процесі зберігання їх у не озонованій і озонованій камерах залишається постійним, а кількісний вміст ліпідів зменшується, причому у меншій степені — ліпідів ковбас, оброблюваних озоном концентрацією 3...5 та 8...10 мг/м³, у порівнянні з контрольними зразками та зразками, обробленими озоном концентрацією 15...20 мг/м³. Кількісні зміни у ліпідах периферійного шару фаршу ковбас більш суттєві, ніж у ліпідах внутрішнього шару, не залежно від режиму зберігання. Залишковий вміст фенолів у напівкопчених ковбасах, оброблюваних озоном концентрацією 3...5 та 8...10 мг/м³ у процесі усього періоду зберігання їх (до 120 діб) вище, ніж у не оброблюваних озоном ковбасах, що обумовлює їх стійкість, а також аромат і смак копчення. У процесі зберігання напівкопчених ковбас зменшується вміст білкового азоту та збільшується небілкового. У більшій мірі ці зміни протікають у ковбасах, які зберігалися у не озонованих і озонованих (концентрація озону 15...20 мг/м³) камерах. Установлено також, що у процесі зберігання напівкопчених ковбас інтенсивність окраски батонів знижується. Більш значиме знебарвлення ковбас спостерігається при зберіганні їх у озонованих камерах (концентрація озону 15...20 мг/м³) та у не озонованих [5].

У результаті застосування штучного озонування повітря для профілактики захворювань у тварин практично усуваються бронхолегеневі захворювання, у той час, як у тварин, що перебувають в умовах звичайного повітряного середовища, у 40 % реєструються спонтанні пневмонії, що сприяють загибелі до 20 % особин. У проведенні експерименту при внутрілегеновому введенні тварині золотистого стафілококу в сублетальній дозі не викликає у піддослідних тварин загибелі, причому у 50 % випадків навіть не розвивається пневмонія. У контрольній групі у 50 % особин (без озонування повітря) реєструється важка форма пневмонії. Проведені дослідження показують, що використання озонованого повітря в імпульсному режимі роботи озонатора дозволяє підвищити опірність тварин до дії сапронозної мікрофлори, крім цього встановлена імпульсна дія озону на зниження захворюваності викликані дією мікротоксинів, які знаходяться у кормах, що сприяє збільшенню добових приростів маси до 5...10 % [6].

При двогодинній щоденній обробці свинарника-маточника озоновітряною сумішшю зі концентрацією озону 0,8 мг/м³ мікробне обсіменіння знижується з 246,0 до 50,0 тис.м.т./м³, а концентрація аміаку знижується з 12,0 до 4,0 мг/м³. У випадку озонування з концентрацією озону 0,06...0,08 мг/м³ у період з 8-00 до 19-00 (озонатор працює дві години, одна година перерва) протягом двох місяців поросята у віці 4,5 місяці у дослідній групі мали на 24% більшу вагу, ніж у контрольній. Проведено дослідження на поросятах великої білої породи від народження до 2-х місячного віку. Щоденне використання озонованого повітря з концентрацією озону 0,09 мг/м³ у приміщенні для поросят-сисунів привело до зниження вмісту в ньому аміаку на 41 %, поросята краще росли й менше хворіли, а їхня збереженість була вища на 15 %. Поросята до 2-х місячного віку перевищували за середньодобовим приростом і довжині тулубу в середньому відповідно на 40 і 14 % своїх однолітків, які утримувалися у звичайних умовах.

У птахівництві озонові технології застосовуються для дезінфекції інкубаційних і харчових яєць, у результаті досягається високий ступінь знезараження шкарлупи від різних видів мікрофлори, у тому чис-

лі від сальмонел. Застосування інших засобів для знезараження яєць небезпечні для здоров'я: формалін канцерогенний, хлор дає побічні ефекти, багато миючих препаратів містять ПАР і мають акумулятивну дію. У зв'язку з цим, для знезараження харчових яєць на сьогоднішній день найкращим методом є обробка озоном. Обробка озоном стимулює ембріональний розвиток, тобто обробка яєць озоном ($\sim 10 \text{ мг/м}^3$) підвищує вихід молодняку з високою життєздатністю. У процесі інкубації яєць у замкнутому просторі інкубатора виникає ймовірність кисневого голодування ембріонів, а відсутність аеронів знижує газообмін. Озон, як похідна кисню, будучи первинним аероном поліпшує повітряне середовище у інкубаторі й проникаючи крізь шкарлупу постачає ембріони киснем. При 30-денному вирощуванні курчат в умовах кліткового утримання, при озонуванні повітря до концентрації озону $0,8\ldots 1,2 \text{ мг/м}^3$ були отримані позитивні результати.

У рибопереробній промисловості озонування ефективне на протязі усього технологічного ланцюга: від оброблення риби до її консервування. Це ефективний спосіб стерилізації харчового продукту без будь-яких добавок при виробництві консервів. Озоном обробляється як сам продукт, так і тара для консервування. За 40–60 хвилин обробки гинуть цвілі, дріжджі та бактерії, а час збереженості риби збільшується в 1,2–1,5 рази.

При малих концентраціях озон позитивно впливає на фактори розвитку й продуктивності бджолиних сімей, у такий спосіб:

1. Знижує концентрацію хвороботворних мікроорганізмів.
2. Знижує вологість внутрівуликового повітря.
3. Незначно підвищує температуру.
4. Поліпшує газовий склад внутрівуликового повітря.

Результатами експерименту — є виявлення оптимального режиму обробки бджіл, при якому було досягнуто збільшення параметру ступеня розвитку бджолосімей на 39 % ($\text{Ср} = 3,6481$) за 24 доби в порівнянні з контрольною групою ($\text{Ср} = 2,6276$). Найбільший ефект досягається при концентрації озону 32 мг/м^3 в озоні повітряній суміші у леток вулика, при експозиції 24 години на добу з періодичністю 24 рази за 24 доби, тобто при постійній обробці [3].

Озон інтенсифікує швидкість сушіння зернових за рахунок безпосереднього хімічного та біохімічного впливу на сільськогосподарський матеріал, поліпшує транспорт вологи із внутрішніх шарів і теплообмін у процесі сушіння в цілому. Економія, виражена в кг умовних т. становить до 89,12 на тону висushеного зерна. Сушіння в озоні повітряному середовищі чинить знезаражуючу дію й поліпшує якісні показники матеріалу, запобігає процесам самозігрівання, забезпечується глибокий стан спокою в період зберігання, забезпечує схоронність маси сухої речовини й поліпшує показники схожості. У сукупності це дає збільшення до 10...15 % урожаю, відпадає необхідність у протравленні зерна й знижуються витрати на процес сушіння [7].

При зберіганні картоплі в охолодженій озоні повітряній суміші ($3\ldots 4^\circ\text{C}$) було відзначено, що відмирання мікроорганізмів при експозиції 10 годин коливається від 74 % (концентрація озону $4,8 \text{ мг/м}^3$) до 95 % (концентрація озону $13,8 \text{ мг/м}^3$) до 97 % (концентрація озону $13,8 \text{ мг/м}^3$) для бактерій. Отримані дані по озонуванню цвілевих грибів у різні фази їхнього розвитку показали, що озон доцільно застосовувати в період лаг-фази, при цьому для придушення життєдіяльності потрібна значно менша концентрація, ніж у стадії логарифмічного росту [8].

При згодовуванні озонованого комбікорму збереженість курчат за 30 днів вирощування на 3...5 % була вища, ніж у групі курчат, де згодовували комбікорм, не оброблений озоном.

При мікробіологічних дослідженнях у комбікормі, обробленому озоном, кількість мікроорганізмів у 7–15 разів менша, ніж у звичайному комбікормі. Озон чинить активуючу дію на білкові кормові структури, підвищуючи засвоюваність організмом амінокислот білків. Крім того, озон руйнує плісені та їх токсини. Під дією озону навіть у мінімальних дозах кількість життєздатних плісень в ураженому зерні ячменю зменшується у декілька разів, одночасно проходить руйнування токсинів, що підвищують біологічну цінність зерна як корму [9].

Очевидність використання озонових технологій була підтверджена на інформаційному дні, який проходив у вересні 2010 р. у Брюсселі за тематиками об'явленого конкурсу проектів рамочної програми наукових досліджень Європейського союзу РП 7 на 2011 рік, у галузі харчової науки та переробних технологій. Де було озвучено тему «Використання озоні технології для зниження збитку урожаю від грибової порчі та мікотоксинів, поліпшення якості та безпеки харчових продуктів».

Отже, застосування озонових технологій та штучного холоду в галузях аграрних підприємств, дозволить інтенсифікувати й спростити процес дезинфекції технологічного обладнання, знизити кількість дезинфікуючих засобів, поліпшити якість сільськогосподарської продукції, скоротити затрати на його виробництво, підняти рентабельність господарств.

Література

1. Озонирование камер при хранении пищевых продуктов / Е.А. Ильина, В.В. Коваль, Р.А. Козлова и др. // Холодильная техника. – 1979. – № 8. – С. 56-57.
2. Т.П. Троцкая, И.Е. Голубец, А.Р. Генселевич, А.М. Миронов, В.М. Гришук. Санитарная обработка технологического оборудования и производственных помещений на предприятиях молочной промышленности методом озонирования // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч-практ. конф. – Минск, 2009. – С.14-20.
3. Новицкая Н.С. Инновация: озоновая технология для обеспечения санитарии и гигиены на молочных предприятиях // Молочная промышленность – 2009. –С. 42-44.
4. Литинский Г.А. Современные методы дезинфекции в пищевой промышленности и перспективы в условиях Молдавии. – Кишинев, 1993. – С. 6.
5. Резго Г.Я. Исследование изменения качества и сроков хранения полукопченых колбас в озонируемых камерах: Автореф. дис. канд. тех. наук – Л., 1975. – 32 с.
6. Дегтерев Г.П. Современные технологии в молочном животноводстве России и их влияние на качество сырого молока // Молочная река. – 2004. – Зима. – С. 12-15.
7. Озонирование как метод борьбы с вредителями мукомольного производства / Т.П. Троцкая, А.И. Рачковская 4-я Международная научная конференция студентов и аспирантов «Техника и технология пищевых производств» (г. Могилев) 21-23 апреля 2004.
8. Гранкова Л.И. Производство семенного и производственного картофеля с использованием некогерентного красного света и озона в условиях южной части Нечерноземной зоны России: автореферат дис. канд. сельскохозяйств. наук – Москва, 2008. – 23 с.
9. Гениатулина И.А. Улучшение условий и охраны труда работников животноводства и птицеводства путем разработки и внедрения озонаторных установок: автореферат дис. канд. тех. наук – Орел, 2006. – 19 с.

УДК 663.46.011.067.1

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ФІЛЬТРАЦІЇ ПИВА В УМОВАХ АВ «In Bev Україна»

Лєвашов В.В., інженер з якості продукції
Миколаївське відділення АВ «In Bev Україна»
Мельник І.В., канд. техн. наук, доцент
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

Фільтрування пива — найважливіший процес у технології його приготування, тому що є останнім етапом процесу, який впливає на якість і термін зберігання продукту до розливу. При правильно підбраному співвідношенні різноманітних фракцій кізельгуру формується стійкий до змін рівень тиску первинного шару. Метою дослідження було вивчення параметрів при відфільтруванні нефільтрованого пива з досягненням при цьому високої якості фільтрату з найменшою ступеню муті і найменшою кількістю мікроорганізмів.

Filtration of beer is the most important process in technology of its preparation because it is the last stage of the process which influences on a quality and on a period of storage of the product before the pouring. With a correctly chosen correlation of various fractions of kieselguhr the level of pressure of primary sphere, which is stable to changes, forms. The main goal of research was examination of the parameters, when the filtration of not filtered beer is passing, with achievement of the filtrate of a high quality with the least degree of dregs and the least quantity of microorganisms.

Ключові слова: фільтрування, кізельгур, нефільтрат, прозорість пива, різниця тиску, фільтраційна лінія, біологічна стабільність продукту.

Фільтрування — процес розділення, при якому з пива видаляються залишкові дріжджові клітини та інші зважені частинки муті. При фільтруванні відділяються також речовини, які можуть виділятися в пиві в найближчі тижні або місяці з появою мутності.

Мета фільтрування — зробити пиво настільки стійким, щоб в ньому на протязі тривалого час не виникло ніяких видимих змін і пиво зберігало свій зовнішній вигляд.

Фільтрування проходить наступним чином. Мутна рідина (нефільтрат) завдяки фільтрувальній перегородці розділяється на прозорий фільтрат і фільтрувальний залишок або фільтруючий шар. Рухомою силою даного процесу завжди є різниця тисків на вході у фільтр і на виході із нього. Тиск на вході завжди більший тиску на виході. Чим більша різниця тисків, тим вищий опір фільтра, який являється наслідком фільтрування. Опір підвищується в кінці фільтрування [1, 2].

При приготуванні пива фільтрація має велике значення, так як є останнім етапом процесу, під час якого ще можна вплинути на якість і термін придатності продукту до того часу, коли його розіллють.

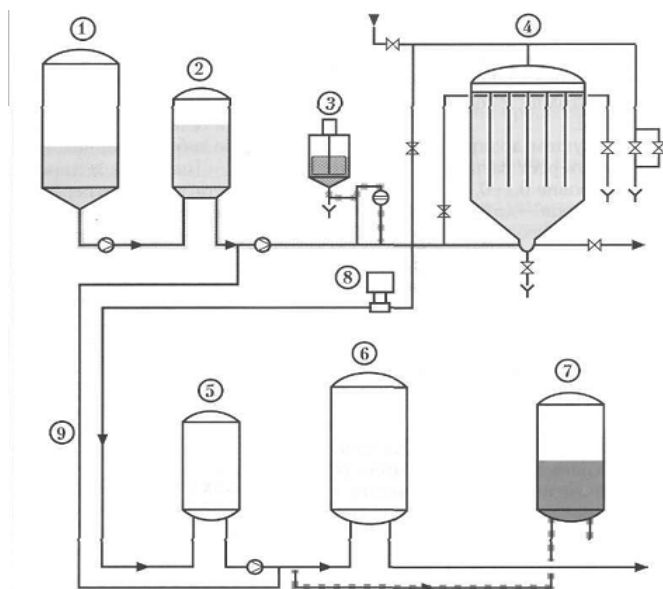
За допомогою фільтрації можна досягнути слідуючих результатів: збільшити прозорість пива завдяки усуненню муті, спричиненої надмірним вмістом білка і дубильними комплексами; покращити біологічну стабільність продукту шляхом видалення залишкових клітин дріжджів; знешкодження різних макромолекул, таких як протеїни, поліфеноли, полісахариди, а також α і β -глюканів, які при транспортуванні і зберіганні можуть визвати помутніння в розлитому пиві.

Мета роботи: дослідження процесу фільтрації пива з визначенням оптимальних параметрів роботи кізельгурового фільтра, зокрема співвідношення дрібної і середньої фракції в суміші кізельгуру.

Фільтрація проводиться на фільтраційній лінії, яка складається з послідовно підключених в ряд сепаруючих апаратів, при цьому кожний етап виконується на певному специфічному апараті (рис. 1).

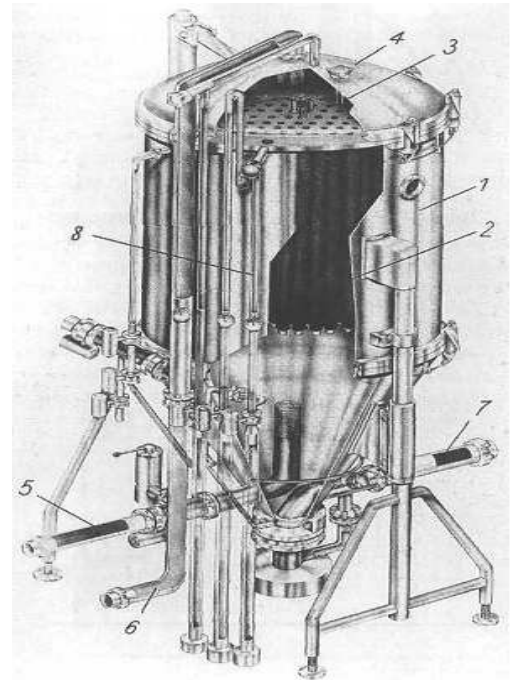
Мета наливної фільтрації полягає в тому, щоб за допомогою наливного фільтру і допоміжних фільтраційних матеріалів відфільтрувати не фільтроване пиво, досягнувши при цьому високої якості фільтрату з невеликою ступенню муті й найменшою кількістю мікроорганізмів.

Наливний свічний фільтр — це циліндрична вертикальна ємкість з конічним днищем, здатна витримувати надлишковий тиск (рис. 2).



1. Лагерний танк. 2. Буферний танк. 3. Дозатор.
4. Кізельгуровий фільтр. 5. Буферний танк. 6. Форфас. 7.
Танк збору смарочного пива. 8. Мутномір.
9. Циркуляційний трубопровід

Рис. 1 – Кізельгурова фільтраційна установка



1. Корпус фільтра. 2. Фільтраційні свічки.
3. Перфорована плита для кріплення свічок.
4. Кришка фільтра. 5. Подача нефільтрату.
6. Вихід фільтрату. 7. Викид кізельгуру.
8. Деаераційна лінія

Рис. 2 – Свічний фільтр (розріз)

Під кришкою фільтра знаходиться перфорована пластина, до якої підвішені фільтраційні свічки. Фільтраційні свічки — це фільтраційні перегородки, на які наливається допоміжне фільтрувальний засіб (кізельгур).

По всій довжині фільтраційної свічки, яка може досягати більше 2 м, утворюються дуже вузькі щілини. У фільтрі може наховуватися до 700 свічок. Це дає дуже велику фільтрувальну поверхню, котра гарантує високу виробничу потужність фільтру.

Фільтрувальна поверхня однієї фільтраційної свічки складає: при діаметрі 25 мм і довжині 1,5 м — 0,118 м²; при діаметрі 30 мм і довжині 1,5 м — 0,141 м²; при діаметрі 35 мм і довжині 1,5 м — 0,220 м².

На свічному фільтрі встановлюється цілий ряд трубопроводів, з'єднань і контрольних приладів. Всі елементи фільтра розміщені таким чином, щоб ні за яких обставин не допустити потрапляння кисню в пиво (ні на початку, ні в процесі, ні в кінці фільтрації).

Подібна компоновка вимагає значних витрат.

Проведення процесу фільтрації і миття фільтру відбувається наступним чином.

Фільтр наповнюється деаерованою водою і переходить в режим циркуляції.

В воду дозується кізельгур для нанесення першого фільтрувального шару. Кізельгур наливається на свічки до тих пір, поки на свічках не утвориться опорний шар, вода повертається мутною. Після першого шару аналогічним шляхом наноситься другий шар кізельгуру.

Після намивання починається процес фільтрації. Нефільтроване пиво повільно, знизу вверх, витискає воду з фільтру. Пиво проходить крізь свічки і фільтрується. В пиво дозується суміш різної фракції кізельгуру, попередньо приготовленої в дозаторі суміші. Слід звернути увагу, що границя між водою і пивом не встановлена, і тому утворюється суміш води й пива — головний фільтраційний залишок.

Фільтрація проходить в такий же спосіб. Дозований кізельгур утворює все більш товстий шар навколо свічок, дозволяючи фільтрувати пиво більш ефективно, проте рівень тиску на вході у фільтр через більш великий шар кізельгуру збільшується. Цикл фільтрації повинен закінчуватися, коли максимально досягнутий рівень тиску досягає 6–8 бар.

Процес фільтрації закінчується тим, що пиво знизу витискається деаерованою водою. На цьому етапі також утворюється невелика кількість суміші пива і води — залишковий фільтрат, який повинен відділятися від основної маси фільтрованого пива.

Кізельгур видаляється в пастообразному або рідкому вигляді. Попередньо він видаляється із свічок поштовхами стисненого повітря, або сумішшю води і стисненого повітря.

Миття фільтра здійснюється протитечією. Потік води чергується з подачею стисненого повітря, що призводить до утворення вихорів і повітряних поштовхів, завдяки яким свічки добре промиваються зсередини.

На останньому етапі фільтр, всі трубопроводи і з'єднання стерилізуються підкисленою гарячою водою, після чого фільтр готовий до нового циклу фільтрації.

Кізельгур (діатоміт) — це осадова гірська порода, що складається переважно з решток діатомових водоростей. Зазвичай пухка або слабо зацементована, світло-сірого або жовтуватого кольору. В різних кількостях в діатоміті зустрічаються кульки (глобули) опалу, а також уламкові і глинисті мінерали. Хімічно діатоміт більш ніж на 80 % складається з водного кремнезему(опалу).

Таких водоростей налічується більше 15000 видів. Мільйони років тому вони покривали дно морів і океанів у такій кількості, що протягом часу з них утворився товстий шар. У деяких місцях товщина шару кізельгуру досягає декількох сотень метрів. Кізельгур добувають: в Ломпоку (Каліфорнія), Халіско (Мексика), Мюватте (Ісландія), Мюрат (Франція), Аліканте (Іспанія), Аріке (Чилі) і в двох областях Китаю.

Видобуток кізельгуру на родовищах зазвичай проводиться відкритим способом. Кізельгур викопують екскаватором, сортують за якістю і вивозять на великих вантажних машинах на зберігання під відкритим небом. Матеріал подрібнюють, висушують при температурі 400 °С у роторних трубчастих печах. При такій обробці зберігається звичайна форма оболонки діатомітів і її пористість, яка дозволяє виготовляти кізельгур для дуже тонкої фільтрації.

Щоб можна було виготовити швидко фільтрувальний кізельгур, висушений матеріал нагрівають до 800 °С. Зовнішня оболонка кізельгуру спікається, утворюючи великі частинки. Внутрішня пориста структура та її фільтраційна активність залишається без змін. Характеристика типів кізельгуру, які використовуються для свічного фільтру, приведені у табл. 1.

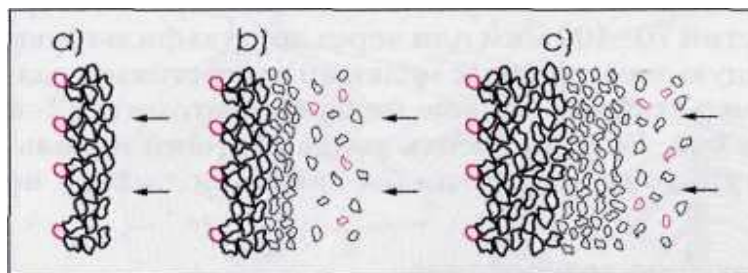
Таблиця 1 – Характеристика типів кізельгуру

Тип кізельгуру	Відносні витрати, г/гл	Пропускна здатність (світло проникання), од. ЕВС	Фракції
Filter-Cel	100	100	Тонка
Standart Super-Cel	213	85	Середня
Hayflo Super-Cel	534	58	Груба

Фільтрація за допомогою кізельгуру проходить крізь дрібно пористу фільтрувальну поверхню з дрібними отворами, розмір яких більше дрібного діатоміту (2–4 мкм). Якщо наносити тільки тонкий кізельгур, то він проникає би крізь фільтрувальну поверхню не затримуючись, і пиво ставало ще більш каламутним, ніж було раніше.

Для досягнення бездоганного фільтраційного ефекту фільтраційний шар наносять в три етапи:

— 1-й основний (попередній) шар; деаерована вода або фільтруюче пиво циркулює крізь фільтр разом з концентрованою сумішшю грубого кізельгуру при надмірному тиску 2–3 бар. При цьому утворюється стабільний до змін тиску первинний шар, який повинен не допускати потрапляння дрібного допоміжного фільтраційного засобу в фільтрат. Цей первинний шар є найважливішим елементом для подальшого нанесення кізельгуру і фільтрації. Частинки цього первинного шару спираються один на одного і перешкоджають своєму подальшому пересуванню (рис. 3), для попереднього шару витрачають 700–800 г/м² кізельгуру, що становить 70 % від усього кізельгуру, використовуваного для нанесення попередніх шарів.



а) 1-й основний шар; б) 2-й основний шар; в) поточне дозування

Рис. 3 – Нанесення кізельгуру

— 2-й основний або запобігаючий шар; він необхідний для того, щоб після попередніх шарів вже перший фільтрат був прозорий. Цей шар знову намивається за допомогою деаерованої води або фільтруючого пива, але для нього використовують більш дрібні фільтраційно-активні розчини кізельгуру. Вони затримують муť і знижують закупорку фільтра. Велике значення має повністю рівномірне нанесення попередніх шарів на всю фільтраційну поверхню. Звуження поверхні в середині або з краю призводить до нерівномірності проходження фільтрату і може стати причиною підвищення мутності. Всього на основні шари загальною товщиною 1,5–3 мм витрачають близько 1000 г/м² кізельгуру. Процес триває 10–15 хв.

— Потокове дозування служить, перш за все, для того, щоб підтримувати проникність кізельгуру, а значить і продуктивність фільтра після початку фільтрації на постійному рівні. Постійна продуктивність необхідна, так як поштовхи тиску або нерівномірність стікання пива руйнують нанесені на свічки шари кізельгуру, і пиво буде з підвищеною мутністю, що не повинно відбуватися ні за яких обставин. Постійна продуктивність означає незмінне підвищення різниці тиску на вході і виході з фільтра. Необхідно докласти всіх зусиль, щоб підвищення різниці тиску відбувалося повільно і рівномірно до досягнення гранично допустимого надлишкового тиску: для наливних циліндричних фільтрів ця величина становить 6–8 бар за годину. У середньому різниця тисків повинна підвищуватися на 0,2–0,3 бар за годину. Склад суміші кізельгуру підбирається на виробництві дослідним шляхом. Зазвичай використовують для поточного дозування такий склад: на 2/3 із середнього і на 1/3 із тонкого кізельгуру. Витрати кізельгуру для поточного дозування становлять від 60 до 120 г/гл пива.

При фільтрації зазвичай виникають ті чи інші проблеми, і невелика помилка може призвести до великих наслідків. Основними джерелами проблем при фільтрації можуть бути: звільнення газів — це означає появу повітряних пробок у фільтрі; нерівномірне нанесення попередніх шарів; дефекти в ущільненні вала, або не щільно встановлені свічки; використання неналежних фільтраційних засобів; мікробіологічні проблеми; важко фільтруюче пиво; помилки при проведенні процесу (наприклад, потрапляння O₂).

Завдання в нанесенні попередніх шарів полягає у формуванні стійкого до змін рівня тиску первинного шару, що можливо при правильно підбраному співвідношенні грубого та дрібного кізельгуру. На перший шар необхідно витратити приблизно близько 70 % загальної кількості грубого кізельгуру. Другий шар наноситься у вигляді тонкого кізельгуру — приблизно так, через який в подальшому проводитиметься фільтрація.

У більшості випадків відмовляються від двох окремих попередніх шарів, і наносять шар, який складається з суміші грубого і тонкого кізельгуру в один прийом. Витрата кізельгуру в цьому випадку становить 800...1200 г/м² (це дорівнює товщині шару 1,5–3 мм). Об'ємна витрата рідини при нанесенні повинна бути при тиску 2 бар, в 1,5–2 рази більше об'ємних витрат рідини при фільтрації.

Нанесення попередніх шарів триває близько 10 хв. При дуже швидкому нанесенні і спорожнюванні виникають тріщини і завихрення, які зносять шар у бік, і тим самим, погіршують роботу фільтру.

При фільтрації різниця тисків між входом і виходом з фільтра постійно збільшується, так як фільтраційний шар стає все товще і товще і утворює все більший опір.

Дослідження проводились на кізельгуровому свічному фільтрі марки M27-L2-M (фірми Steinecker), оснащеному мішалкою FT-40. Останній цикл фільтрації закінчується при досягненні максимального тиску в фільтрі. Результати дослідження процесу фільтрування у 3-х послідовностях з різним співвідношенням фракцій кізельгуру представлені в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати дослідження

Тривалість, год	Кількість дріжджів до фільтру, тис.	Тиск на вході, бар	Доза кізельгуру, г/гл	Мутність, од. ЕВС	
				до фільтру	після фільтру
Дослід № 1					
0	100	2,7	180	153,0	0,52
1	200	2,9	160	162,0	0,53
2	200	3,8	160	153,0	0,50
3	200	4,97	140	200,0	0,48
4	200	6,06	140	200,0	0,46
5	200	6,63	140	153,0	0,42
6	200	7,2	140	155,0	0,36
7	200	7,2	120	155,0	0,34
Дослід № 2					
0	250	2,67	180	193,0	0,56
1	250	2,94	180	180,0	0,52
2	200	3,75	160	172,0	0,50
3	100	3,99	120	120,0	0,50
4	50	4,46	100	150,0	0,43
5	150	5,46	120	156,0	0,41
6	150	5,83	120	146,0	0,38
7	50	6,6	120	148,0	0,38
8	50	6,98	120	143,0	0,38
9	50	7,03	120	142,0	0,34
10	200	7,22	120	168,0	0,34
11	200	7,25	100	168,0	0,34
12	200	7,18	100	167,0	0,32
Дослід № 3					
0	100	2,64	170	67,0	0,49
1	100	2,8	170	48,7	0,46
2	50	2,8	170	48,7	0,46
3	100	3,13	150	48,7	0,46
4	200	3,37	130	70,1	0,42
5	150	3,69	130	93,0	0,44
6	50	3,82	120	68,4	0,47
7	100	4,25	110	89,1	0,46
8	100	4,37	100	89,1	0,45
9	100	4,46	100	64,5	0,43
10	50	4,54	80	90,5	0,41
11	50	4,92	80	93,1	0,39
12	50	5,8	70	67,4	0,39
13	50	6,4	60	90,0	0,36
14	100	6,38	60	90,0	0,36
15	100	6,62	60	37,0	0,32
16	100	6,68	60	35,0	0,32

При потоковому дозуванні необхідно підтримувати зростання різниці тисків на постійному рівні 0,1–0,2 бар/год (в циліндричних фільтрах — 0,5 бар/год). Працюючи з сумішшю кізельгуру, можна змінити співвідношення кізельгурової суміші. Якщо використовують один сорт кізельгуру, то необхідного зрос-

тання тиску можна досягти шляхом зміни швидкості дозування. Фракційний склад кізельгуру, використаний при послідовно проведених 3-х дослідів, приведений на рис. 4.

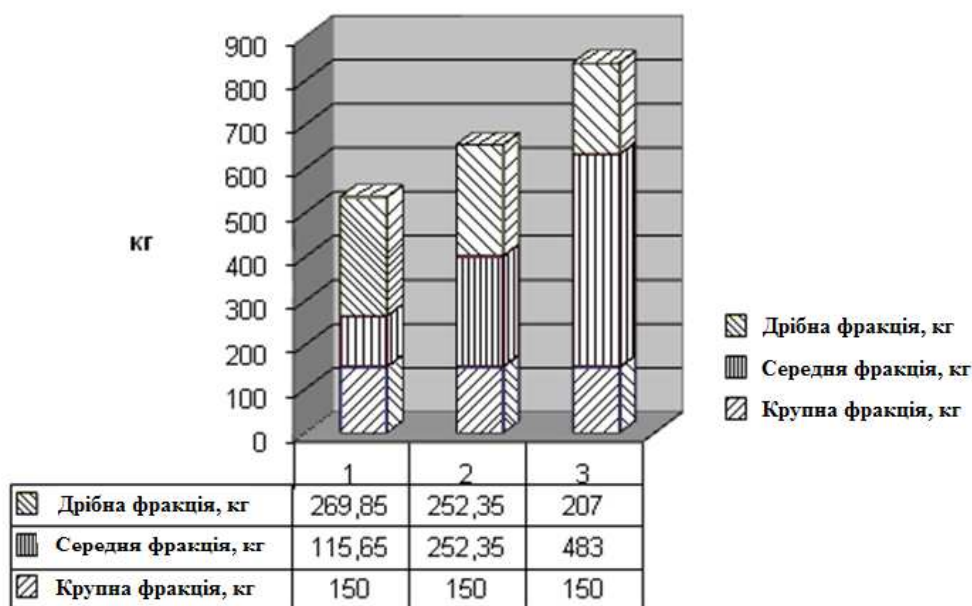


Рис. 4 – Витрати кізельгуру по фракціям, кг

При правильному дозуванні різниця тисків збільшується лінійно зі швидкістю 0,2 бар/год. При дуже низькому дозуванні лінійного збільшення тиску не відбувається, і дріжджі поступово закупорюють шар кізельгуру. Це призводить до незворотної втрати пористості фільтраційного шару, і в результаті, до стрімкого зростання рівня тиску (блокування). Прорив дріжджів, тобто так званий «дріжджовий удар», також є наслідком недостатнього за часом потокового дозування. Занадто велике дозування призводить до повільного підвищення різниці тисків і передчасного заповнення робочого об'єму фільтра кізельгуром. Проаналізовані результати досліджень представлені в табл. 3.

Таблиця 3 – Зведена таблиця результатів дослідження

Показники	Дослід №1	Дослід №2	Дослід №3
Витрати кізельгуру, г/гл	132	104	80
Витрати кізельгуру, кг	535,5	654,7	840
Кількість на фільтрованого пива, гл	2963	4378	6889
Середня мутність до фільтру, од. ЕВС	166,4	157,9	70
Мутність пива після фільтру, од. ЕВС	0,3	0,3	0,36
Тривалість, год	7	12	16

Висновки

В першому досліді за 7 годин роботи фільтра, де в суміші кізельгуру переважала дрібна фракція (50 %), отримали показники по мутності, котрі не перевищують гранично допустим норми (0,8 ЕВС), але на виході не досягаються задані об'єми виробництва готового пива, що потребує додаткової фільтрації.

В досліді № 2 за 12 годин роботи фільтра при використанні суміші кізельгуру (по 38,5 % дрібної і середньої фракцій) також досягли необхідних показників пива по мутності, як і в досліді № 1. Цикл фільтрації збільшився на 5 годин і можлива додаткова фільтрація.

Третій варіант фільтрації найбільш оптимальний, тому що становить 16 годин, що не потребує в подальшому додаткової фільтрації, відфільтроване пиво відповідає параметрам якості, аналогічним в досліді № 1 і № 2, а також проведення процесу потребує найменших витрат енергії, води і кізельгуру.

Література

1. Кунце В., Мит Г. Технология солода и пива: Пер. с нем. – СПб.: Профессия, 2001. – 921 с.
2. Тихомиров В.Г. Технология пивоваренного и безалкогольного производств. – М: Колос, 1998. – 448 с.

МОНІТОРИНГ РИНКУ ВИРОБНИЦТВА ТА СПОЖИВАННЯ ЗАМОРОЖЕНОЇ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ В УКРАЇНІ ТА СВІТІ

Мадани Абделкадер, канд. техн. наук, доцент
Одеський державний економічний університет, м. Одеса

В статті проанализирован рынок замороженной плодоовощной продукции. Рассмотрена динамика производства замороженной плодоовощной продукции.

The article analyzed the market of frozen fruits and vegetables. The dynamics of the production of frozen fruits and vegetables.

Ключевые слова: рынок, торговая марка, заморожена плодоовочева продукція.

У світі продукується і споживається велика кількість заморожених фруктів та овочів. З овочів у великій кількості виробляють картоплепродукти, зелений горошок, солодкий перець, цукрову кукурудзу, квасолу, помідори та ін. З фруктів — полуницю, малину, чорну смородину, чорницю, черешню та ін. Світовим монополістом з експорту замороженої продукції є Польща, яка є основним постачальником цієї продукції до країн Європейського Союзу.

Річне споживання замороженої рослинної продукції в розвинених країнах світу перевищує 40–100 кг в рік на душу населення. Лідерами у споживанні є Великобританія, Німеччина, Франція. Питому частку країн-лідерів у загальному обсязі споживання замороженої плодоовочевої продукції наведено на рис 1.

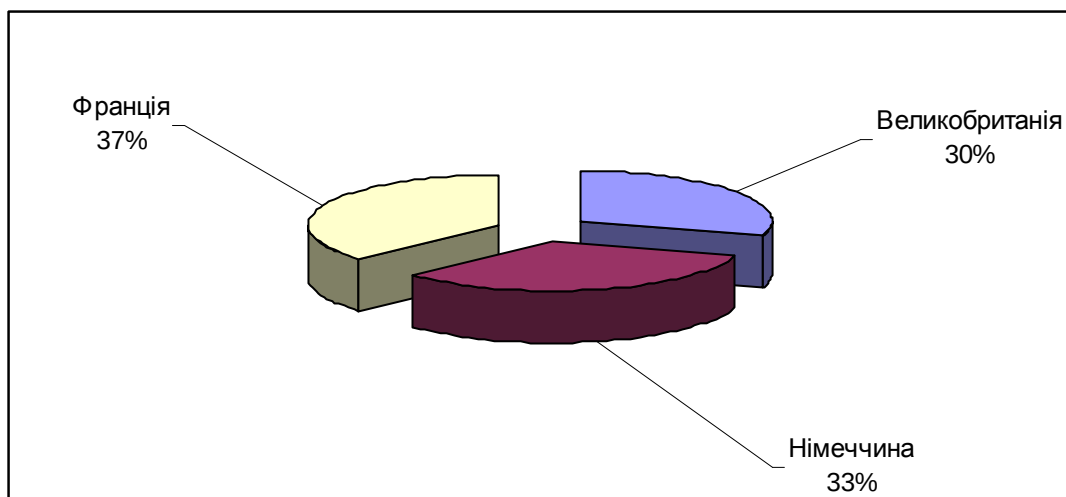


Рис. 1 – Питомі частка країн лідерів у загальному обсязі споживання замороженої плодоовочевої продукції, %

В Україні та країнах Східної Європи рівень споживання овочів і фруктів, в тому числі заморожених, швидко підвищується з року в рік, але знаходиться ще на досить низькому рівні порівняно з країнами європейського ринку. Так, рівень споживання замороженої плодоовочевої продукції в Польщі в 2005 році становив 54 кг, що в 7 разів менше, ніж в країнах Західної Європи, та у 5 разів більше, ніж у Росії та Україні. Це підтверджує потенційні можливості розвитку ринку в цій частині Європи, а також і потенціал фірм, які займаються виробництвом та торгівлею замороженими овочами і фруктами [4].

Аналізом ринку швидкозамороженої плодоовочевої продукції України, встановлено, що у роздрібній торговельній мережі переважають в основному заморожені фрукти і овочі виробництва польських фірм (Zgoda, Nortex та ін.), що зумовлено високою конкурентоспроможністю продукції польського виробництва. Серед країн-постачальників є Франція, Німеччина, Молдова (2,5 % від всього обсягу ввозу даної продукції), Італія (2,1 %).

Найбільшою популярністю користуються так звані монопродукти: стручкова квасоля, цвітна капуста, броколі, полуниця, продаж яких в 2006–2008 рр. склав біля 45 % від загального обсягу. Зростає попит

і на овочеві суміші. Серед виробників лідером на українському ринку замороженої плодоовочевої продукції є польська компанія Hortex. Польські виробники мають найбільшу частку ринку (71,7 %) і традиційно займають нішу середніх за якістю продуктів, орієнтуючись на споживачів із середніми доходами [5].

В Польщі розвиток холодильного консервування пов'язують, перш за все, з особливостями внутрішнього ринку. Його великі потенційні можливості засновані на зростаючій можливості споживачів. Річне споживання заморожених плодів і овочів в Польщі складає близько 4 кг на людину, тобто 1/5 частину середнього показника по Євросоюзу або 1/12 споживання замороженої продукції в Данії. Приблизна структура споживання така: на долю заморожених овочів припадає 2,0–2,4 кг, тобто 50...60 %, плодів і ягід — 25 %, решту поляки споживають в складі інших продуктів.

Загальний обсяг пропозиції замороженої продукції у Польщі визначається в основному власним виробництвом.

Серед відомих польських компаній по виробництву замороженої плодоовочевої продукції можна відмітити фірми Hortex і Zgoda [3].

У фірми Hortex дійсно роками налагоджений механізм закупівлі сировини, відслідковування власне процесу вирощування культур, допомога постачальникам в насінні, добривах. Вони закуповують товар тільки певної якості і певних розмірів у суворій відповідності з усіма стандартами. Проводять дуже ретельний відбір, сортування, калібрування продукту тощо. Компанія постійно займається вивченням попиту і розширює власний асортимент: так, наприклад, з'явилися заморожені готові страви на основі овочів і м'яса [3].

Компанія Zgoda, овочі і плоди кращих сортів як сировину, закуповує у спеціально відібраних селян і виключно у екологічно чистих регіонах Польщі. Довголітня традиція у виробництві заморожених продуктів забезпечила розвиток так званої сировинної бази — спеціалізованих селянських господарств, які здатні на сьогодні вирощувати плоди і овочі найвищої якості із порівняно низькими затратами, завдяки високій урожайності і механізації праці. Ці господарства розташовані порівняно недалеко від холодильних комбінатів (занадто велика відстань впливає на зниження якості товару під час транспортування і підвищення загальних витрат на виробництво) і забезпечує закупівлю для компанії Zgoda біля 60 тис. т. плодів і овочів протягом двох місяців збирання врожаю [3].

З метою забезпечення найвищої якості сировини збір урожаю відбувається у розпалі вегетаційного процесу, а заморожуванню передують ретельний відбір плодів і овочів.

В останні роки в Європі спостерігається помітне зростання попиту на екологічно чисті продукти харчування, особливо для дитячого харчування. Ökohof — під такою торговою маркою німецьке підприємство Ardo випускає заморожену екологічно чисту продукцію. Асортимент дитячого харчування представлено цвітною капустою, молодими зеленими бобами і квасолею, кукурудзою, зеленим горошком, листям зеленого салату, морквою сорту «картопля». Крім того, під назвою «біопродукти» випускаються продукти, весь цикл вирощування яких здійснюється в екологічно чистих умовах.

Як свідчать дані інформаційних джерел, в Німеччині споживання замороженої плодоовочевої продукції у 2010 році порівняно з 2008 р. підвищилося: на 3 % овочів, 2,2 % — плодів, 5 % — картоплепродуктів [6]. Структуру споживання замороженої плодоовочевої продукції в Німеччині наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Структура споживання замороженої плодоовочевої продукції в Німеччині

Заморожені продукти	2008 рік		2010 рік	
	Кількість, тонн	Питома частка, %	Кількість, тонн	Питома частка, %
овочі	430900	42	446412,4	50,09
плоди	60700	7	62096,1	6,96
картоплепродукти	357600	51	382632	42,95

В асортименті фірми Henry Lamotte GmbH із німецького міста Бремена крім великої кількості різноманітних заморожених овочів, є також великий вибір заморожених прянощів, трав і коріння — базилік, острогін, чабер садовий, кріп, коріандр, часник, любисток, садовий майоран, петрушка, перець, розмарин, шалфей, цибуля-шалот, кмін тощо.

Заморожені овочі, овочеві суміші, пироги з овочевою начинкою, готові страви на основі картоплі і овочів фірми Unifrost широко відомі на ринку замороженої продукції. На сьогодні виробничою програмою фірми Unifrost передбачено випуск маленьких головок цвітної капусти і капусти брокколі, які упаковують разом із нарізаною морквою, що надає цій страві вишуканого смаку і приємного зовнішнього вигляду.

На європейському ринку почали з'являтися зовсім нові продукти від азіатських виробників замороженої продукції. Наприклад, фірма Kreyenhop & Kluge поставляють на німецький ринок заморожені про-

дукти харчування із бамбуку, коріння лотосу, стручків цукрового гороху, качанів кукурудзи та багатьох інших екзотичних рослин цього континенту. І якщо раніше ці продукти імпортувались в консервованому вигляді, то в останні роки вони поставляються також свіжозамороженими.

Французька компанія Bonduelle є визнаним лідером по переробці овочів. На сьогодні Bonduelle має в своєму асортименті консервовані овочі, заморожені овочі, готові страви. Асортимент плодоовочевої продукції французької компанії Bonduelle представлено у табл. 2.

Таблиця 2 – Асортимент плодоовочевої продукції французької компанії Bonduelle

Група плодоовочевих товарів	Питома частка у структурі виробництва, %	Питома частка реалізації в Європі, %
Консервовані овочі	52	19,5
Заморожені овочі	30	11
Готові страви з овочів	18	10

Виробничі потужності компанії Bonduelle розташовані в Західній Європі, Центральній і Східній Європі, а також в Африці і Південній Америці [56].

Оскільки головною вимогою споживачів є якість продукції, компанія пропонує магазинам і підприємствам громадського харчування свіжі, консервовані і швидкозаморожені овочі, для виробництва яких застосовується найсучасніше високотехнологічне обладнання. Усі заводи Bonduelle мають сертифікат ISO 9002 і розташовані в сільськогосподарських районах, що гарантує швидку і якісну переробку сировини. Овочі на кожному етапі переробки проходять фізико-хімічний, органолептичний і мікробіологічний контроль, який здійснюють штатні лабораторії підприємства. Цей контроль більш суворий, ніж той, який передбачено чинним законодавством більшості європейських країн.

Початок випуску заморожених овочів Bonduelle припадає на 1968 рік, коли у місті Естре (Франція) було введено в дію перший завод по їхньому виробництву.

Крім того, Bonduelle продовжує розвивати свою діяльність у сфері суспільного харчування. В Європі, наприклад, компанія є найбільшим постачальником овочів для закладів громадського харчування. Відомо, що частка Bonduelle в цьому сегменті ринку складає 10,7 % [7].

В Україні, за даними експертів, середньостатистичне споживання заморожених овочів, фруктів та грибів складає близько 300 грамів. Для порівняння — Росія споживає заморожені продукти цієї групи в 5 разів більше, а в країнах ЄС цей показник перевищує український в 20 разів.

Незважаючи на низький рівень споживання, ринок замороженої плодоовочевої продукції в Україні активно розвивається. Динаміка росту ринку (30 % щорічно) перевищує прогнозування експертів (20... 25 %). Така тенденція характерна для усіх країн пострадянського простору і пов'язана зі зміною соціальної структури і системи харчування.

Зростання споживання замороженої плодоовочевої продукції обумовлено: зміною раціону харчування; прискоренням темпу життя українців і збільшення кількості працюючих жінок; підвищенням матеріального рівня населення; розповсюдженням побутових мікрохвильових печей; розвитком переробних і зберігаючих технологій, наприклад таких, як вакуумна упаковка; збільшенням впливу «фаст-фудів»; розширенням пропозиції і географії збуту замороженої продукції [2].

Виробники і оператори ринку замороженої плодоовочевої продукції, орієнтуються на свою аудиторію. Як правило це жінки які проживають у великих містах і мають достатньо коштів на купівлю продукції. Саме на них спрямовано розширення асортименту заморожених сумішей і вихід нових брендів на ринок, оскільки, виробник акцентує увагу на швидкість приготування, «корисність» і ексклюзивність продукції. Згідно офіційних даних в Україні в 2009р. було виготовлено 6352 т швидкозамороженої продукції, в 2010 р. — 8912 т, приріст склав 40 % [5].

Значним попитом, в населення користуються овочеві суміші, також суміші для супу, різні види капusti (броколі, цвітна, брюссельська) та зелений горошок. Структура продажу замороженої продукції в торговельних мережах м. Одеси в 2010 р. представлена на рис. 2.

В загальному обсязі надходження на ринок продукції, лідирує заморожена картопля, яка не користується високим попитом у населення і поставляється в ресторани швидкого обслуговування. Так на «фаст-фуді» припадає біля 95 % загального обсягу продукції. При цьому в загальній структурі продажу вона займає 70 %. Найбільшим попитом користується підсолена картопля, нарізана соломкою для «фрі» [2].

Український ринок замороженої плодоовочевої продукції зорієнтований в основному на імпорتنу продукцію (80 %). Основними країнами-імпортерами є Польща, Нідерланди, Бельгія, Німеччина, Чехія, Україна [4]. Питома частка країн-виробників замороженої плодоовочевої продукції на ринку України представлена на рис. 3.

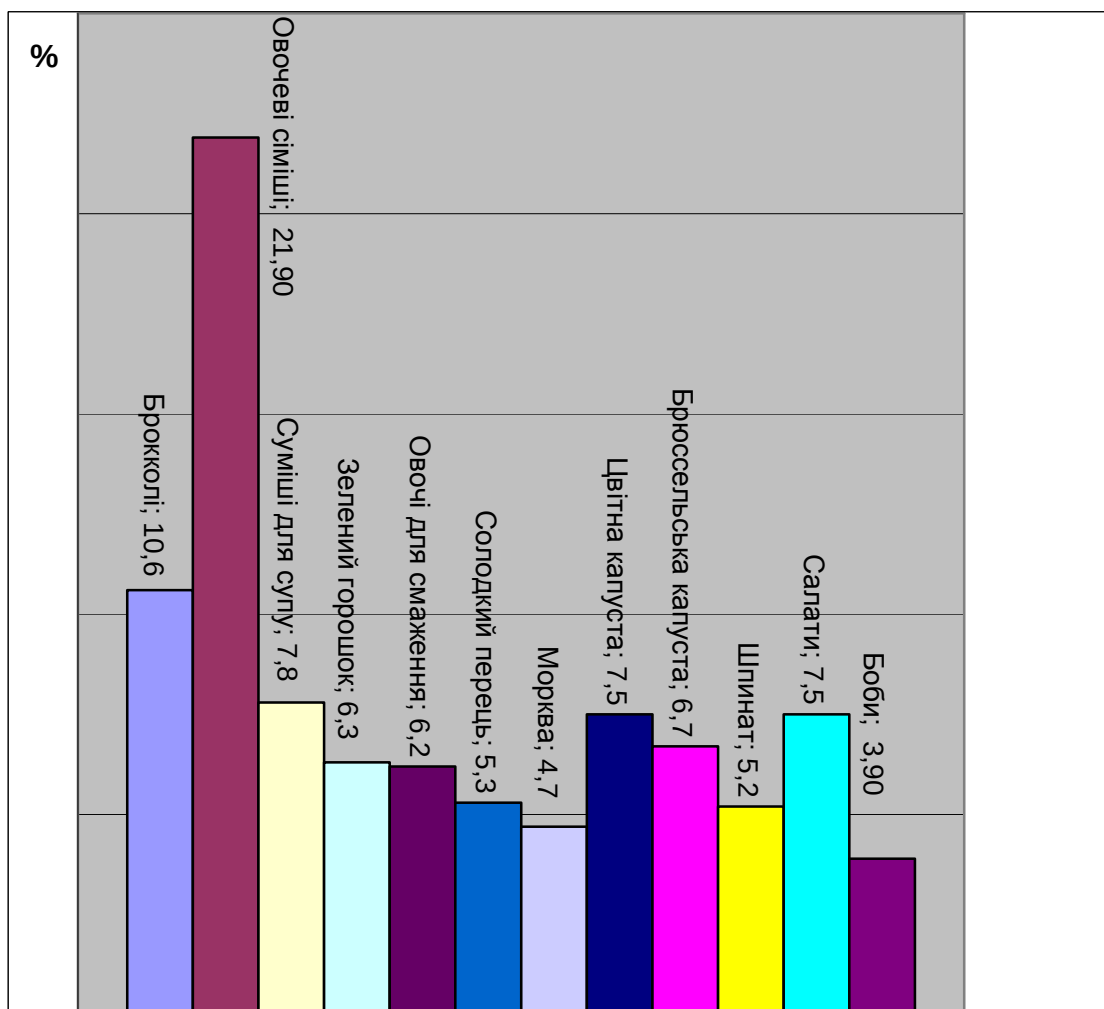


Рис. 2 – Структура продажу замороженої овочевої продукції в торгівельній мережі м. Одеси, %

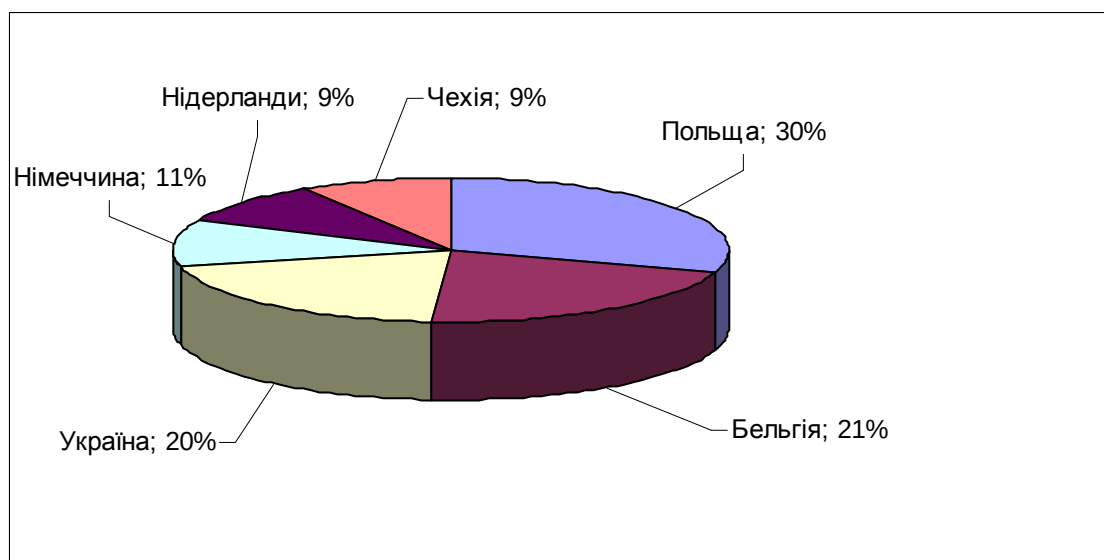


Рис. 3 – Питома частка країн-виробників замороженої плодовоовочевої продукції на ринку України

З введенням змін митних тарифів на ринок України стане ще більш вигідним імпорту швидкозамороженої продукції.

Серед торгових марок, які орієнтуються на споживачів України, найбільш відомими є польська Hortex, французька Bonduelle, Hortino, «4 сезона» — Росія. Французька компанія почала завойовувати Український ринок з 1998 р, а польська працює на ринку ще з радянських часів.

Представники іноземного капіталу розглядають Україну не тільки як базу для експорту продукції, але і як базу для інвестування виробництва замороженої плодоовочевої продукції. Наприклад в 2010 р. нідерландська група компаній Olviya Investments BV, через власну структуру ООО «Ольвіта», відкрила виробництво в Київській області. Компанія має наміри займатись власною брендовою продукцією на ринку України, а також орієнтуватись на експорт в країни ЄС та Ізраїлю [5].

Вітчизняні виробники замороженої плодоовочевої продукції поки що не можуть бути достойними конкурентами зарубіжних компаній. В першу чергу це пов'язано з низьким рівнем рекламних компаній продукції, відсутністю відомих брендів і низькою якістю пакування [2].

Серед найбільш відомих українських марок замороженої продукції можна відмітити ТМ «Шарм» (ЗАТ «Дісконт»), ТМ «Артика» (ТОВ «Арті»), ТМ «Беріка» (ТОВ «Топ-трейд»), ТМ «Сім-Сім» (ТОВ «Сім-Сім»), «Ольвіта», «Дісконт», ТМ «Дригало». Останнім часом активно просувається на ринок херсонська ТМ «Дарус», яка окрім традиційних для ринка найменувань, пропонує також новинки, наприклад цукрову кукурудзу у качанах.

Не дивлячись на низький рівень рекламних компаній, більшість українських виробників орієнтуються не на внутрішній ринок, а на експорт. Так, біля 80 % виготовленої замороженої продукції як сировина експортується до Росії, США, Німеччини. Найбільшим попитом користуються ягоди: вишня, полуниця, чорна та червона смородина [6].

Найбільш перспективним ринком для вітчизняного виробника є російський. Сьогодні він демонструє достатньо швидкі темпи росту і відрізняється значними об'ємами.

Що стосується українського ринку швидкозаморожених продуктів існує декілька основних проблем, які перешкоджають подальшому розвитку галузі. До них належать: відсутність сучасного вітчизняного устаткування для якісного очищення та заморожування плодоовочевої продукції; недостатність кваліфікованих фахівців з технології заморожування, які здатні розвивати нові виробництва; складність залучення необхідних фінансових ресурсів для подальшого розвитку; висока залежність формування ціни на продукцію від врожаю і попиту.

Найближчим часом зниження митних тарифів призведе до урівноваження продукції вітчизняного виробництва з імпортованою, але європейські компанії не зменшать імпорту замороженої продукції на ринок України, а навпаки з'являтимуться нові іноземні марки [7].

Висновки

1. Український ринок замороженої плодоовочевої продукції, який зорієнтований в основному на імпорту продукцію, неспинно зростає.

2. В останні роки представники іноземного капіталу розглядають Україну не тільки як базу для експорту продукції, але і як базу для інвестування виробництва замороженої плодоовочевої продукції. На жаль вітчизняні виробники не можуть бути достойними конкурентами зарубіжним компаніям.

Література

1. Гузик Т. Когда холод – глубокий: обзор рынка упаковки для замороженных продуктов // Мир продуктов. – 2011. – № 2. – С. 32-34.
2. Лосев А. Формирующийся рынок замороженных овощей и ягод // Продукты питания. – 2010. – № 17 – С. 17-21.
3. Современное состояние производства замороженных продуктов в Польше // Продукты питания. – 2011. – № 2 – С. 36-41.
4. Обзор рынка // Продукты питания. – 2011. – № 3. – С. 30-32.
5. Обзор рынка // Продукты питания. – 2010. – № 22. – С.14.
6. Эволюция «заморожки» // Торговый эксперт. – 2010. – № 12. – С.40.
7. Deep Frozen по-вегетариански // Торговый эксперт. – 2010. – № 16(24). – С.32.

УДК 635.07:664.8.037.5(094.9)

ЗАКОНОДАВЧО-НОРМАТИВНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ЯКОСТІ ТА БЕЗПЕЧНОСТІ ЗАМОРОЖЕНОЇ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ

Мадані Абделкадер, канд. техн. наук, доцент
Одеський державний економічний університет, м. Одеса

В статті проводиться аналіз сучасного законодавства і нормативної бази, яка використовується при реалізації і визначенні якості замороженої плодовоовочної продукції.

The article analyzes the modern legislation and regulatory framework which is used for implementing and determining the quality of frozen fruits and vegetables.

Ключові слова: якість, сировина, Закони України, нормативні документи.

Якість сировини, яка переробляється, є основним чинником успіху споживання будь-якої продукції, тому необхідно жорстко контролювати відповідність її показників встановленим вимогам нормативних документів.

Основний Закон, який встановлює правові засади забезпечення якості та безпеки харчових продуктів і продовольчої сировини для здоров'я населення, регулює відносини між органами виконавчої влади, виробниками, продавцями (постачальниками) і споживачами під час розробки, виробництва, ввезення на митну територію України, закупівлі, постачання, зберігання, транспортування, реалізації, використання, споживання та утилізації харчових продуктів і продовольчої сировини є Закон України «Про безпечність та якість харчових продуктів» від 6 вересня 2005 р. № 2809 – IV [1].

Законом України «Про торгово-промислові палати в Україні» передбачено основні засади щодо функціонування та діяльності торгово-промислових палат, які проводять товарознавчі експертизи [5]. Для організації проведення експертних досліджень відповідно до Закону «Про торгово-промислові палати в Україні» розроблено Методику проведення товарознавчої експертизи експертами торгово-промислових палат в Україні від 26 вересня 2005р [12].

Закон України «Про забезпечення санітарного та епідеміологічного благополуччя населення» від 2 листопада 2004 р. № 2137 – IV – регулює суспільні відносини, які виникають у сфері забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя, визначає відповідні права і обов'язки державних органів, підприємств, установ, організацій та громадян, встановлює порядок організації державної санітарно-епідеміологічної служби і здійснення державного санітарно-епідеміологічного нагляду в Україні [3].

Закон України «Про захист прав споживачів» від 12 травня 2006 року № 1023 – XII, містить чіткі вимоги до якості продуктів харчування. Цей закон регулює відносини між споживачами товарів і виробниками, виконавцями або продавцями в умовах різних форм власності, встановлює права споживачів та визначає механізм реалізації державного захисту їх прав [2].

Основною Постановою, якою Кабінет Міністрів України надає доручення державним органам, що здійснюють контроль та нагляд за проведенням необхідних та достатніх заходів та дій, спрямованих на посилення контролю за якістю і безпекою харчових продуктів, що виробляються в Україні, та імпортованих харчових продуктів щодо їх відповідності вимогам та стандартам, які діють в Україні – є Постанова кабінету Міністрів «Про вдосконалення контролю якості і безпеки харчових продуктів» від 9 листопада 2006 р. N 1371 [6].

В Постанові Кабінету Міністрів України «Про затвердження Положення про державну санітарно-епідеміологічну службу України» від 19 серпня 2002 р. № 1218 зазначено, що — державна санітарно-епідеміологічна служба України є системою органів, установ, закладів, частин і підрозділів, діяльність яких спрямовується на профілактику інфекційних хвороб, професійних захворювань, масових неінфекційних захворювань (отруєнь), радіаційних уражень людей, запобігання шкідливому впливу на стан їх здоров'я і життя факторів середовища життєдіяльності, здійснення державного санітарно-епідеміологічного нагляду щодо безпеки для життя і здоров'я людини продукції та середовища життєдіяльності [7].

Наказ Міністерства охорони здоров'я України “Про затвердження Державних санітарних норм та правил «Транспортування продовольчої продукції» від 14 травня 2004 р. № 239 регулює Державні санітарні норми та правила транспортування продовольчої продукції, які встановлюють гігієнічні вимоги і норми до повітряного, водного і залізничного транспорту, що забезпечують перевезення продовольчої продукції груп 1 – 13, 15 – 23, 25 Гармонізованої системи опису і кодування товарів [9].

Державний санітарно-епідеміологічний нагляд за дотриманням санітарно-гігієнічних і санітарно-епідеміологічних норм і правил державними органами, підприємствами, організаціями, установами незалежно від форм власності, підприємцями — фізичними особами і громадянами покладений на органи державної санітарно-епідеміологічної служби України.

Наказом міністерства охорони здоров'я України від 5 серпня 1999 р. «Про створення Державного реєстру харчових продуктів, продовольчої сировини, супутніх матеріалів та Реєстру висновків державної санітарно-гігієнічної експертизи» № 199 при Головному санітарно-епідеміологічному управлінні МОЗ України створено Державний реєстр харчових продуктів, продовольчої сировини, супутніх матеріалів та Реєстр висновків державної санітарно-епідеміологічної експертизи, а також визначено їх завдання та функції.

Міністерством охорони здоров'я України разом з зацікавленими міністерствами та відомствами розроблено Методичні вказівки про порядок й періодичність контролю продовольчої сировини й харчових продуктів за показниками безпеки. Дані вказівки були розроблені з метою забезпечення контролю за вмістом важких металів й миш'яку, радіонуклідів, мікотоксинів, мікроорганізмів, нітратів, пестицидів, гістаміну, антибіотиків в продовольчій сировині й харчових продуктах, які виробляють в Україні.

На сьогодні немає юридичної відповідальності імпортера за безпеку продукції, що ввозиться і ввозиться в обіг на території України. Водночас у більшості розвинених країн світу це передбачено законодавством. Слід зауважити, що до національного законодавства країн ЄС включено вимоги Директиви ЄС 85/374 «Про відповідальність постачальника за випуск і реалізацію дефектної продукції».

Нормативний акт, який регламентує порядок продажу продуктів харчування – це Наказ Міністерства зовнішньоекономічних зв'язків України від 28.12.2007 № 237 «Про затвердження Правил продажу продовольчих товарів». Ці правила регламентують порядок приймання, зберігання, підготовки і продажу продовольчих товарів через роздрібну торговельну мережу, а також визначають вимоги споживачів щодо дотримання їх прав, належної якості та безпеки товару і рівня торговельного обслуговування [10].

Як було зазначено вище, Торгово-промисловою палатою України затверджено Методику проведення товарознавчої експертизи експертами торгово-промислової палати (від 26.09.2005). Даним документом передбачено порядок та процедуру проведення товарознавчої експертизи, вимоги до експерта, права та обов'язки експерта, правила відбору та порядок оформлення проб для аналізу, вимоги до лабораторій, в яких можна проводити фізико-хімічні дослідження, правила заповнення документів, які засвідчують результат проведення експертизи тощо [12].

Однак, експертиза якісних показників будь-якої продукції проводиться відповідно до вимог нормативної документації на відповідну групу товарів, або умов договору.

Аналізуючи нормативні документи на заморожену плодоовочеву продукцію ми з'ясували, що ситуація досить складна: враховуючи інноваційність замороженої продукції для нашого ринку ДСТУ, ГОСТ практично відсутні на даний вид продукції. Тому виробники розробляють та затверджують власні ТУ, адаптовані до організаційно-технічних умов конкретного підприємства.

Серед нормативних документів, які регламентують якість замороженої плодоовочевої продукції, правила приймання та порядок відбору проб є необхідними під час товарознавчої експертизи слід відзначити:

ГОСТ 29187-91 «Фрукты и ягоды быстрозамороженные. Общие технические условия».

ГОСТ 50475-93 «Продукты переработки плодов и овощей. Горошек зеленый и кукуруза консервированные и быстрозамороженные. Методы определения сухих веществ, не растворенных в спирте».

ГОСТ 28322-89 «Продукты переработки плодов и овощей. Термины и определения».

ГОСТ 26313-84 «Продукты переработки плодов и овощей. Правила приемки, методы отбора проб».

ГОСТ 26671-85 «Продукты переработки плодов и овощей, консервы мясные и мясорастительные. Подготовка проб для лабораторных анализов».

ГОСТ 29270-95 «Продукты переработки плодов и овощей. Методы определения нитратов».

ГОСТ 28561-90 «Продукты переработки плодов и овощей. Методы определения сухих веществ или влаги».

ОСТ 10 86-87 «Полуфабрикаты овощные. Пюреобразные быстрозамороженные».

ОСТ 111-19-84 «Блюда и полуфабрикаты десертные быстрозамороженные. Технические условия».

ОСТ 111-7-82 «Овощи быстрозамороженные. Технические условия».

ОСТ 18-335-78 «Быстрозамороженные полуфабрикаты из картофеля».

РСТ УССР 1955-84 «Смеси плодово-ягодные быстрозамороженные».

РСТ УССР 1594-86 «Смородина черная дробленая с сахаром замороженная. Технические условия».

РСТ УССР 1595-86 «Пюре плодово-ягодное с сахаром замороженное. Технические условия».

ТУ 111-4-35-85 «Быстрозамороженные овощные полуфабрикаты. Технические условия».

Документами, що підтверджують якість та безпеку швидкозамороженої плодоовочевої продукції, є: декларація про відповідність, що видається виробником продукції на кожен партію харчових продуктів, сертифікат відповідності чи свідоцтво про визнання відповідності; висновок державної санітарно-епідеміологічної експертизи, сертифікат походження, сертифікат якості.

Також існують спеціальні законодавчі та нормативні акти, які стосуються митного контролю та оформлення товарів при експортно-імпорتنих операціях суб'єктами ЗЕД.

Основним нормативним документом є Митний кодекс України, який визначає засади організації та здійснення митної справи в Україні, регулює економічні, організаційні, правові, кадрові та соціальні аспекти діяльності митної служби України. Кодекс спрямований на забезпечення захисту економічних інтересів України, створення сприятливих умов для розвитку її економіки, захисту прав та інтересів суб'єктів підприємницької діяльності та громадян, а також забезпечення додержання законодавства України з питань митної справи.

Закон України «Про податок на додану вартість» від 27 червня 2007 р. № 403/97 – ВР визначає платників податку на додану вартість, об'єкти, базу та ставки оподаткування, перелік неоподатковуваних та звільнених від оподаткування операцій, особливості оподаткування експортних та імпорتنих операцій, поняття податкової накладної, порядок обліку, звітування та внесення податку до бюджету [4]. Порядок, що визначає механізм митного оформлення імпорتنих товарів (продукції), що підлягають обов'язковій сертифікації в Україні, і ввозяться на митну територію України суб'єктами підприємницької діяльності викладений у Постанові Кабінету Міністрів України «Про затвердження порядку митного оформлення товарів (продукції), що підлягають обов'язковій сертифікації в Україні» від 4 листопада 2007 р. № 1211 [8].

Також важливим нормативним документом про порядок визначення процедури справляння єдиного збору у разі переміщення транспортних засобів та вантажу через державний кордон є Постанова Кабінету Міністрів України «Про затвердження Порядку справляння єдиного збору у пунктах пропуску через державний кордон» від 24 жовтня 2002 р. № 1569.

Головним документом при оформленні вантажу, який переміщується через державний митний кордон України – є вантажна митна декларація, яка заповнюється декларантом. Загальний порядок заповнення вантажної митної декларації визначений у Наказі Державної Митної Служби «Про порядок заповнення вантажної митної декларації» від 9 липня 1997 р. № 1307.

Наказом Державної Митної Служби України «Про затвердження типової технології митного контролю та митного оформлення товарів та інших предметів» від 30 грудня 1998 р. № 828 визначається типова технологія митного контролю та митного оформлення товарів та інших предметів. Розроблена вона відповідно до Митного кодексу України, Положення про вантажну митну декларацію та інших нормативних актів Держмитслужби з метою визначення послідовності дій посадових осіб митних органів при здійсненні митного контролю та митного оформлення товарів та інших предметів [10].

Декретом Кабінету Міністрів України «Про стандартизацію і сертифікацію» від 11 червня 1997 р. № 333/97 – ВР визначаються правові та економічні основи систем стандартизації та сертифікації, встановлюються організаційні форми їх функціонування на території України [11].

Також невід'ємним нормативним документом, щодо питань сертифікації продукції з метою формування однозначного підходу митниць до здійснення митного контролю за ввезенням на митну територію України та митного оформлення товарів, що підлягають обов'язковій сертифікації в Україні – є Лист Державної Митної Служби України «Щодо сертифікації продукції» від 27 травня 1998 р. №11/1 – 5298.

Висновки:

1. Законодавча, інструктивна та нормативна база, яка регулює якість замороженої плодоовочевої продукції та порядок її митного оформлення, є дуже великою.
2. Для проведення експертизи замороженої плодоовочевої продукції та митних процедур щодо її оформлення при переміщенні через митний кордон України, експерт-товарознавець з митної справи, повинен вільно, чітко та безпомилково орієнтуватися в усій цій нормативній базі, для досягнення своєї мети та формулювання чітких висновків.

Література

1. Закон України від 23.12.1997 р. № 771/97 – ВР «Про безпечність та якість харчових продуктів».
2. Закон України від 30.06.06 № 783 «Про захист прав споживачів».
3. Закон України від 07.02.02 № 3037-ІІІ «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення».
4. Закон України від 27.06.07 № 403/97 «Про податок на додану вартість».

5. Закон України від 02.12.97 № 671/97-ВР «Про торгово-промислові палати в Україні».
6. Постанова КМУ від 09.11.06 № 1371 «Про вдосконалення контролю якості і безпеки харчових продуктів».
7. Постанова КМУ від 19.08.02 № 1218 «Про затвердження Положення про санітарно-епідеміологічну службу України».
8. Постанова КМУ № 1211 (ДМСУ № 11/6-10753 від 13.11.2007) «Про затвердження Порядку митного оформлення імпортованих товарів, що підлягають обов'язковій сертифікації в Україні».
9. Наказ МОЗУ від 14.05.04 № 239 «Про затвердження Державних санітарних норм та правил транспортування продовольчої продукції».
10. Наказ МЗЕЗУ від 28.12.07 № 237 «Про затвердження Правил продажу продовольчих товарів».
11. Декрет КМУ від 10.05.03 № 46-93 «Про стандартизацію та сертифікацію».
12. Методика проведення товарознавчої експертизи товарів експертами торгово-промислових палат України. К: 2005. – 16 с.

УДК 629.621.577.658.511.5:621.43.004

АНАЛИЗ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПРОЦЕССА САХАРО-РАФИНАДНОГО ПРОИЗВОДСТВА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭКСЕРГОТОПОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ НА ГРАФАХ

Мельник С.И., старший преподаватель
Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса

Проведен анализ производственного процесса сахарорафинадного производства с использованием эксерготопологических моделей на графах.

Is carried out the analysis of the production process of the production of sugar with the use of models on the graphs.

Ключевые слова: модель, граф, эксерготопологическая модель, эксергия.

Актуальность проблемы. Данный производственный цикл крайне интересен для южного региона нашей страны в виду развитой системы сельского хозяйства и номенклатуры плодоовощной продукции. В то же время следует обращать особое внимание на оптимальное управление технологического процесса, в частности на рациональное использование энергоресурсов разной природы. Работа проводилась на основе методики эксергетического подхода с использованием эксерго-топологических моделей на графах.

Изложение материала исследования. Данные о потоках эксергии по технологической схеме завода приведены в [3]. В сводной форме потоки эксергии по производственным процессам характеризуются следующими данными в табл. 1.

Таблица 1 – Потоки эксергии по производственным процессам

Приход эксергии (кВт)	Расход эксергии (кВт)
Исходный продукт	Вторичные пары.....2915
(сахар-сырец) 153	Конденсаты.....799
Свежий пар.....8276	Промежуточные продукты:
Электроэнергия.....660	рафпесок.....86
Подогретая вода.....95	рафкашка.....79
	патока.....16
	Итого.....3895
	Потери эксергии.....5279
Всего.....9174	Всего.....9174

Производственные процессы соответствуют технологическому регламенту сахаро-рафинадного производства. Сводка термодинамических характеристик производственных процессов приведена в табл. 2.

Эти данные позволяют оценить относительную значимость термодинамических показателей различных групп производственных процессов и обосновать содержание и очередность их дальнейшего анализа.

Таблица 2 – Сводка термодинамических характеристик производственных процессов

№	Группы производственных процессов	Потери эксергии, П		С.т.с. v	Греющий пар			К.т.э. λ	Расход эл. мощности N, кВт
		кВт	%		Расход Д		Эксергия Е _п , кВт		
					кг/с	т/ч			
1	Клеровка продуктов	357	6,8	0,65	0,76	2,7	517	0,29	–
2	Подогревание сиропов	203	3,8	0,8	0,64	2,3	432	0,48	–
3	Варка утфелей	3788	71,8	0,54	10,78	39	7327	0,42	–
4	Сборы сиропов	25	0,5	0,92	–	–	–	–	–
5	Фильтрация сиропов	102	1,9	0,91	–	–	–	–	–
6	Обработка продуктов	84	1,6	0,91	–	–	–	–	–
7	Фуговка и пробеливание сахара	720	13,6	0,57	–	–	–	–	660
	Всего	5279	100	0,63	12,18	44	8276	0,42	660
	В т.ч. – по паропотребляю- щим процессам	4348	82,4	0,58	12,18	44	8276	0,42	

Сводная схема потоков эксергии, включая данные по основным агрегатам машзала, установкам подогрева воды и сбора конденсатов и по барометрическому конденсатору – приведена на рис. 1.

На основании этой схемы можно привести следующие сводные балансовые характеристики в табл. 3.

Таблица 3 – Сводные балансовые характеристики

Приход эксергии, кВт			Расход эксергии, кВт	
Сахар-сырец	143		Промежуточные продукты	181
Конденсат сушильного отделения	189		Конденсат на ТЭЦ	570
Пар на ТЭЦ	15360		Барометрическая вода	1405
			Итого	2156
			Потери эксергии:	
			Продуктовые цеха	5279
			Машзал	1980
			Установка подогрева воды	365
			Установка сбора конденсатов	156
			Барометрический конденсат	1510
			Итого	9290
			Потоки эксергии, неучтенные в расчетах (сушильное отделение и вспомогательные цеха):	
			Пар	3286
			Электроэнергия	960
			Итого	4246
Всего	15692		Всего	15692

Из этих данных следует, что к рассмотренным производственным процессам продуктовых цехов относится до 75 % общих потоков эксергии по предприятию. Поэтому дальнейший анализ приведенных здесь материалов может иметь определяющее значение для повышения термодинамической эффективности производства.

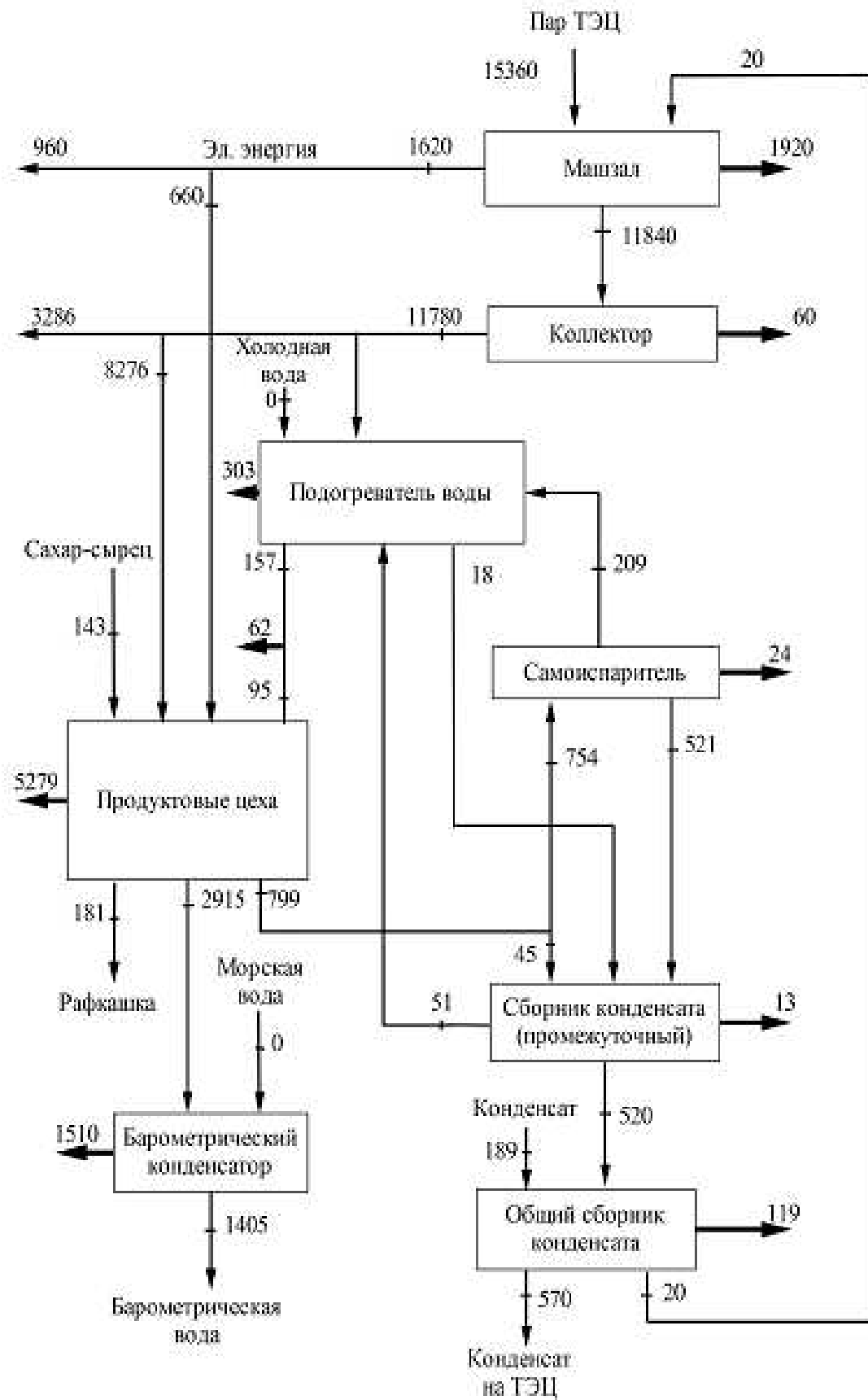


Рис. 1 – Сводная схема потоков эксергии

Выводы

1. Основное содержание этой работы составляет обоснование и использование новой методики расширенных термодинамических расчетов промышленного энергоиспользования в форме энергетических и эксергетических балансов производственных процессов, основанных на совместном применении первого и второго законов термодинамики.

2. По материалам технологического регламента сахаро-рафинадного завода количественно оценены потери эксергии различных первичных и вторичных энергоресурсов (свежего и сокового паров, электро-энергии, продуктов производства), обусловленные необратимостью рабочих процессов. Полученные данные позволяют также судить о причинах этих потерь и дают основания для выбора мер по снижению потерь эксергии, что непосредственно связано с экономией первичных энергоресурсов предприятия.

3. В условиях сахаро-рафинадного завода основные потери эксергии (в киловаттах и процентах от эксергии пара ТЭЦ, как первичного энергоресурса) составляют:

- в процессах варки утфелей – 3788 кВт (25 %);
- в оборудовании машзала – 1980 кВт (12 %);
- в барометрическом конденсаторе – 1510 кВт (10 %);
- с неиспользованной барометрической водой – 1405 кВт (9 %).

Этими данными предопределяются основные направления рационализации теплосилового хозяйства завода.

Литература

1. Оптимизация систем энерготехнологии: Учебн. пособие / В.Р. Никульшин, Л.П. Андреев. – К.: НМК ВО, 1993. – 120 с.
2. Андреев Л.П. Обобщенное уравнение связи КПД энергоиспользующей системы и КПД ее элементов // Изв. вузов. Энергетика. – 1982. – № 3. – С. 77-82.
3. Бояринов А.И., Кафаров В.В. Методы оптимизации в пищевой технологии. – М.: Химия, 1989. – 576 с.

УДК 519.873:519.718

АНАЛИЗ СТРАТЕГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ (РЕМОНТОВ) ОБЪЕКТОВ ПИЩЕВОГО ПРОИЗВОДСТВА ПРИ ВНЕЗАПНЫХ ОТКАЗАХ

Мельник С.И., старший преподаватель
Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса

Проведен анализ восстановления простых систем и оптимальное динамическое планирование профилактических замен, а также оценена эффективность стратегий восстановления.

The analysis of the restoration of simple systems and the optimum dynamic programming of preventive replacements is carried out, and the effectiveness of strategies of the restoration is also evaluated.

Ключевые слова: стратегия восстановления, динамическое планирование, внезапный отказ.

Актуальность проблемы. Задача состоит в исследовании объектов пищевого производства с оборудованием, имеющим ресурс более 20 лет. Данное оборудование обладает свойством периодического (сезонного) применения, позволяющее производить профилактические работы по восстановлению в полном объеме при наличии всех необходимых ресурсов. В то же время оборудование имеет низкое пороговое значение критериев надежности и вероятность отказов при эксплуатации становится выше.

Восстановление при внезапных отказах

Список обозначений

C_k – эксплуатационные затраты

L_k – длина k -го цикла

ξ_τ, η_τ – времена соответственно между двумя последовательными аварийными восстановлениями и между двумя восстановлениями произвольного типа при стратегии 1

R_0, R_1, R_2 – интенсивности эксплуатационных затрат при стратегиях 0, 1 и 2

$H_1(t), H_2(t)$ – среднее число всех восстановлений за время $(0, t)$ при стратегиях 1 и 2

X_k – момент k -го минимального восстановления

$f_k(t)$ – плотность распределения X_k

$Y_k = X_k - X_{k-1}, k \geq 1, X_0 = 0$

$\{\xi_t, t \geq 0\}$ – нестационарный точечный процесс с параметром $\Lambda(t)$

$P_k(t) = P(\xi_t = k)$

$r(\tau)$ – математическое ожидание остаточной наработки для системы, которая проработала время τ

$p(1), p(2)$ – вероятности наступления отказа 1-го и 2-го типа

Y – время до наступления отказа 2-го типа

Y_h – продолжительность аварийного восстановления элементов в дублированной системе

$G(t) = P(Y \leq t), P(Y_h \leq t)$

Z_x – число отказов 1-го типа, наступивших за время $(0, \min(Y, x))$

Y_p – продолжительность профилактического восстановления элемента в дублированной системе

$D(t), B(t) = P(\tau \leq t), P(Y_p \leq t)$

$W_{ij}(t)$ – переходные вероятности

$M(\tau)$ – средняя наработка дублированной системы.

Исследуются восстановления простых систем (элементов). Простейшая по своей структуре стратегия восстановления таких систем известна в литературе как стратегия аварийных замен.

В работе основное внимание сосредоточено на оптимальном динамическом планировании профилактических замен. В качестве критериев оптимальности служат прежде всего средние затраты на восстановление в единицу времени (интенсивность затрат на восстановление) и коэффициент готовности. Сравнение этих критериев с соответствующими критериями для стратегии аварийных замен позволяет оценить эффективность стратегий восстановления.

В затраты на восстановление могут в данном случае входить также затраты, связанные с ущербом в результате отказов, причем описание дается в рамках той же модели. Чтобы учесть это обстоятельство, рассматривают не затраты на восстановление, а эксплуатационные затраты (интенсивности затрат) как критерии оптимальности.

Рассматривая простые системы, мы делаем некоторые принципиальные предположения, которые, вообще говоря, в дальнейшем не будем прямо оговаривать:

Система находится всегда в одном из двух состояний: работоспособности или отказа. Переход из состояния работоспособности в состояние отказа наступает в результате внезапного отказа.

Распределение наработки системы принадлежит классу ВФИ. Соответствующая плотность распределения существует и является непрерывной.

Процесс функционирования системы продолжается неограниченно долго (достаточно долго).

Если прямо не оговорено противоположное, то считается, что все мероприятия по восстановлению осуществляются за пренебрежимо малое время, после чего система мгновенно начинает работу.

Общим для всех стратегий восстановления, рассматриваемых в этой главе и частично в следующих, является то, что спустя определенные случайные или детерминированные интервалы времени производится полное обновление системы. Тем самым время функционирования системы разбивается на циклы, т.е. на интервалы, стохастически эквивалентные относительно длины и затрат. Точнее говоря, смысл определения цикла состоит в следующем. Если C_i – эксплуатационные затраты в i -м цикле, имеющем длину L_i , то $(C_i, L_i), i = 1, 2, \dots$ – независимые одинаково распределенные случайные векторы (через C, L) обозначаем случайную пару с этим же распределением. Таким образом, последовательность $\{(C_i, L_i), i = 1, 2, \dots\}$ образует процесс восстановления с доходами. Точное определение интенсивности эксплуатационных затрат дается формулой

$$R = \lim_{t \rightarrow \infty} E(c(t))/t.$$

$$\text{При условии } \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{E(C(t))}{t} = \frac{E(C)}{\mu} \text{ для } E(C) < \infty \text{ и } E(L) < \infty$$

$$R = E(C)/E(L). \quad (1)$$

Здесь интенсивность эксплуатационных затрат будем находить с помощью последнего отношения, не делая специальных оговорок.

1. Строго периодическое восстановление

Эта стратегия известна под названием «восстановление в зависимости от возраста».

Стратегия 1. Система восстанавливается после отказа. Если она проработала без отказов заданный интервал времени τ , то проводится профилактическая замена. Восстановления, которые производятся

после отказов, называются аварийными. Как профилактические, так и аварийные восстановления являются полными.

Пусть ξ_τ и η_τ – случайные времена, соответственно между двумя последовательными аварийными восстановлениями и двумя последовательными восстановлениями произвольного типа. Тогда

$$P(\xi_\tau < t) = 1 - (\bar{F}(\tau))^n \bar{F}(t - n\tau), \quad n\tau \leq t < (n+1)\tau, n = 0, 1, \dots \quad (2)$$

$$P(\eta_\tau < t) = \begin{cases} F(t), & 0 < t \leq \tau \\ \tau < t \end{cases} \quad (3)$$

Если обозначить $M_h(\tau) = E(\xi_\tau)$ и $M(\tau) = E(\eta_\tau)$, то

$$M_h(\tau) = \int_0^\infty P(\xi_\tau \geq t) dt = \sum_{n=0}^\infty (\bar{F}(\tau))^n \int_{n\tau}^{(n+1)\tau} \bar{F}(t - n\tau) dt$$

откуда следует

$$M_h(\tau) = \frac{1}{F(\tau)} \int_0^\tau \bar{F}(\tau) dt, \quad M(\tau) = \int_0^\tau \bar{F}(\tau) dt \quad (4)$$

Моменты, в которые производятся аварийные восстановления, профилактические восстановления или восстановления произвольного типа, задают согласно определению процессы восстановления.



Рис. 1 – Строго периодическое восстановление

Если обозначим через $M_p(\tau)$ математическое ожидание времени между двумя профилактиками, то $I_h(\tau) = 1/M_h(\tau)$, $I_p(\tau) = 1/M_p(\tau)$ и $I(\tau) = 1/M(\tau)$ будут означать среднее число соответственно аварийных восстановлений, профилактик и восстановлений произвольного типа в единицу времени и справедливо соотношение

$$I(\tau) = I_h(\tau) + I_p(\tau).$$

Из (4) следует

$$M_p(\tau) = \frac{1}{\bar{F}(\tau)} \int_0^\tau \bar{F}(t) dt \quad (5)$$

Лемма 1. Пусть функция $F(t)$ непрерывна и принадлежит классу ВФИ.

Тогда при возрастании τ , $\tau > 0$

- а) среднее число аварийных восстановлений $I_h(\tau)$ монотонно возрастает,
- б) среднее число профилактик $I_p(\tau)$ монотонно убывает.

Доказательство. Докажем 1,а. Доказательство 1,б производится аналогично. Пусть $0 \leq x \leq y < \infty$. Согласно определению класса распределений ВФИ

$$\frac{F_x(t)}{\int_0^t \bar{F}_x(u) du} \leq \frac{F_y(t)}{\int_0^t \bar{F}_y(u) du}$$

или

$$\frac{F(t+x) - F(x)}{\int_0^{t+x} \bar{F}(u) du - \int_0^x \bar{F}(u) du} \leq \frac{F(t+y) - F(y)}{\int_0^{t+y} \bar{F}(u) du - \int_0^y \bar{F}(u) du}. \quad (I)$$

Для $x = 0$ и $y = t$ отсюда получаем $I_h(t) \leq I_h(2t)$. Если предположить также, что $I_h((n-1)t) \leq I_h(nt)$, то

$$I_h((n-1)t) \leq \frac{F(nt) - F((n-1)t)}{\int_0^{nt} \bar{F}(u) du - \int_0^{(n-1)t} \bar{F}(u) du} \quad (II)$$

Из неравенства (I) при $x = (n-1)t$ и $y = nt$ следует

$$F(nt) \int_0^{(n+1)t} \bar{F}(u) du - F((n+1)t) \int_0^{nt} \bar{F}(u) du \leq F((n-1)t) \left[\int_0^{(n+1)t} \bar{F}(u) du - \int_0^{nt} \bar{F}(u) du \right] - \int_0^{(n-1)t} \bar{F}(u) du - [F((n+1)t) - F(nt)]$$

$$R = \lim_{t \rightarrow \infty} E(C(t)) / t.$$

Но правая часть этого неравенства не положительна вследствие условия (II).

Отсюда по индукции выводится $I_h(n_t) \leq I_h((n+1)_t)$.

Итак, имеет место неравенство

$$I_h(k_t) \leq I_h((k+1)_t), \quad k = 1, 2, \dots$$

Поскольку значение t можно выбрать положительным и произвольно малым, утверждение леммы 1 следует из непрерывности функции $F(t)$.

Для доказательства мы не использовали плотность распределения наработки, существование которой обусловлено предположением 2).

2. Интенсивность эксплуатационных затрат

Пусть c_h и c_p – средние затраты на аварийное и профилактическое восстановление соответственно, $0 < c_p < c_h < \infty$.

Если интервал восстановления равен τ , то интенсивность эксплуатационных затрат

$$R(\tau) = c_h I_h(\tau) + c_p I_p(\tau) \quad (6)$$

или

$$R(\tau) = \frac{c_h F(\tau) + c_p \bar{F}(\tau)}{\int_0^{\tau} \bar{F}(t) dt} \quad (7)$$

К представлению (7) можно прийти также разложением времени функционирования на циклы и применением формулы (1).

При этом в качестве циклов следует выбирать интервалы между последовательными восстановлениями произвольного типа. Тогда длина цикла имеет распределение (3), а случайные затраты за цикл задаются формулой

$$C = \begin{cases} c_h & \text{с вероятностью } P(X \leq \tau) = F(\tau) \\ c_p & \text{с вероятностью } P(X > \tau) = \bar{F}(\tau) \end{cases}$$

Лемма 1 в совокупности с выражением (6) наглядно показывают, что при увеличивающемся интервале восстановления τ затраты, вызванные аварийными отказами, увеличиваются, а расходы на профилактику убывают.

Задача состоит в том, чтобы выбором надлежащего интервала восстановления оптимально учитывать эти две противоположные в отношении общих затрат тенденции. Таким образом, отыскивается интервал восстановления τ^* , обладающий свойством

$$R(\tau^*) = \min_{\tau \in (0, \infty)} (R(\tau)).$$

При этом τ^* является решением уравнения $dR(\tau) / d\tau = 0$, или

$$\lambda(\tau) \int_0^{\tau} \bar{F}(t) dt - F(\tau) = c / (1 - c), \quad (8)$$

где $c = c_p / c_h$.

Вследствие приводимой ниже леммы 2 всегда существует однозначно определенное конечное решение, если только

$$\lambda(\infty) = \lim_{t \rightarrow \infty} \lambda(t) > 1/(1-c). \quad (9)$$

Это неравенство выполняется, если $\lambda(t)$ неограниченно растет.

При использовании оптимального интервала восстановления τ^* соответствующая интенсивность эксплуатационных затрат

$$R(\tau^*) = (c_h - c_p) \lambda(\tau^*). \quad (10)$$

Лемма 2. Функция $\lambda(t) \int_0^t \bar{F}(x) dx - F(t)$ является строго монотонно возрастающей по t для $t \geq 0$.

Доказательство. Поскольку, по предположению, $\lambda(t)$ монотонно возрастает, для $0 \leq t_1 < t_2$ выполняется неравенство

$$\lambda(t_1) \bar{F}(x) - f(x) \leq \lambda(t_2) \bar{F}(x) - f(x).$$

Левая часть этого неравенства является неотрицательной для $0 \leq x \leq t_1$.

Отсюда следует

$$\begin{aligned} \lambda(t_1) \int_0^{t_1} \bar{F}(x) dx - F(t_1) &= \int_0^{t_1} [\lambda(t_1) \bar{F}(x) - f(x)] dx \leq \int_0^{t_1} [\lambda(t_2) \bar{F}(x) - f(x)] dx < \\ < \int_0^{t_2} [\lambda(t_2) \bar{F}(x) - f(x)] dx = \lambda(t_2) \int_0^{t_2} \bar{F}(x) dx - F(t_2) \end{aligned}$$

Пример 1. Пусть наработка X равномерно распределена на отрезке $[0, T]$:

$$F(t) = \begin{cases} t/T, & 0 \leq t \leq T \\ 1, & t > T \end{cases}$$

Тогда для τ такого, что $0 < \tau < T$, интенсивность эксплуатационных затрат

$$R(\tau) = 2 \frac{c_p T + (c_h - c_p) \tau}{(2T - \tau) \tau}$$

в то время как решение уравнения (8) имеет вид

$$\tau^* = \frac{T}{1-c} \left[\sqrt{c(2-c)} - c \right]. \quad (11)$$

Задаваемая этим уравнением зависимость между оптимальным интервалом восстановления τ^* (отнесенным к T) и коэффициентом затрат $c = c_p / c_h$ изображена на рис. 2.

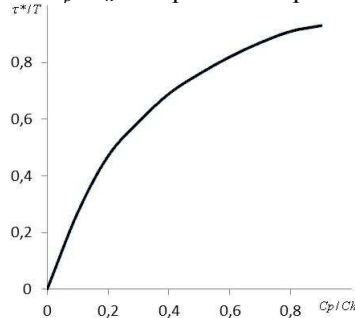


Рис. 2 – Оптимальные интервалы восстановления при строго периодическом восстановлении

3. Восстановление блоками

Если применяется строго периодическая стратегия восстановления, то моменты, в которые осуществляются профилактические мероприятия, не известны, поскольку очередное профилактическое восстановление осуществляется через время τ лишь с вероятностью $\bar{F}(\tau)$.

Это обстоятельство затрудняет организацию процесса технического обслуживания, поэтому обсуждается стратегия восстановления блоками, при которой моменты осуществления профилактик установлены заранее. Эти стратегии особенно пригодны, когда профилактики требуют основательной подготовки или сопряжены со значительными затратами, как, например, при комплексном ремонте большого технического объекта или сложного электронного оборудования.

Стратегия 2. В случае отказа система подвергается аварийному восстановлению. Независимо от возраста системы, в фиксированные моменты времени $\tau, 2\tau, \dots$ планомерно проводятся профилактики (рис. 3).



Рис. 3 – Восстановление блоками

Пусть аварийные и профилактические (плановые) восстановления снова проводятся полностью и требуют затрат соответственно b_h и b_p , $0 < b_p < b_h$.

Процесс функционирования системы разбивается на стохастически эквивалентные циклы $[n\tau, (n+1)\tau]$, $n = 0, 1, \dots$

Средние эксплуатационные затраты на цикл составляют $E(C) = b_p + b_h H(\tau)$, где $H(\tau)$ означает математическое ожидание числа аварийных восстановлений (отказов), происшедших на интервале $(0, \tau)$. Функция восстановления $H(\tau)$ соответствует $F(t)$.

Отсюда интенсивность эксплуатационных затрат

$$R(\tau) = \frac{b_p + b_h H(\tau)}{\tau}. \quad (12)$$

Оптимальный интервал восстановления $\tau = \tau^*$ удовлетворяет уравнению

$$\tau h(\tau) - H(\tau) = b \quad (13)$$

где $b = b_p/b_h$, $h(t) = H'(t)$ есть плотность восстановления.

Если интервал τ^* существует, то минимальная интенсивность эксплуатационных затрат

$$R(\tau^*) = h(\tau^*). \quad (14)$$

Пример 2. Пусть снова $F(t) = (1 - e^{-\alpha t})^2$, $t \geq 0$. Преобразование Лапласа соответствующей плотности $f(t) = 2\alpha e^{-\alpha t}(1 - e^{-\alpha t})$ имеет вид

$$\hat{f}(s) = \frac{2\alpha^2}{(s + \alpha)(s + 2\alpha)}.$$

Получаем преобразование Лапласа соответствующей плотности восстановления:

$$\hat{h}(s) = \frac{2\alpha^2}{s(s + 3\alpha)}.$$

Обратное преобразование дает

$$h(t) = \frac{2}{3}\alpha(1 - e^{-3\alpha t}). \quad (15)$$

Интегрированием выражения (15) получаем функцию восстановления

$$H(t) = \frac{2}{3}\alpha \left[t + \frac{1}{3\alpha}(e^{-3\alpha t} - 1) \right]. \quad (16)$$

Подстановка выражений (15) и (16) в (13) приводит к уравнению для оптимального интервала восстановления τ^* :

$$(1 + 3\alpha\tau)e^{-3\alpha\tau} = 1 - 9b/2. \quad (17)$$

Однозначное решение существует, если $b < 2/9$.

Для диапазона $b \geq 2/9$ более выгодной с точки зрения затрат является стратегия аварийных замен. На рис. 4 показано поведение величины $\alpha\tau^*$ в зависимости от $b \in (0, 2/9)$.

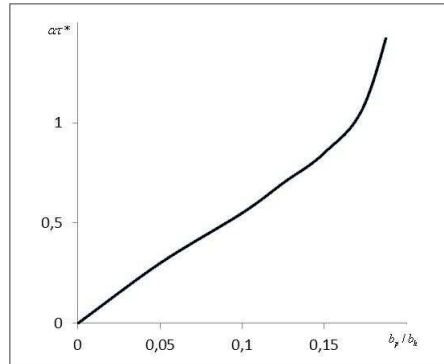


Рис. 4 – Оптимальные интервалы восстановления при восстановлении блоками

4. Сравнение строго периодического восстановления и восстановления блоками

Сравним эффективность стратегий 1 и 2 относительно интенсивности эксплуатационных затрат. Пусть при этом, как и раньше, $c = c_p/c_h$ для строго периодического восстановления и $b = b_p/b_h$ для восстановления блоками. Без ограничения общности полагаем $c_h = b_h = 1$. Сравнение основывается на критериях (7) и (12), которые в дальнейшем для различимости большей точности обозначим через $R_1(\tau, c)$ и $R_2(\tau, b)$:

$$R_1(\tau, c) = (F(\tau) + c\bar{F}(\tau)) / \int_0^\tau \bar{F}(t) dt, \quad R_2(\tau, b) = (H(\tau) + b) / \tau.$$

Пусть соответствующие оптимальные интервалы восстановления $\tau_1^* = \tau_1^*(c)$ и $\tau_2^* = \tau_2^*(b)$. Можно легко показать, что при $b \geq c$ оптимальная строго периодическая стратегия восстановления всегда выгоднее, чем оптимальное восстановление блоками. Однако на практике обычно $b < c$, поскольку профилактики при использовании восстановления блоками носят детерминированный, плановый характер. В таких случаях нельзя сразу ответить на вопрос, какую из двух стратегий, 1 или 2, следует применять. Наша цель – указать в единичном квадрате (b, c) , $0 \leq b \leq 1$, $0 \leq c \leq 1$ области, в которых оптимальна та или иная стратегия. При этом оказывается, что в этом квадрате может также существовать область, в которой всегда выгоднее применять стратегию аварийных замен, чем каждую из стратегий, 1 и 2. Поскольку $d_h = 1$, то интенсивность эксплуатационных затрат R_0 для стратегии аварийных замен (последнюю будем называть также стратегией 0)

$$R_0 = 1/\mu. \quad (18)$$

Положим

$$R_1^*(c) = \inf_{\tau} R_1(\tau, c), \quad R_2^*(b) = \inf_{\tau} R_2(\tau, b) \\ c_0 = \sup \{c : R_1^*(c) < R_0\}, \quad b_0 = \sup \{b : R_2^*(b) < R_0\}.$$

Тогда $R_1^*(c) = R_0$ и $R_2^*(b) = R_0$ соответственно для $c \geq c_0$ и $b \geq b_0$. Из выражения (8) (соответственно из (7)) следует: если интервал восстановления $\tau_1^*(c)$ ($\tau_2^*(b)$) конечен, то все $\tau_1^*(c')$ ($\tau_2^*(b')$) для $c' < c$ ($b' < b$) конечны. Отсюда $R_1^*(c) < R_0$ ($R_2^*(b) < R_0$) для, так что сравнение эффективности стратегий 1 и 2 требуется лишь в прямоугольнике $(0 \leq c \leq c_0, 0 \leq b \leq b_0)$.

Лемма 3. Функция $R_1^*(c)$ ($R_2^*(b)$) строго монотонно возрастает по c (по b), $0 \leq c \leq c_0$ ($0 \leq b \leq b_0$).

Доказательство. Покажем, что функция $R_1^*(c)$ монотонно возрастает. (Доказательство подобного утверждения для функции $R_2^*(b)$ проводится аналогично).

Для $0 \leq \bar{c} \leq \bar{c} \leq c_0$

$$R_1^*(\bar{c}) = R_1(\tau_1^*(\bar{c}), \bar{c}) \leq R_1(\tau_1^*(\bar{c}), \bar{c}). \quad (19)$$

С другой стороны, поскольку функция $R_1(\tau, c)$ для произвольных, но фиксированных $\tau < \infty$, строго монотонно возрастает по c , то

$$R_1(\tau_1^*(\bar{c}), \bar{c}) < R_1(\tau_1^*(\bar{c}), \bar{c}) = R_1^*(\bar{c}).$$

Отсюда, а также из выражения (19) следует, что $R_1^*(\bar{c}) < R_2^*(\bar{c})$.

Для произвольного фиксированного c из интервала $(0, c_0)$ обозначим через $b^*(c)$ такое однозначно определенное значение b , которое удовлетворяет условию

$$R_2(b) = R_1^*(c). \quad (20)$$

Согласно лемме 3 и равенству $R_0 = R_1^*(c_0) = R_2^*(b_0)$ величина $b^*(c)$ обладает следующими свойствами:

она строго монотонно возрастает по c ;

$$b^*(c) \leq b_0 \text{ для } c < c_0;$$

$$R_2^*(b) > R_1^*(c) \text{ для } b \leq b^*(c).$$

Эти свойства подытоживает следующее утверждение, которое дает принципиальные указания относительно выбора наивыгоднейшей стратегии.

Теорема 2. При заданном $c \in [0, c_0]$ оптимальной является стратегия 1 (2), если $b > b^*(c)$ ($b < b^*(c)$). При заданном $c > c_0$ оптимальной является стратегия 2 (0), если $b < b_0$ ($b > b_0$).

Значение $b^*(c)$ может быть вычислено следующим образом. Для заданного $c \in [0, c_0]$ с помощью формулы (10) вычисляется $R_1^*(c)$. Согласно (14) уравнение (20) для $b^*(c)$ эквивалентно равенству

$$h(\tau_2^*(b)) = R_1^*(c) \quad (21)$$

Если функция $h(t)$ строго монотонно возрастает по t , то существует однозначное решение $\tau_2^*(b)$. Подставив его в уравнение (13), получим непосредственно значение $b^*(c)$. Уравнение (21) может иметь несколько решений $\tau_2^*(b)$. Каждому из них соответствует значение b , полученное из уравнения (13) и минимизирующее функцию $R_2(\tau, b)$. С помощью леммы 4 легко убедиться, что все эти значения совпадают и равны $b^*(c)$.

Значение $b^*(c)$, при заданном c находится, вообще говоря, численными методами. В следующих частных случаях можно получить точные выражения для функции $b^*(c)$, $0 \leq c \leq c_0$.

Пример 3. Пусть X равномерно распределена на интервале $(0, T)$. Тогда для $0 < t < T$ имеем

$$\lambda(t) = 1/(T-t), \quad h(t) = \frac{1}{T} e^{t/T}, \quad H(t) = e^{t/T} - 1.$$

Согласно формулам (10) и (11) для $0 \leq c \leq 1$

$$R_1^*(c) = \frac{1}{T} (1 + \sqrt{c(2-c)}) < R_0 = 2/T. \quad (22)$$

Отсюда $c_0 = 1$. Далее из уравнения (13) следует

$$R_2^*(b) = R_2(\tau_2^*, b) = \frac{1}{T} e^{\tau_2^*/T}.$$

Таким образом, неравенство $R_2^*(b) < R_0$ эквивалентно неравенству $\tau_2^*(b) < T \ln 2$. Левая часть уравнения (13) монотонно возрастает по τ . Вследствие этого $R_2^*(b) < R_0$ тогда и только тогда, когда $b < 2 \ln 2 - 1$. Поэтому $b_0 = 2 \ln 2 - 1 \approx 0,386$. Учитывая (21), получаем, наконец, из (13)

$$b^*(c) = 1 - TR_1^*(c) [1 - \ln(TR_1^*(c))],$$

где величина $R_1^*(c)$, $0 \leq c \leq c_0$ задана с помощью формулы (22).

На рис. 5 проиллюстрирован критерий выбора стратегии восстановления, сформулированный в теореме 2.

Пример 4. (см. рис. 6). Пусть $F(t) = (1 - e^{-\alpha t})^2$, $t \geq 0$. В этом случае $R_0 = 2\alpha/3$, $c_0 = 1/3$, $b_0 = 2/9$, величина $R_1^*(c)$ задана для $0 \leq c \leq 1/3$ в виде

$$R_1^*(c) = \frac{2\alpha(1-c)(c + \sqrt{(4-3c)c})}{2-c + \sqrt{(4-3c)c}}. \quad (23)$$

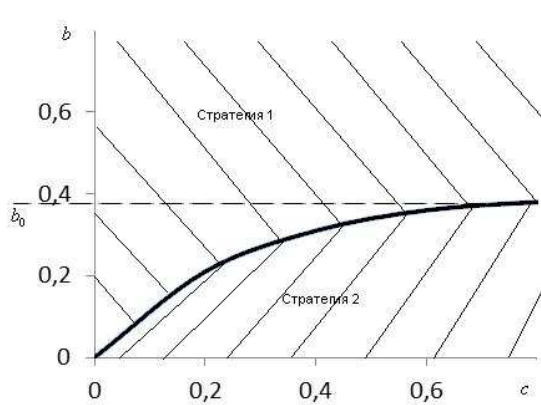


Рис. 5 – Сравнение эффективности стратегий 0, 1 и 2 (пример 3)

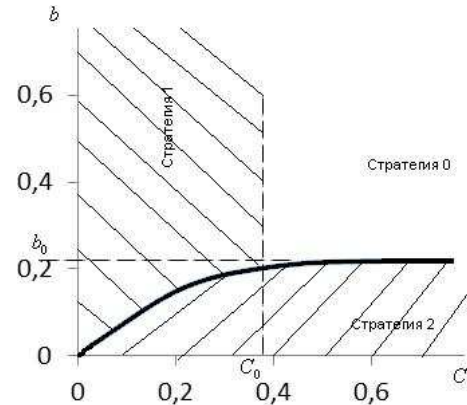


Рис. 6 – Сравнение эффективности стратегий 0, 1 и 2 (пример 4)

Согласно выражению (15) функция $h(t)$ строго монотонно возрастает по t , поэтому $\tau_2^*(c)$ является однозначным решением уравнения (21) для $0 \leq c \leq c_0$:

$$\tau_2^*(c) = -\frac{1}{3\alpha} \ln(1 - 3R_1^*(c)/2\alpha)$$

Подстановка $\tau_2^*(c)$ в уравнение (13) для $0 \leq c \leq c_0$ дает

$$b^*(c) = \frac{R_1^*(c)}{3\alpha} - \frac{2\alpha - 3R_1^*(c)}{9\alpha} \ln\left(\frac{2\alpha}{2\alpha - 3R_1^*(c)}\right),$$

где величина $R_1^*(c)$ задана с помощью соотношения (23) (рис. 11).

В то же время стратегии 1 и 2 сравнивались относительно математического ожидания соответствующего числа восстановлений. Эти результаты следует здесь привести, поскольку они интересны сами по себе и, кроме того, с их помощью легко построить оценки для функции восстановления $H(t)$ простого процесса восстановления с ВФИ-распределением наработки.

Пусть $H_1(t)$ и $H_2(t)$ означают среднее число всех восстановлений за время $(0, t]$, а $H_1^h(t)$, $H_1^p(t)$, $H_2^h(t)$, $H_2^p(t)$ — среднее число всех аварийных восстановлений за это же время соответственно для стратегий 1 и 2.

Пусть интервал восстановления τ одинаков для обеих стратегий, произволен, но фиксирован. Очевидно, справедливы соотношения

$$\begin{aligned} H_1(t) &= H_1^h(t) + H_1^p(t) \\ H_2(t) &= H_2^h(t) + H_2^p(t) \end{aligned} \quad (24)$$

Доказано, что при постоянном предположении о наличии ВФИ-распределения у наработки справедливы неравенства

$$H_1(t) \leq H_2(t); \quad (25)$$

$$H_2^h(t) \leq H_1^h(t). \quad (26)$$

Согласно соотношениям (24) из них следует, что $H_1^p(t) \leq H_2^p(t)$. Из выражений (4) вытекает, что для стратегии 1 интеграл $\int_0^\tau \bar{F}(t)dt$ равен математическому ожиданию интервала между двумя произвольными последовательными восстановлениями, поэтому по элементарной теореме восстановления

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{H_1(t)}{t} = \frac{1}{\int_0^\tau \bar{F}(t)dt}. \quad (27)$$

Непосредственно из определения стратегии 2 следует

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{H_2^h(t)}{t} = \frac{H(\tau)}{\tau}, \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{H_2(t)}{t} = \frac{H(\tau)+1}{\tau}. \quad (28)$$

Отсюда с учетом неравенств (25) и (26)

$$\frac{1}{\int_0^{\tau} \bar{F}(t) dt} - 1 \leq H(\tau). \quad (29)$$

Далее работают элементарная теорема восстановления и формула (3):

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{H_1^h(t)}{t} = \frac{F(\tau)}{\int_0^{\tau} \bar{F}(t) dt}. \quad (30)$$

Наконец из неравенства и соотношений (26) и (28)...(30) получаем

$$\frac{\tau}{\int_0^{\tau} \bar{F}(t) dt} - 1 \leq H(\tau) \leq \frac{\tau F(\tau)}{\int_0^{\tau} \bar{F}(t) dt}. \quad (31)$$

Выводы

1. Характер применения рассмотренных стратегий зависит от экономических показателей, обеспечивающих данную стратегию. Адаптация стратегии 1 и стратегии 2 с точки зрения экономики вопроса будет произведен в дальнейшем.
2. Данные стратегии могут применяться в равной степени как на производстве с единым технологическим циклом, так и раздельным (при восстановлении блоками может быть рекомендован останов оборудования в пределах одного цеха либо другой элементарной производственной единицы).
3. Данные стратегии хорошо коррелируются на предприятиях консервной промышленности.

Литература

1. Чепурин Е.В. О статистических выводах для процессов восстановления // Статистические методы в теории надежности и контроле качества. – М.: Изд-во МГУ, 1973. – Вып. 43. – С. 9-25.
2. Франкен П., Хойзер К.П. Оценка показателей надежности для резервированных систем с восстановлением // Изв. АН СССР. Техническая кибернетика. – 1977. – № 4. – С.100-105.
3. Де Грот М. Оптимальные статистические решения: Пер. с англ. – М.: Мир, 1974. – 491 с.
4. Вопросы математической теории надежности / Е.Ю. Барзилович, Ю.К. Беляев, В.А. Каштанов и др.; Под ред. Б.В. Гнеденко. – М.: Радио и связь, 1983. – 376 с.
5. Ллойд Д., Липов М. Надежность: организация и следования, методы, математический аппарат: Пер. с англ./ Под ред. И.А. Ушакова. – М.: Сов. Радио, 1964. – 686 с.
6. Руденко Ю.Н., Ушаков И.А. Надежность систем энергетики. – М.: Наука, 1986. – 251 с.

УДК 602.4 : 637.142.2 : 613.3

РАЗРАБОТКА РЕЖИМОВ ХРАНЕНИЯ НЕФЕРМЕНТОВАННЫХ АЦИДОФИЛЬНЫХ СЫВОРОТОЧНЫХ НАПИТКОВ С ЭКСТРАКТАМИ ЭХИНАЦЕИ И СОКОМ

Могилянська Н.О., канд. техн. наук, ас., Волкова А.В., магистр
Одеська національна академія пищевых технологий, г. Одесса

В работе приведены результаты исследований режимов хранения прохладительных неферментированных сывороточных напитков с экстрактами эхинацеи и соком.

Basic design of the mode of storage of non-fermented whey drink with extracts of Echinacea and juice times are resulted in work.

Ключевые слова: эхинацея, хранение, сывороточные напитки, кислотность, органолептические показатели, антиоксидантная активность

С каждым годом мода на здоровый образ жизни все сильнее влияет на рацион жителей нашей страны и деятельность представителей продовольственной индустрии. Не секрет, что сегодня практически каждый отечественный производитель продуктов питания стремится включить в свою ассортиментную линейку полезные, оздоровительные позиции, даже если речь идет о кондитерских изделиях и алкогольных напитках [1].

Именно поэтому с середины 90-х годов многие пищевые компании мира приступили к производству физиологически активных ингредиентов для обеспечения ими все возрастающего числа пищевых предприятий, увеличивающих выпуск традиционных пищевых продуктов с дополнительными функциональными характеристиками.

Наиболее популярными для включения в состав функциональных пищевых продуктов в настоящее время являются немногим более сотни физиологически функциональных ингредиентов. Они широко используются для обогащения традиционных продуктов (молочные, хлебобулочные, напитки, сухие завтраки, растительные масла и т.д.) с целью придания им функциональных свойств (например, кальций, витамин D и K, изофлавоны для поддержания хорошего состояния костной ткани; витамины B₆, B₁₂, A, C, E, фолиевая кислота, каротиноиды, линолевая, линоленовая кислоты, омега-3 жирные кислоты, фитостеролы, фитостанолы, хитозан, пектины — для снижения риска развития сердечно-сосудистых заболеваний; витамины A, C, E, цинк, железо, магний, аминокислоты, креатин, цистеин содержащие пептиды для поддержания хорошей физической и спортивной формы; различные пребиотики и пробиотики общей резистентности организма и сохранения нормальных функций пищеварительного тракта и так далее) [2, 4].

Среди растений, используемых для повышения защитных функций организма путем активизации иммунитета, наибольшую известность получили в последнее время растения рода *Echinacea*.

В последнее время во многих странах мира ведутся исследования по созданию комбинированных продуктов на молочной основе с направлено заданным составом и свойствами. При этом допускается частичная или полная замена молочной основы натуральными компонентами немолочного происхождения. К ним относятся разнообразные фрукты, ягоды, овощи, злаковые и крахмалосодержащие наполнители, пищевые растения, травы, растительное масло и др. [4]. С теоретической точки зрения, получение комбинированных молочных продуктов с нетрадиционным сырьем, которое используется для этой цели, должно дополнять компоненты молока в соответствии с теорией сбалансированного питания, обеспечивая при этом высокие потребительские свойства продукта.

Современный рынок предъявляет все более строгие требования к качеству молочных продуктов. К тому же, повышенным спросом у населения пользуется продукция, имеющая высокую биологическую ценность и способна не терять своих положительных свойств в течение длительного срока.

Целью работы стала разработка режимов хранения сывороточного питьевого напитка функционального назначения с экстрактами эхинацеи.

Определение срока хранения сывороточных напитков с экстрактами эхинацеи происходило следующим образом. Ацидофильную сыворотку смешивали с:

- экстрактом листьев эхинацеи бледной и абрикосовым соком;
- экстрактом соцветий эхинацеи бледной и абрикосовым соком;
- экстрактом корней эхинацеи бледной и абрикосовым соком.

Смесь пастеризовали, охлаждали и немедленно разливали в тару, герметически закрывали и охлаждали до температуры 4...6 °C, оставляли на хранение в течение 28 дней.

В качестве контроля использовали неферментированный сывороточный напиток с абрикосовым соком. Напиток из сыворотки с абрикосовым соком подготавливали и обрабатывали при тех же режимах, что и образцы, и разливали в герметическую тару.

В процессе хранения каждые 3 суток контролировали: органолептические показатели (вкус, запах, консистенция и цвет); физико-химические (температуру хранения, титруемую и активную кислотность), микробиологические показатели (количество *Lactobacillus acidophilus*, наличие БГКП), биохимические (антиоксидантную активность).

В экспериментальных образцах неферментированных сывороточных напитках с экстрактами эхинацеи и соком титруемая кислотность нарастает, а активная снижается быстрее, чем в контрольных образцах (рис. 1 и 2), что объясняется высокой концентрацией жизнеспособных клеток ацидофильной палочки в неферментированных сывороточных напитках с экстрактами.

Титруемая кислотность в экспериментальных образцах напитков соответствует требованиям НД в течение 19 суток, после чего превышает 100 °Т, тогда как в контрольных образцах она остается на нормированном уровне в течение 23 суток хранения. Быстрее уровень титрованной кислотности нарастает в неферментированных сывороточных напитках функционального назначения с экстрактами эхинацеи, что обусловлено высокой концентрацией в них клеток ацидофильной палочки. После 10 суток хранения мо-

лочнокислая микрофлора в экспериментальных образцах начинает отмирать, но на 14-е сутки пробиотические свойства напитков очень высокие, поскольку они содержат $(1,0...5,7) \cdot 10^6$ КОЕ/см³ жизнеспособных клеток *Lactobacillus acidophilus*.

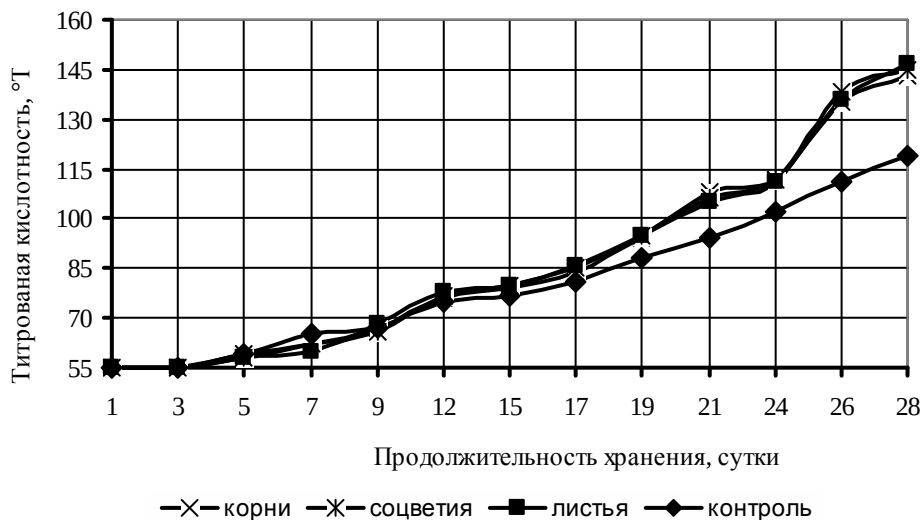


Рис. 1 – Изменение титрованной кислотности контрольного образца и неферментированных сыровоточных напитков с экстрактами эхинацеи

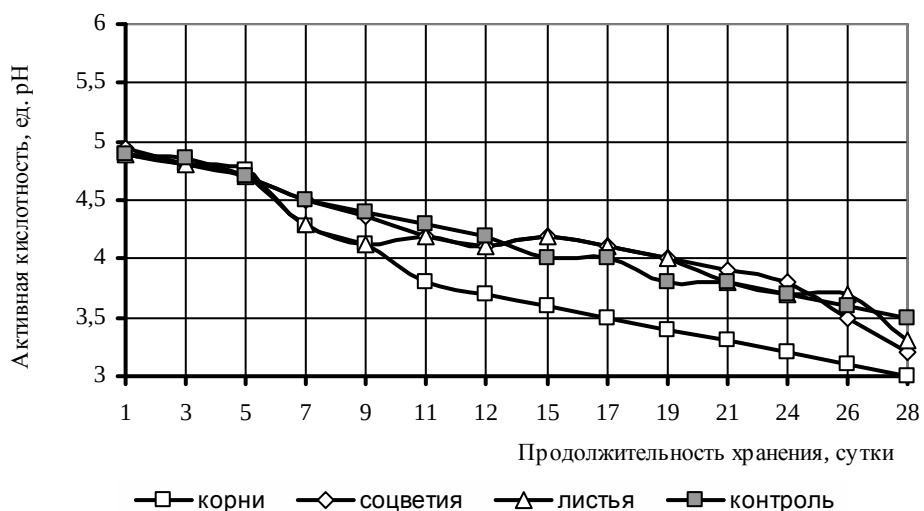


Рис. 2 – Изменение активной кислотности контрольного образца и неферментированных сыровоточных напитков с экстрактами эхинацеи

По физико-химическим и органолептическим показателям после 21 суток хранения неферментированный функциональный молочный напиток уже не отвечает требованиям действующих НД, поэтому срок их хранения при температуре $(4 \pm 2) ^\circ\text{C}$ не должен превышать 21 сутки. В течение указанного срока хранения разработанные функциональные напитки имеют нормированный уровень кислотности, высокие органолептические, пробиотические, а также антиоксидантные свойства, что доказывают результаты исследований, приведенные на рис. 3.

Антиоксидантная активность неферментируемых напитков с экстрактами эхинацеи в 1,5...6,1 раз превышает таковую в контрольных образцах в течение указанного срока, что доказывает правильность выбора рецептурных ингредиентов с целью повышения антиоксидантных свойств напитков.

Увеличение срока хранения более 21 суток ацидофильного сыровоточного напитка с экстрактами эхинацеи и абрикосовым соком, приводит к резкому ухудшению всех показателей продукта: нарастанию титрованной и снижению активной кислотности, негативные изменения органолептических показателей и ухудшение микробиологических показателей.

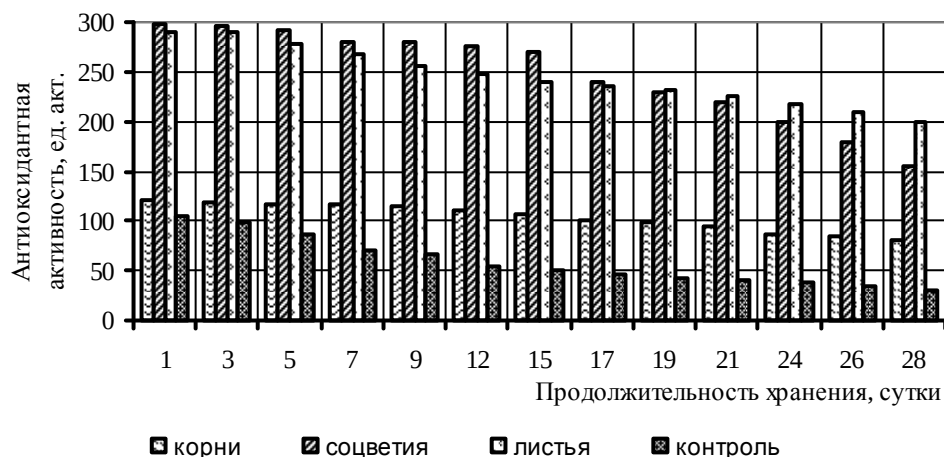


Рис. 3 – Изменение антиоксидантной активности контрольного образца и неферментированных сывороточных напитков с экстрактами эхинацеи

Результаты проведенных исследований позволяют утверждать, что ацидофильные сывороточные напитки с экстрактами соцветий, листьев и корней эхинацеи бледной и абрикосовым соком имеют гарантированный срок хранения 21 день. На протяжении этого периода времени незначительные изменения физико-химических показателей продукта не влияют на органолептику, а отсутствие бактерий группы кишечной палочки и высокая концентрация пробиотической микрофлоры является важным доказательством правильности выбора всех режимов основных технологических процессов и свидетельствует о сохранении качества продукта в процессе хранения и его полное соответствие всем требованиям нормативной документации.

Выводы

Разработаны обоснованные режимы хранения сывороточных прохладительных напитков с экстрактами эхинацеи — температура 2...6 °С, продолжительность — не более 21 суток, которые обеспечивают получение напитков с высокими органолептическими, пробиотическими, антиоксидантными свойствами и длительным сроком хранения.

Кроме того разработаны рецептуры, технологии и нормативная документация на производство новых продуктов; технология производства ацидофильных сывороточных напитков с экстрактами эхинацеи и абрикосовым соком, которая не требует никакого дополнительного оборудования и может быть реализована на любом оборудовании по производству напитков из сывотки. Рассчитанные экономические показатели свидетельствуют об эффективности внедрения технологий предложенных сывороточных напитков. Чистая прибыль от производства ацидофильных сывороточных напитков с экстрактами эхинацеи и абрикосовым соком составит 196,74 тыс. грн/год.

Литература

1. Нилов Д.Ю. Современное состояние и тенденции развития рынка функциональных продуктов питания и пищевых добавок/ Д.Ю.Нилов, Т.Э.Некрасова // Пищевые ингредиенты. Сырье и добавки, 2005. – № 2. – С. 28-29.
2. Доронин А.Ф. Функциональное питание / А.Ф. Доронин, Б.А. Шендеров. – М.:«Грант», 2002 – 295 с. Шатнюк Л.Н. Пищевые микроингредиенты в создании продуктов здорового питания // Пищевые ингредиенты. Сырье и добавки, 2005. – № 2. – С. 18-22.
3. Бурик Д. Лечебные свойства эхинацеи / Д. Бурик, Х. Квик, Т. Вилсон // Провизор, 1998. – № 3. – С. 23-45.
4. Шендеров Б.А. Современное состояние и перспективы развития концепции «Функциональное питание» // Пищевая промышленность, 2003. – № 5. – С. 4-7.

НИЗЬКІ ТЕМПЕРАТУРИ ЯК ЧАСТИНА СТРАТЕГІЇ ЗМЕНШЕННЯ НЕБЕЗПЕЧНИХ КОМПОНЕНТІВ У М'ЯСОПРОДУКТАХ

Оносова І.А., канд. економ. наук, докторант
Донецький національний університет економіки і торгівлі
ім. Михайла Туган-Барановського, м. Донецьк

У статті розглянуто сучасні методи зменшення вмісту небезпечних неорганічних компонентів у м'ясопродуктах. Визначено чинники, що сприяють зменшенню доданого нітриту натрію і його залишкової кількості.

The up-to-date techniques of non-organic component decrease in meat products are observed in the article. The factors that influence the decrease of sodium nitrate added and its residual quantity are determined.

Ключові слова: нітрит натрію, токсичність, заміна, технологія бар'єрів, залишкова кількість.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Проблема неорганічних компонентів у класичних технологіях харчових продуктів досить відома.

Останніми роками найбільш широко обговорюється використання потенційно канцерогенного і токсичного нітриту натрію в м'ясних і ковбасних виробках.

Покупець сотні років знає, що колір у більшості видів ковбаси і м'ясопродуктів має бути червоним. Це тест на присутність в рецептурі нітриту, а значить і безпеку продукту — в першу чергу бактеріальну.

Нітрит натрію (харчова добавка E250) має довгу історію використання у м'ясних виробках для надання їм звичного кольору і забезпечення необхідного рівня бактеріальної стійкості. Антимікробну дію нітритів можна пояснити визволенням із них азотистої кислоти, а із неї — оксидів азоту. Останні зв'язуються із аміногрупами дегідрогеназ мікробних клітин, що призводить до їхнього знищення. Специфічна дія нітритів полягає також у сповільненні дії бактеріальних ферментів, які беруть участь у розщепленні глюкози [1]. Крім того, на думку деяких науковців, реакції нітриту із цитохромами і ферментами, що містять сульфідні групи, також здатні впливати на життєдіяльність бактерій у процесі обміну речовин [2]. Токсична сіль азотної кислоти пригнічує розвиток багатьох мікроорганізмів — *Cl. Botulinum*, сальмонели, стафілококи і зберігає червоний колір м'яса, його текстуру і смак. Коли тривалість життя не доходила до 45 років і вірогідність померти від раку була мала, нітрит став прекрасним рішенням. В наші дні структура смертності і тривалість життя інша, і кілька десятиліть тому достовірна інформація про потенційну канцерогенність нітритів спровокувала підвищення інтересу до цієї харчової добавки. Складність контролю за надходженням нітритів до організму людини з різних джерел, а також ендогенне утворення нітриту натрію і нітразування його похідних обумовлюють необхідність зменшення його споживання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сучасна наука приділяє значної уваги вирішенню цього питання.

Основні спроби в напрямку зменшення споживання нітриту зосереджені навколо ідеї пошуку одного з'єднання здатного бути повною заміною. У спробі забезпечення комплексності функцій нітритів були розглянуті кілька сотень з'єднань, але жодне не було гарною заміною.

Серед запропонованих заміників нітриту можна виділити ериторбат натрію, альфа-токоферол, сорбати, пропіленгліколь і лаурицидин, штам *Lactobacillus fermentum*, екстракт *Monascus* (*Fincgremmels* та ін.), ліганд нітритів (Howard та ін.), алкенові кислоти і ефіри, протопорфірин [3].

Метою проведеного дослідження є оцінка ефективності та безпеки існуючих методів зменшення вмісту нітриту натрію у м'ясопродуктах і аналіз можливості використання їх комбінацій.

Виклад основного матеріалу досліджень. Незважаючи на відсутність прямих доказів, нітрит натрію відносять до потенційних канцерогенів, в основному за рахунок здатності виступати в продуктах попередником нітрозамінів, канцерогенність яких знайшла досить серйозне підтвердження [3].

Більшість країн світу з метою обмеження використання нітриту натрію пішла шляхом заборони прямого використання цієї сполуки у технологічному процесі. На виробництвах, де використовується консервант E250, відповідно до законодавства встановлюються суворі правила зберігання та роботи з даною харчовою добавкою. У законодавстві України гранична норма використання добавки E250 встановлена

на рівні 50 мг на кілограм готового продукту [4]. У Євросоюзі нітрит натрію дозволено застосовувати тільки в якості добавки до куховарської солі в кількості 0,6 % [5].

Вилучення з рецептур нітриту вимагає рішення, таким чином, рішення двох технічних завдань: забезпечення звичного зовнішнього вигляду продукту; компенсація зменшених бактерицидних властивостей рецептури.

Перша задача досить очевидно може бути вирішена застосуванням органічних барвників [6]. Однак, незважаючи на наявність певних бактерицидних властивостей у помітної частини барвників, їхній рівень не забезпечує адекватної заміни неорганічних компонентів. Тому оптимальний шлях вирішення повинен виключати введення в рецептуру нових речовин, оскільки наявність антибіотичних добавок значно звужує потенційний ринок продукції.

Сучасна наука пропонує ряд напрямків вирішення даної проблеми.

Як було зазначено вище, більшість країн світу регулює використання нітриту натрію шляхом вимог до виду використовуваного нітриту натрію, тому в Україні в більшості випадків він може застосовуватися в харчовій промисловості в чистому вигляді, а у країнах Європи у формі нітратної засольної суміші, тобто розведеним кухарською сіллю в співвідношенні 1:200 до 1:250.

Куховарська сіль має, як відомо, бактериостатичні властивості в основному за рахунок забезпечення в застосовуваних концентраціях гіпертонічності водної фази продукту (певною мірою аналогічну функцію в рецептурах виконує і сахароза).

Пік інтересу до теми кухарської солі в даний час, мабуть, вже у минулому, але стабільне зростання відносної захворюваності серцево-судинними захворюваннями в розвинених країнах неминуче призведе до повторних сплесків. Доведено, що надмірне споживання солі підвищує ризик раку шлунка і сечового міхура. Нестача солі також надзвичайно шкідлива, але сьогодні таке практично не зустрічається, адже сучасна людина споживає в середньому 10–12 г солі на добу. Багато надлишкової солі надходить до організму людини з м'ясними продуктами, виготовленими харчовою індустрією. Наприклад, 100 г м'ясних консервів містять 1–1,8 г солі, варених ковбас, сосисок та сардельок — 2–2,5 г, напівкопчених і сирокочених ковбас — 3–3,5 г. Фізіологічна щоденна потреба організму дорослої людини у хлориді натрію становить 4–5 г. Обмеження споживання кухарської солі є одним із заходів дієтичної профілактики раку. Для цілого ряду захворювань, зокрема, досить поширених вегето-судинних дистоній і порушень серцевого ритму, раціональним стає споживання не більше 0,5 г на добу. Така межа відразу вимагає виключення з раціону цілого ряду традиційних продуктів, зокрема, ковбасних виробів, що крім погіршення суб'єктивної якості життя потенційно скорочує варіативність набору продуктів, що містять тваринні жири, у тому числі найбільш стабільних в умовах зберігання без застосування охолодження.

Таким чином, зменшення вмісту нітриту натрію шляхом використання його суміші із хлоридом натрію вирішує проблему зменшення токсикологічного навантаження на організм людини тільки частково.

Інший відомий засіб — використання сорбатів. Обробка 10–20 %-м розчином сорбату калію пригнічує зростання цвілевих грибів на ковбасах та сардельках. Робилися спроби захистити від збудників псування і токсиноутворюючих мікроорганізмів яловичину і м'ясо птиці, зануренням їх в 5–10 %-й розчин сорбату калію. Разом з помірним охолодженням і вакуумним упакуванням такий спосіб дозволяє значно збільшити термін придатності.

У роботах фахівців розглядалася можливість використання сорбінової кислоти замість нітриту або в поєднанні з зменшеною його кількістю для обмеження зростання клостридій та інших токсиноутворюючих бактерій в солонині. Раніше, в результаті дослідів на поживних середовищах, було зроблено висновок, що сорбінова кислота неефективна проти цих мікроорганізмів. Однак нові дослідження показали, що у м'ясопродуктах, при рН близько 6, за умови поєднання сорбатів з невеликою кількістю нітритів або фосфатів, пригнічується діяльність клостридій (включаючи утворення ними токсинів) та інших бактерій. Ця дія проявляється щонайменше в такій же мірі, як і самі нітрити в застосовуваних в даний час концентраціях. Крім того, сорбінова кислота *in vitro* уповільнює утворення деяких нітрозамінів. Проте ні сорбінова кислота, ні сорбат калію не можуть бути використані замість нітриту, оскільки не надають м'ясу червоного забарвлення і не сприяють утворенню аромату соління.

Використання комплексних добавок на основі молочної кислоти і лактатів дозволяє істотно підвищити мікробіологічну безпеку продукції, поліпшити її якість і функціонально-технологічні характеристики. Проведеними дослідженнями [7] встановлено позитивну дію комплексних лактатовмісних добавок на зниження залишкового вмісту нітриту натрію в варених ковбасних виробках (на 50–55 %). Введення ж індивідуальних лактатів знижує вміст залишкового нітриту натрію в зазначених виробках лише на 10–30 %. Відповідно змінюються показники окислювальних процесів: при введенні монокомпонентів в систему перекисне число в зразках варених ковбас знижується на 20 %, але при введенні композиції (молочна кислота плюс лактат натрію) це число знижується на 50 %. При цьому було констатовано істотне прискорення трансформації нітриту натрію в процесах кольороутворення м'ясних продуктів, що включають

композиційні лактатовмісні добавки, що важливо з точки зору підвищення безпеки м'ясних продуктів, що виробляються з добавками нітритів. Було помічено, що збільшення масової частки комплексної лактатовмісної добавки супроводжується підвищенням інтенсивності зафарбування вареної ковбаси, що свідчить про позитивний вплив добавки на утворення нітросопігментів. Ймовірно, лактат-іони, виступаючи конкурентами окислювача (кисню повітря), сприяють утворенню нітросоміоглобину і нітросогеомохромену, що мають рожево-червоний і рожевий колір відповідно, і перешкоджають окислення нітросопігментів [7].

Проведені дослідження показали, що зниження pH сприяє різкому зниженню залишкового нітриту. Ідея використання низьких значень pH для зменшення залишкового нітриту і, таким чином, потенціал формування нітрозамінів, може бути реалізована за допомогою хімічних підкислювачів. Ця процедура не тільки зменшує утворення нітрозамінів при смаженні, але і сприяє додатковому захисту від ботулізму. Добавка аскорбінової, ізоаскорбінової кислот (E300, E315), або їх солей — аскорбата і ізоаскорбата натрію (E301, E316) — також підвищує вихід окису азоту, тобто ефективність використання нітритів

Серед безлічі рішень, спрямованих на зниження рівня вмісту залишкового нітриту натрію, особливий інтерес представляє застосування кавітаційної обробки води, що додається в фарші ковбасних виробів [8].

Порівняльний аналіз отриманих даних показав, що в зразках з кавітаційно дезінтегрованою водою вміст залишкового нітриту нижче в середньому в 1,5–2 рази порівняно з контрольними зразками. Встановлено, що застосування кавітаційно активованої води сприяє кращому залученню нітриту натрію в реакцію з міоглобином м'яса, в результаті чого велика частина нітриту відновлюється в нітросоміоглобін і знижується його залишкова кількість. Крім того, дезінтегруюча здатність сінперіодичної кавітації дозволяє формувати термодинамічну нерівновагу стану води, надаючи їй ряд унікальних властивостей. Вода при кімнатній температурі набуває такої ж розчинної здатності, яку в умовах рівноваги має при температурі 80 °C. Якщо в цій воді розчинити таку багатфункціональну добавку як нітрит натрію, то іони, що утворюються в результаті дисоціації при кавітаційній обробці міцно зв'язуються з молекулами води. Ефект посилення дії нітриту натрію позначається не тільки на кольорі м'ясних виробів, але і на формуванні смако-ароматичних властивостей, мікробіологічних і інших показників. Отже, кавітаційна дезінтеграція води дозволяє зменшити вміст залишкового нітриту практично в 2 рази.

Іншою технологічною можливістю обмеження і скорочення рівню залишкового нітриту є упакування без вакууму, яке сприяє більш швидкому видаленню залишкового нітриту, але дещо зменшує термін придатності продукту. Ведуться дослідження щодо використання бар'єрної плівки в поєднанні з високим рівнем вакууму.

Перспективним напрямком є використання фізичних впливів, зокрема, глибокої заморозки на нетривалий період (до кількох діб). Відомо, що такий вплив має бактерицидну дію, зокрема, відносно ботуліністичної палички. В той же час він значно менше пошкоджує механічну структуру м'язових волокон, відповідно, менше впливає на зниження органолептичних властивостей продукту. Неминуче погіршення характеристик міцності м'ясних компонентів, наприклад, ковбасних виробів, може бути компенсовано порівняно невеликими добавками структурних модифікаторів.

Таким чином, ми можемо виділити групи чинників, які, здатні впливати на первинну концентрацію і залишкову кількість нітриту натрію у м'ясопродуктах:

1. Хімічні (нітритовмісні засольні суміші, ериторбат натрію, альфа-токоферол, сорбати, пропіленгліколь і лаурицидин, ліганд нітритів, алкенові кислоти і ефіри, протопорфірин, аскорбінова або ізоаскорбінова кислоти та їхні солі — аскорбат та ізоаскорбат натрію, комплексні лактатовмісні добавки).

2. Фізичні (термічна обробка, охолодження, заморожування, кавітаційна обробка води, упакування без вакууму, бар'єрна плівка).

3. Мікробіологічні (використання штамів *Lactobacillus, fermentum*, екстрактів *Monascus*).

Кожен з означених методів має певний рівень ефективності щодо зменшення нітриту натрію, але не здатен вирішити проблему цілком. Тому, на нашу думку, доцільним буде сумісне використання декількох методів.

Комбінування різних факторів було обґрунтовано в «технології бар'єрів» Лейстнера, відповідно до якої кілька гальмуючих чинників (бар'єрів) сповільнюють розвиток мікроорганізмів, якщо ці бар'єри встановлені в продукті в потрібному числі, і на потрібній "висоті" (навіть якщо кожен бар'єр окремо недостатній для пригнічення мікробів) [3,9].

Схема традиційної технології забезпечення мікробіологічної безпеки м'ясопродуктів представлена на рис. 1.

На рис. 1 видно, що навіть при традиційній технології виготовлення м'ясопродуктів технологічно встановлено як мінімум три бар'єри для гальмування розвитку мікроорганізмів, основним із яких є додавання нітриту натрію.

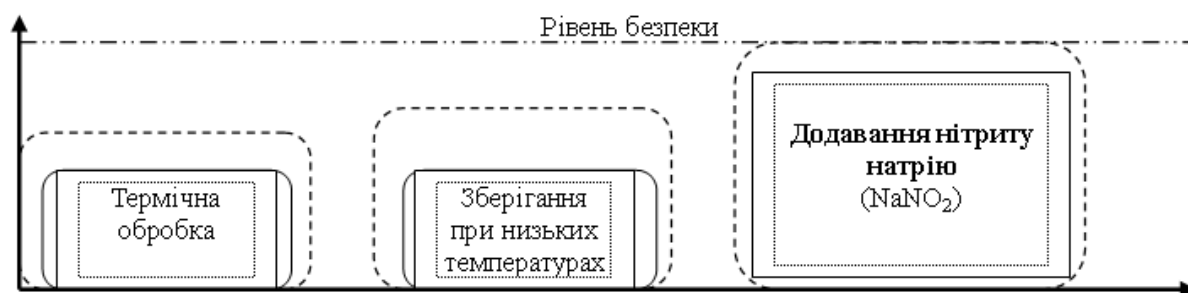


Рис. 1 – Традиційні фактори забезпечення мікробіологічної безпеки м'ясопродуктів

На основі проведеного дослідження можна побудувати загальну схему потенційно можливих бар'єрів гальмування розвитку мікроорганізмів, кінцевою метою якої є забезпечення безпеки м'ясопродуктів за умови використання зменшеної кількості нітриту натрію.

На рис. 2 видно, що концентрація консерванту NaNO_2 , яка, наприклад, при кімнатній температурі не може запобігти псуванню, при зберіганні продукту на холоді, а тим більш за умови заморожування, стає достатньою.

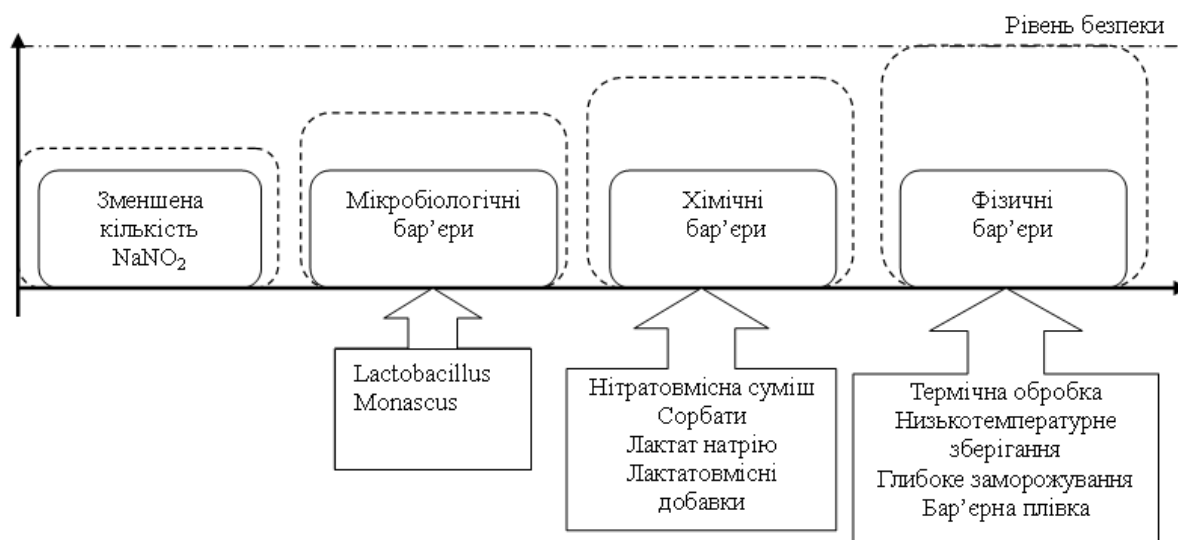


Рис. 2 – Забезпечення мікробіологічної безпеки м'ясопродуктів на основі технології бар'єрів за умови зменшення кількості внесеного нітриту натрію

Іншим напрямком зменшення токсикологічного навантаження м'ясопродуктів є зниження залишкової кількості доданого нітриту натрію. Чинники, що здатні впливати на цей процес наведені на рис. 3.

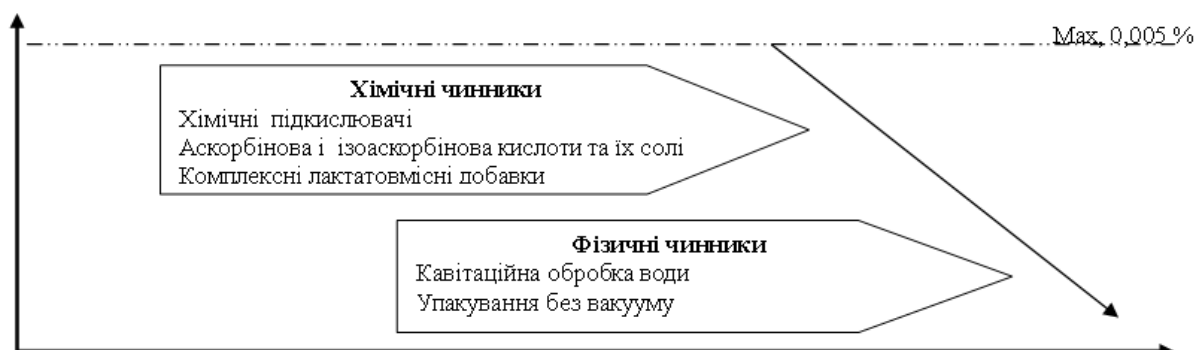


Рис. 3 – Чинники зменшення залишкової кількості нітриту натрію у м'ясопродуктах

Висновки

1. Висока токсичність нітриту натрію, складність контролю за надходженням нітритів обумовлюють необхідність зменшення споживання цієї добавки.

2. Технологія бар'єрів здатна забезпечити гальмування розвитку мікроорганізмів за умови використання зменшеної кількості нітриту натрію.

3. Зменшенню залишкової кількості нітриту натрію у м'ясопродуктах сприяють хімічні (підкислювачі, аскорбінова і ізоаскорбінова кислоти та їх солі, комплексні лактатовмісні добавки) і фізичні (кавітаційна обробка води, упакування без вакууму) чинники.

4. Знижені температури сприяють підвищенню бактерицидної дії антимікробних складових м'ясопродуктів, а значить дозволяють зменшити їхню концентрацію без збитку для мікробного або сенсорних профілів готового продукту.

Таким чином, комбінування рецептурної і технологічної модифікації процесу, на наш погляд, є перспективним засобом зниження токсичності м'ясопродуктів. Напрямом подальших досліджень є визначення технологічних параметрів та умов комбінування різних факторів фізичного та хімічного впливу з метою зменшення, а в перспективі повного видалення, небезпечних компонентів із м'ясопродуктів.

Література

1. Woods L.F.J. The involvement of nitric oxide in the inhibition in the phosphoroclastic system of *Clostridium sporogenes* by sodium nitrite / L. F. J. Woods, J. M. Wood, P. A. Gibbs // J. Gen. Microbiol. – 1981. – № 125. – P. 399-406.
2. Castellani A. G.. Factors affecting the bacteriostatic action of sodium nitrite / A. G.. Castellani., C. F. Niven // Appl. Microbiol. – 1955. – № 3. – P. 154-159.
3. Люк Э. Консерванты в пищевой промышленности. – 3-е изд. Пер. с нем. / Э. Люк, М. Ягер – СПб : ГИОРД, 1998. – 256 с.
4. ДСТУ 4436:2005. Ковбаси варені, сосиски, сардельки, хліби м'ясні. Загальні технічні умови. – К. : Держспоживстандарт України, 2006. – 32 с.
5. Європейські вимоги до харчових добавок. Довідник. – Львів : «Леонорм», 1997. – 125 с.
6. Оносова И. Красители для мяса – кодексы, регламенты, нормативы... и реальность / И. Оносова, С. Суйков // Мясной бизнес. – 2011– № 3, С. 34-40.
7. Тевелева В.В. Функционально-технологические свойства комплексных пищевых добавок на основе лактатов / В.В. Тевелева, Д.Х. Кулев // Продукты&Ингредиенты. – 2008. – № 9 – С. 104-105.
8. Борисенко Л.А. Пути снижения остаточного нитрита натрия в мясопродуктах методами ультразвуковой кавитации / Борисенко Л.А., Борисенко А.А., Моргунова А.В., Зорин А.В. Материалы XXXIX научно-технической конференции по итогам работы профессорско-преподавательского состава СевКавГТУ за 2009 год. Том первый. Естественные и точные науки. Технические и прикладные науки. Ставрополь: СевКавГТУ, 2010. – 206 с.
9. Leistner L. Welche Konsequenzen hatte ein Verbot oder eine Reduzierung des Zusatzes von Nitrat und Nitritpökelsalz zu Fleischerzeugnissen? / L. Leistner, H. Hechelmann, K. Uchida // Aus mikrobiologischer Sicht. Fleischwirtschaft. – 1973. – № 53. – P. 371-378.

УДК 621.565

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИХАННЯ ЯБЛУК З УРАХУВАННЯМ ДИНАМІКИ КОНЦЕНТРАЦІЇ ЕТИЛЕНУ

Потапов С.Г., асп., Масліков М.М., канд. техн. наук
Національний університет харчових технологій, м. Київ

Запропонована модель зміни концентрацій кисню, двоокису вуглецю та етилену під час дихання яблук у герметичному контейнері. Вимірювання концентрації газів проводилося на модернізованій дослідній установці. Вірогідність математичної моделі підтверджена дослідями.

We propose a concentration change model of oxygen, carbon dioxide and ethylene during apples breathing in the hermetic container. Gas concentration measurement was taken on the modernized investigation unit. Mathematical model confidence was confirmed by research.

Ключові слова: інтенсивність дихання, зберігання плодів, математичне моделювання дихання, модифіковане газове середовище.

Продукти рослинництва, або продукти рослинного походження (ПРП), є обов'язковою складовою харчування людини. Виробництво цих продуктів носить сезонний характер. Ця обставина є економічним обґрунтуванням зберігання ПРП для рівномірного їх споживання протягом року.

З іншого боку, підвищення стандартів якості ПРП стимулює розвиток та вдосконалення технологій виробництва, транспортування та зберігання ПРП.

Технологія зберігання ПРП насамперед передбачає використання низьких температур. Інші заходи задля покращення результатів зберігання є додатковими.

До них відноситься створення та підтримання газового середовища, склад якого відмінний від повітря. Одною з технологій, що використовує додатково до низьких температур зміну складу газового середовища, є МГС — так звана технологія модифікованого газового середовища.

Додатковим впливом на ПРП при використанні МГС є гальмування процесу дихання, як основного процесу метаболізму, за рахунок зміни концентрації газів, що приймають участь у реакції дихання.

Проте реакція дихання проходить під впливом багатьох чинників: зовнішні тепловий, механічний та хімічний впливи, дія власних ферментних речовин плоду. Впливати на ці чинники слід різними факторами, отже на кожен різновид природного регульовального впливу на реакцію дихання слід розробляти окремі технологічні заходи.

Одним з чинників, що впливає на швидкість процесів метаболізму, є концентрація етилену.

Заходи, які використовують в сучасних технологіях зберігання ПРП у газових середовищах, спрямовані на максимальне поглинання етилену без контролю та регулювання його концентрації в газовому середовищі камери. У випадках використання звичайного холодильного зберігання камери вентилуються, при цьому етилен видаляється.

Подібні неконтрольовані заходи недостатньо ефективні. Отже, виникає потреба у дослідженні цілеспрямованої зміни концентрації етилену в газовому середовищі при зберіганні ПРП для створення оптимальних та ефективних засобів та заходів зі зменшення негативного впливу концентрації етилену.

У сучасних дослідженнях взаємодії яблук та етилену зазначається, що наявність етилену впливає на швидкість зменшення тургору тканин, а наднизька концентрація прискорює процес перетворення крохмалю в моноуглеводи. Таким чином, підкреслюється вплив етилену на плоди. Отже не можна знижувати природну концентрацію етилену, однак також треба не допускати його накопичення [5].

Інші дослідження стверджують, що етилен відіграє головну роль у виникненні температурного опіку шкірки плоду під час зберігання при температурі 0 °C та подальшому переносу до приміщення з температурою 20 °C. Особлива увага приділяється яблукам зі шкірою зеленого кольору, оскільки плоди більшості сортів при технічній ступені стиглості мають зелений колір, а генерування етилену у них більше, ніж у плодів з жовтим кольором [6].

Встановлено, що етилен синтезується плодами, а змінена концентрація етилену у газовому середовищі має регульований вплив на широкий спектр фізіологічних процесів. В процесі біосинтезу етилену беруть участь амінокислоти, кисень та зовнішні фактори: стрес, поранення, патогенні мікроорганізми та безпосередньо концентрація етилену. Побічними продуктами синтезу є утворення мурашиної кислоти, аміаку та двоокису вуглецю. Отже, можна вважати, що: інтенсивність виділення етилену має пряму залежність від концентрації кисню та зворотну від концентрації двоокису вуглецю [1].

З іншого боку, вплив концентрації етилену у газовому середовищі, відбувається шляхом зв'язування етилену з рецепторами клітин плодів та передачею отриманих сполук до клітин, де вони обумовлюють інтенсивність процесів метаболізму. Інакше кажучи, плоди поглинають етилен за допомогою рецепторів. Оскільки робота рецепторів ґрунтується на механізмах взаємодії ферментів, яка регулюється генами і є несправедливою до зовнішніх факторів (за винятком температури), справедливим є твердження про пряму залежність між кількістю етилену, що поглинається та концентрацією етилену у газовому середовищі.

Як підсумок необхідно зазначити, що зміна концентрації етилену в контейнері з ПРП за умов сталої температури буде змінюватися за рівнянням:

$$\frac{dC_2H_4}{d\tau} = \frac{m \cdot 100}{V} \left(R_0^{C_2H_4} \cdot e^{n_1 \cdot \Delta CO_2 + n_2 \cdot \Delta O_2 + n_3 \cdot \Delta C_2H_4} - R_1^{C_2H_4} \cdot e^{n_4 \cdot \Delta C_2H_4} \right), \text{ млCO}_2/\text{кг} \cdot \text{год}; \quad (1)$$

де $R_0^{C_2H_4}$ —інтенсивність біогенерації етилену за умов, що плід знаходиться у повітрі, млCO₂/кг·год;
 ΔCO_2 , ΔC_2H_4 — відмінність концентрацій відповідно двоокису вуглецю та етилену у повітрі та газовому середовищі контейнеру, %;

ΔO_2 — відмінність концентрації кисню у газовому середовищі контейнеру та повітрі, %;

$R_1^{C_2H_4}$ — інтенсивність поглинання етилену рецепторами плодів за умов, що плід знаходиться у повітрі, млCO₂/кг·год;

n_1, n_2, n_3, n_4 — чисельні коефіцієнти, що визначають ступінь впливовості зміни концентрації відповідних газів на відповідну реакцію;

m — маса плодів у контейнері, кг;

V — об'єм газового середовища контейнера, л.

Для вимірювання та реєстрації концентрації етилену, кисню та двоокису вуглецю запропоновано використовувати дослідну установку [2], яка була модернізована давачем етилену [4].

За результатами проведеного дослід з яблуками сорту «Джонаред» було побудовано криві зміни концентрацій складових газового середовища герметичного контейнера (рис. 1).

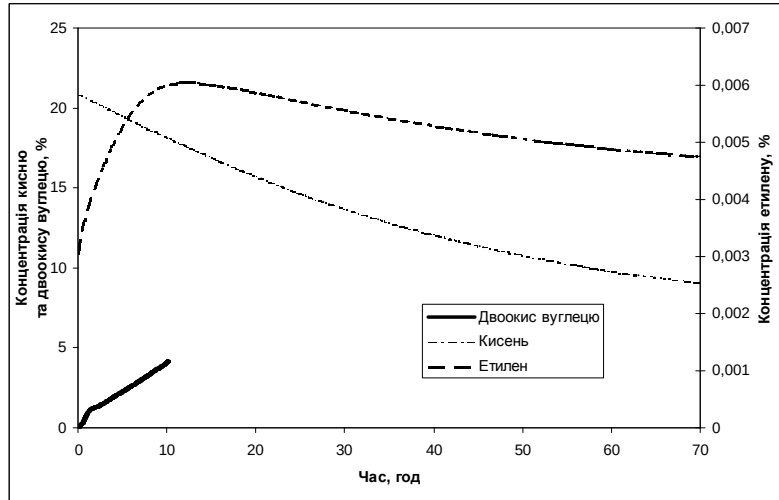


Рис. 1 — Зміни концентрацій складових газового середовища

За основу моделі дихання було прийнято модель [3] яка розглядає зміну концентрацій кисню та двоокису вуглецю. Було враховано, що зміна концентрації етилену впливає на інтенсивність як аеробного, так і анаеробного дихання:

$$\frac{dCO_2}{d\tau} = \begin{cases} \frac{m \cdot 100}{V} \cdot R_{CO_2} \cdot e^{k_1 \cdot \Delta CO_2 + k_2 \cdot \Delta O_2 + k_3 \cdot \Delta C_2H_4}, & \text{при } CO_2 \leq A_{CO_2}; \\ \frac{m \cdot 100}{V} \cdot \left(R_0^{CO_2} \cdot e^{k_1 \cdot \Delta CO_2 + k_2 \cdot \Delta O_2 + k_3 \cdot \Delta C_2H_4} + R_1^{CO_2} \cdot e^{k_4 \cdot CO_2^{ана} + k_4 \cdot \Delta C_2H_4} \right), & \text{при } CO_2 > A_{CO_2}; \end{cases} \quad (2)$$

$$\frac{dO_2}{dt} = \frac{m \cdot 100}{V} R_0^{O_2} \cdot e^{k_5 \cdot \Delta CO_2 + k_6 \cdot \Delta O_2 + k_7 \cdot \Delta C_2H_4}, \text{ при } O_2 < A_{O_2};$$

$$\frac{dC_2H_4}{d\tau} = \frac{m \cdot 100}{V} \left(R_0^{C_2H_4} \cdot e^{n_1 \cdot \Delta CO_2 + n_2 \cdot \Delta O_2 + n_3 \cdot \Delta C_2H_4} - R_1^{C_2H_4} \cdot e^{n_4 \cdot \Delta C_2H_4} \right).$$

де A_{CO_2}, A_{O_2} — концентрації двоокису вуглецю та кисню, що відповідають точці ІАД [3].

Приведені рівняння визначають швидкість зміни виділення двоокису вуглецю та етилену і поглинання кисню. Система рівнянь, що характеризує виділення двоокису вуглецю складено відповідно до гіпотези про інтенсифікацію анаеробного дихання [3].

Враховуючи, що головний фактор впливу на ПРП при зберіганні є зниження температури, математична модель зміни швидкості інтенсивності дихання буде мати загальний вигляд:

$$R = R_0 \cdot e^{b \cdot t}, \quad (3)$$

де b — коефіцієнт, що враховує вплив температури на інтенсивність дихання. Отже, пропонується вважати, що взаємозв'язок між різними факторами які змінюють інтенсивність дихання, математично може бути представлений як сума показників степені експоненти:

$$R = R_0 \cdot e^{m_1 + m_2 + \dots + m_n}, \quad (4)$$

де $m_1, m_2, \dots, m_n$ — чинники, що впливають на інтенсивність дихання.

В запропонованому математичному формулюванні (2) показано взаємозв'язок впливу зміни складу газового середовища без врахування впливу температури.

Проведено аналіз кореляції результатів розрахунків на базі запропонованої моделі газообміну з даними дослідів, отриманими під час дихання яблук у герметичному контейнері. Графічні залежності наведені на рис. 2, 3, 4.

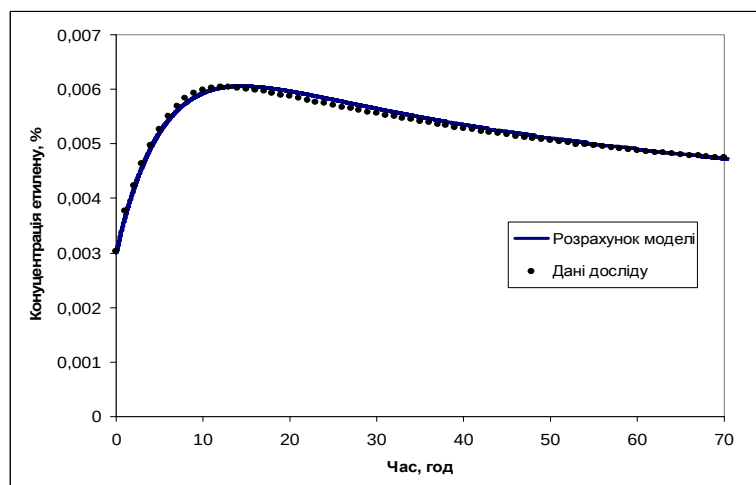


Рис. 2 – Зміна концентрації етилену

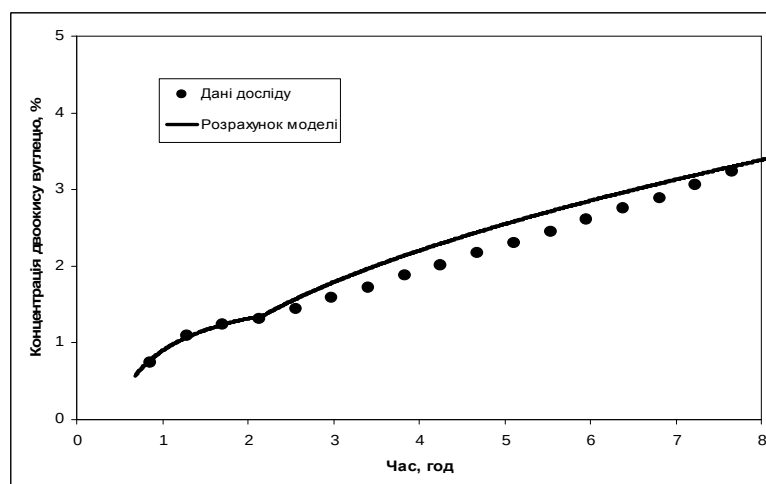


Рис. 3 – Зміна концентрації двоокису вуглецю

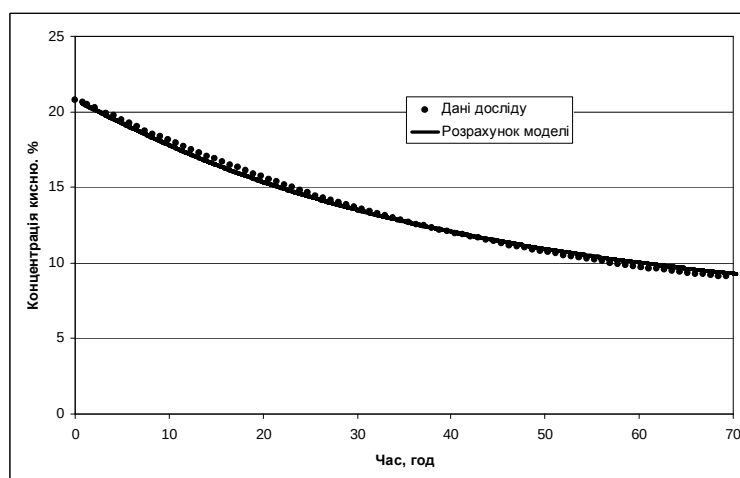


Рис. 4 – Зміна концентрації двоокису кисню

Висновки

Запропонована модель дихання ПРП у модифікованому газовому середовищі з урахуванням фізіологічних особливостей процесів дихання. Модель враховує гіпотезу про інтенсифікацію анаеробного дихання. Також в моделі враховано вплив концентрації етилену та динаміку комплексу окислювально-відновлювальних процесів, які приводять до зміни концентрації етилену. Отримана модель апробована на дослідних даних і має коефіцієнт детермінації у межах $0,95 \div 0,96$.

Модель може бути використана для оптимізації параметрів технології зберігання ПРП як в газових середовищах та і у повітрі. Також модель буде корисна при розробці технології зберігання з динамічними параметрами.

Крім того, модель дає можливість визначати придатність матеріалів для використання у якості паке-ту МГС.

Література

1. Кулаєва О.Н. Этилен в жизни растений // Соревельный обозревательный журнал. – 1998. – № 11. – С. 78-84
2. Потапов С.Г., Масліков М.М. Лабораторна установка для безперервного контролю та реєстрації параметрів газового охолодного середовища // Наукові праці НУХТ. – 2009. – № 29. – С. 78-81.
3. Потапов С.Г., Масліков М.М. Математичне моделювання процесу дихання продуктів рослинного походження // Наукові праці НУХТ. – 2009. – № 29. – С.81-83.
4. Технічна документація на давач етилену: <http://www.membrapor.ch/sheet/C2H4-C-2000.pdf>.
5. Johnston J.W., Gunaseelan K. Coordination of early and late ripening events in apples is regulated through differential sensitivities to ethylene // Journal of experimental botany. – 2009. – № 60(9).
6. Pesis E., Ibáñez A.M. Superficial scald and bitter pit development in cold-stored transgenic apples suppressed for ethylene biosynthesis // Journal of agricultural and food chemistry. – 2009. – № 57(7).

УДК 664.871.037:621.796:532.135

ВПЛИВ ВИДУ ГІДРОКОЛОЇДУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СОУСУ-ДРЕСИНГУ ПРИ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОМУ ЗБЕРІГАННІ

Тележенко Л.М., д-р техн. наук, професор, Жмудь А.В., аспірант
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

Для створення необхідної текстури соусів-дресингів можна застосовувати гідроколоїди. В залежності від молекулярної маси та виду гідроколоїди виявляють різні властивості при кімнатному зберіганні і у випадку розміщення їх в холодильну шафу. Встановлено, що для формування структури соусів-дресингів найбільш придатною є камедь гуару. Соуси-дресинги, виготовлені на її основі з додаванням рослинної сировини, можуть зберігатись при температурі $0...4^{\circ}\text{C}$, протягом 24 год, маючи при цьому необхідні реологічні, органолептичні і мікробіологічні показники.

For creation of necessary texture of sauces-dressings it is possible to apply hydrocolloids. Depending on molecular mass and kind different properties find out hydrocolloids at room storage and in the case of placing of them in a refrigeration closet. It is set that for forming of structure of sauces-dressings most suitable is kamed guar. Can sauces-dressings, made on its basis with addition of digister, be kept at a temperature $0,4^{\circ}\text{C}$, during 24hours, having here necessary rheological, sensory and microbiological indexes.

Ключові слова: соус-дресинг, зберігання, гідроколоїди, мікробіологічні показники, плинність, вязкість.

Зміни в сучасному способі життя, все більше усвідомлення взаємозв'язку між раціоном харчування та здоров'ям, а також нові технології обробки привели до підвищення попиту на готові страви у композиції з відповідним соусом, що містить функціональні інгредієнти, та до удосконалення технології виробництва продуктів з високим вмістом ентеросорбентів та низьким вмістом жирів [1]. Кулінарні соуси сприяють кращому засвоєнню їжі, надають готовій страві своєрідного смаку та стимулюють роботу шлунково-кишкового тракту.

Щорічно зростає перелік і кількість соусів, що виробляються в Україні та світі. Різноманітні соуси мають складний хімічний склад та різні властивості, сукупність яких визначає якість продукції. Для того, щоб отримати бажані кінцеві результати необхідно враховувати реологічні властивості соусів, знання закономірностей зміни яких дозволяє впливати на структуру і якість продукту.

Серед соусів, що набувають значного поширення в Україні, можна виділити групу, під загальною назвою соуси-дресинги (від англ. dressing — прикрашати) [2]. Виготовлення таких соусів потребує багато часу та матеріалів для приготування в закладах харчування та в домашніх умовах. Тому набагато зручніше користуватися такою продукцією промислового виробництва. Надання соусам-дресингам необхідної консистенції здійснюється за допомогою певних речовин — згущувачів.

Одним із напрямків роботи було вивчення впливу виду гідроколоїду чи їх системи на реологічні властивості модельних розчинів з метою визначення найбільш придатного стабілізатора консистенції у виробництві соусів-дресингів. Встановлення стійкості системи у різному діапазоні температур при виготовленні соусів та їх зберіганні до реалізації. Визначити зміну мікробіологічних показників соусів-дресингів, виготовлених на основі підібраного гідроколоїду, при низькотемпературному зберіганні.

Об'єктом дослідження були модельні розчини полісахаридів ботанічного і мікробного походження а також виготовлені соуси-дресинги.

Найбільшого поширення набули наступні комерційно важливі гідроколоїди: ботанічні, тваринного походження, отримані з водоростей, мікробного походження.

Шляхом підбору виду та масової частки гідроколоїду можна направлено змінювати властивості колоїдної системи.

Основні представники гідроколоїдів, які застосовують у виробництві соусів [2] наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – Представники гідроколоїдів

Похідні полісахариду	Наземні рослини	Морські рослини	Мікробіологічні полісахариди
Карбоксиметилцелюлоза	Камедь гуара	Агар	Декстрини
	Гумірабик		Камедь гелана
Метилгідроксіпропілцелюлоза	Камедь трагакана		Камедь рамзана
Гідроксіетилцелюлоза	Камедь гаті	Фурацелан	Камедь велана
	Камедь тара		
Гідроксіпропілцелюлоза	Камедь карайї	Карагінан	Камедь ксантана
Пропіленгліколь альгінат	Камедь рожкового дерева		Сахароглікан
Гідроксіпропіл гуар	Пектини	Альгінати	Мікріволокниста целюлоза
Крохмалі, в т.ч. модифіковані			

Полісахариди, які отримують із морських водоростей та наземних рослин, складають більше 70 % всього об'єму згущувачів і гелеутворювачів, що використовуються в промисловості. Сучасна класифікація водоростей побудована на особливостях їх пігментації: зелені, бурі, синьо-зелені, зелено-червоні. Із водоростей отримують чотири речовини — альгінат, карагінан, фурацелан та агар-агар. Всі ці субстанції отримують методом екстракції. Для отримання альгінатів використовують три види дикорослих бурих водоростей: *Laminaria hyperborea*, *Laminaria digitata*, *Makrocystis*.

Карагінан — лінійний полісахарид, в якому залишки галактози зв'язані *a* (1>3) і *b* (1>4) зв'язками, що чергуються. Велика молекула карагану складається приблизно із 100 залишків галактози, тому є великі можливості його структурних варіацій. На структурні варіації карагану впливає біологічна фаза росту водоростей, час їх збору, а також місце і глибина їх росту. Карагінан отримують із водоростей родів *Chondus*, *Gigartina*, *Eucheuma*.

Камеді, чи гуммі (від грецького *kommidion*, *kommi*) являть собою розчинні в воді чи ті, що набухають в ній, полімери моносахаридів — глюкози, галактози, арабінози, маннози, рамнози, глюкуронових кислот. Камеді умовно можна розділити на три види в залежності від походження: екsudати (смоли, що виділяються рослинами); гідроколоїди різного насіння; біосинтетичні колоїди — полісахариди мікроорганізмів.

Пектини — гетерополісахариди, що містять не менше 65 % залишків галактуронових кислот, які можуть бути представлені у вигляді вільної кислоти, її метилового ефіру чи аміду кислоти.

Крохмаль — це полісахарид рослин із загальною формулою $(C_6H_{12}O_5)_n$. Він може складатись із фракцій амілози — лінійного полісахариду, який містить 200...1000 залишків D-глюкози, і амілопектину, макромолекули якого дуже розгалужені і містять 600...6000 залишків D-глюкози.

Застосування того чи іншого гідроколоїду для надання плинної, в'язкої основи соусам-дресінгам, залежить від таких факторів: рівномірність розчинення у воді; утворення колоїдно-в'язкої плинної стабільної структури як при кімнатному, так і при низькотемпературному зберіганні; стійкість до синерезису.

З огляду на наведений перелік властивостей гідроколоїдів у якості структуроутворюючих компонентів соусу нами було обрано: карагінан, пектин, камедь гуару, камедь ксантану та картопляний крохмаль, який широко використовується у нашій державі.

Для порівняння гелеутворюючої здатності наведених гідроколоїдів нами було виготовлено їх модельні водні розчини з однаковою масовою часткою (0,4 %) гідроколоїду та визначено показники в'язкості та плинності дисперсій через 6 годин після їх виготовлення та зберігання при кімнатній температурі (табл. 2).

Таблиця 2 – Реологічні показники модельних розчинів гідроколоїдів ($n = 3$; $p \geq 0,95$)

Вид біополімеру	В'язкість, мм ² /с	Плинність, од Б
Карагінан	20	22
Пектин	102	23
Крохмаль	Синерезис	
Камедь рожкового дерева	119,8	>24
Камедь гуару	245	>24
Камедь ксантану	Не стабільні	

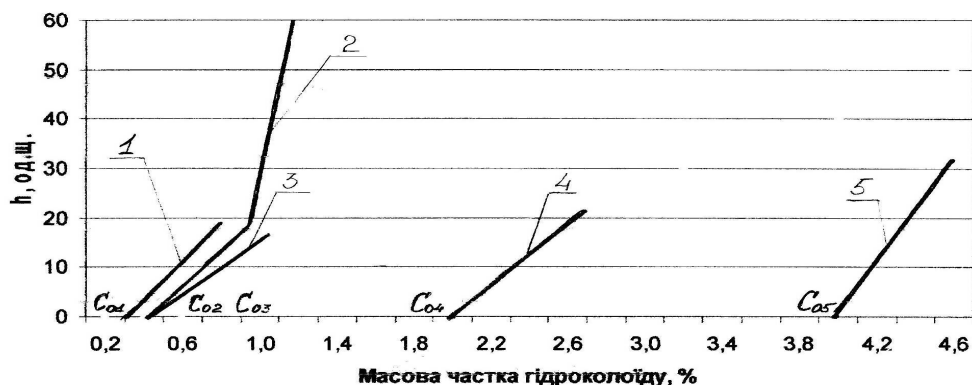
Визначено, що за наведених умов виготовлення дисперсій з різних гідроколоїдів їх структурні та реологічні властивості суттєво різняться. Це пов'язане з тим, що полімерні ланцюги гідроколоїдів взаємодіють один з одним, багато з них утворюють гелі, наприклад, за рахунок водневих зв'язків, гідрофобних взаємодій чи утворення сітчастої структури в результаті поперечних зшивок катіонами металів. Цим вони відрізняються від синтетичних полімерів, в яких сітчаста структура утворюється за рахунок ковалентних зв'язків [3,4]. Деякі гідроколоїди, молекули яких мають форму спіралі, наприклад, агароза, карагінан, желатин, при охолодженні утворюють гелі. При високих температурах їх молекули утворюють довільні конформації, які при охолодженні знову переходять в упорядковані спіралі. Ці спіралі агрегуються з утворенням гелю. Процес є термічно зворотним і гелі плавляться при нагріванні. Наприклад, виготовлені нами модельні розчини карагінану при кімнатній температурі мали консистенцію властиву соусу, але після витримки протягом 30 хвилин у холодильній шафі при температурі 0...4 °C утворювались тривкі драгли. Інші дослідники [4] також показували, що температура плавлення часто вище, ніж температура гелеутворення, оскільки плавлення відбувається лише після розупорядкування спіралей.

Також на процес гелеутворення має значний вплив масова частка гідроколоїду у системі. Процес структуровання відбувається після досягнення мінімальної критичної концентрації C_0 , яка індивідуальна для кожного окремого гідроколоїду. Щільність утвореного гелю може бути виміряна як зусилля, що необхідно для його руйнування при penetрації конічним індентором, який деформує гелі з постійною швидкістю.

Нами визначено мінімальні критичні концентрації найбільш поширених біополімерів (рис. 1) за однакових умов проведення дослідження, так як щільність гелю залежить від наступних параметрів: масової частки гелеутворювача; сольового складу розчинника в якому готується гелі (іони, що зумовлюють жорсткість води; іони калію та натрію); умов приготування гелю (температура і тривалість теплової обробки); умов зберігання перед дослідженням (температура і тривалість зберігання); умов проведення дослідження на щільність (розмір і форма індентора, швидкість і глибина penetрації, геометричні розміри гелю, температура дослідження).

Отже, мінімальна критична концентрація гідроколоїду C_0 значно залежить від його виду. Для камеді рожкового дерева ця концентрація C_{01} складає всього 0,3 %, для карагінану (C_{02}) та гуару (C_{03}) — 0,4 %, пектину цитрусового низькометоксильованого (C_{04}) — 2,0 %, а для дисперсій крохмалю картопляного (C_{05}) — 4 %. Чітких значень щільності для дисперсій з камеді ксантану не було отримано, тому її використання є можливим лише у композиційній суміші.

З огляду на наведені властивості гідроколоїдів для визначення найкращого регулятора системи у якості структуроутворюючих компонентів соусу для дослідження нами було обрано: карагінан, пектин, камедь гуару, камедь ксантану, камедь рожкового дерева та картопляний крохмаль, який широко використовується у нашій державі. Для того, щоб оцінити здатність гідроколоїдів формувати структуру соусу та визначити масову частку згущувача у системі, нами було досліджено модельні розчини наведених біополімерів у воді.



1 – камедь рожкового дерева; 2 – карагінан; 3 – камедь гуару; 4 – пектин; 5- крохмаль

Рис. 1 – Щільність гелів в залежності від концентрації і виду гідро колоїду

Шляхом оцінювання органолептичних та реологічних властивостей систем було встановлено значення бажаних реологічних показників соусу. Плинність соусу повинна бути в межах 19...23 од. Б при відповідному значенні в'язкості у діапазоні 80...110 мм²/с.

Однією з найважливіших характеристик рідини є в'язкість [5], яка характеризує опір текучого тіла і для наведених систем може бути визначена за допомогою капілярного віскозиметру [6]. Протилежною властивістю є плинність рідини, яка нами визначалась за допомогою приладу Боствіка.

Дослідження проведені на системах, утворених із пектину та крохмалю показали, що для досягнення необхідної плинності масова частка гідроколоїдів значна, і, наприклад, складає близько 4 % при використанні пектину цитрусового. В порівнянні з іншими гідроколоїдами це значення майже в 10 разів є більшим, що підвищує вартість готового продукту. Суспензія на основі крохмалю картопляного виявляла задовільну водоутримуючу здатність до 4 годин зберігання, але у наступному спостерігалось відділення води, що можна пояснити схильністю крохмалю до синерезису. Тому застосування цих гідроколоїдів у моносистемах нами було відхилено.

На відміну від крохмалю плинність модельного розчину камеді гуару як при кімнатному, так і при низькотемпературному зберіганні протягом 24 годин практично не змінюється, а залежить від масової частки гідроколоїду (табл. 3).

Таблиця 3 – Плинність розчинів камеді гуару при зберіганні

Масова частка гідроколоїду, %	Плинність модельного розчину, од. Б				
	Тривалість зберігання, год				
	одразу	6	12	18	24
0,4	>24	>24	>24	>24	>24
0,5	23	23	23	22,5	22
0,6	19,5	19	19	19	19
0,8	14,5	14,5	14,3	14	14
1,0	10,5	10,5	10,3	10	10

Модельні розчини з камеді гуару готували наступним чином: спочатку підготовлену наважку гідроколоїду заливали невеликою кількістю води з температурою 30°C для кращого розчинення гуару у системі, а потім нагрівали до 70 °C і при перемішуванні заварювали і визначали плинність. Величина плинності модельних розчинів камеді гуару з масовою часткою гідроколоїду 0,5...0,6 % співпадає з рекомендованими значеннями. Остаточне формування структури системи проходить з часом і, як видно з табл. 2, відбувається поступово. Так, плинність розчину концентрацією 0,5 % одразу після заварювання і зниження температури до 20...22 °C дорівнює 23 од.Б, через 18 годин зберігання вона зменшується на 2 %, а через добу розчин густішає, при цьому його плинність зменшується приблизно на 4 % у порівнянні з цим показником, отриманим одразу після заварювання. Майже такі ж результати отримано нами при дослідженні плинності розчину гуару з масовою концентрацією 0,6 %. Це характеризує камедь гуару як гідроколоїд зі стабільними характеристиками для виготовлення соусів. Зміна в'язкості колоїдних розчинів камеді гуару, яку вимірювали за допомогою капілярного віскозиметра, з часом незначна (табл. 4).

Таблиця 4 – В'язкість модельних розчинів камеді гуару

Масова частка гідроколоїду, %	В'язкість розчинів камеді гуару, мм ² /с				
	Тривалість зберігання, год				
	одразу	6	12	18	24
0,4	205,2	245	273	276	272,2
0,5	1005,2	1106	1018	1022	1018
0,6	2113	2212	2298	2308	2378,5

Вплив масової частки гідроколоїду на в'язкість розчину після заварювання є відчутним: у модельній системі концентрацією 0,5 % її в'язкість у 5 разів більше, ніж цей показник при концентрації гуару 0,4 %, та у 2 рази менше, ніж в'язкість системи з масовою часткою камеді гуару 0,6 %. При подальшому зберіганні кінетична в'язкість розчинів збільшується і, в залежності від зразка, складає від 1,3 % до 32,6 %.

При дослідженні модельних розчинів капа-карагінану (табл. 5) встановлено, що при масовій частці карагінану у воді від 0,8 % до 1 % одразу після заварювання утворюються драглі і в'язкість за допомогою капілярного віскозиметра не вимірюється. Через 20 хвилин при кімнатній температурі у розчині починаються процеси драглеутворення, які призводять до значного зменшення плинності (до 20...18 одиниць), зростання в'язкості та при подальшому продовженні експерименту через 30...40 хвилин до утворення пружно-твердого гелю.

Таблиця 5 – Плинність модельних розчинів капа-карагінану

Масова частка гідроколоїду, %	Плинність модельного розчину, од. Б				
	Тривалість зберігання, год				
	одразу	6	12	18	24
0,3	24	24	24	24	24
0,4	24	22	20	18	16
0,6	24	20	19	16,5	14
0,8	24	драглі	драглі	драглі	драглі
1,0	24	драглі	драглі	драглі	драглі

Текстура розчинів з меншим вмістом карагінану на початку процесу суттєво не відрізняється від описаних вище, і плинність розчинів через 20 хвилин складає близько 24...22 од.Б, але через 30...40 хвилин зберігання знижується лише до 18...20 од. Б, а через добу при кімнатній температурі до 14...16 од. Б (на 20 %).

Результати оцінки показують, що розчин карагінану масовою часткою у діапазоні 0,2...0,6 % має плинну консистенцію при кімнатній температурі, але при зниженні температури оточуючого середовища до 4 °С розчини стають драглеподібними в широкому діапазоні щільності (рис. 1). Це є важливою характеристикою при конструюванні соусів, оскільки консистенція готового продукту повинна залишатися плинною починаючи від виготовлення і розливу, закінчуючи реалізацією в торговій мережі або закладах ресторанного господарства. З наведеної вище характеристики карагінану видно, що він являється виконує функції не лише згущувача, а й драглеутворювача, можна зробити висновок про велику силу зв'язування води.

Гідроколоїди, які мають різну молекулярну масу і в'язкість розчинів, виявляють настільки різні властивості, що їх можна розглядати як такі, що знаходяться на протилежних кінцях текстурного спектру гідроколоїдних гелів наведеного Філіпсом та Вільямсом [2], що співпадає з результатами наших досліджень.



Рис. 2 – Схематичне порівняння текстури гелів різних гелеутворювачів

Механізм гелеутворення оснований на моделі доменів. При охолодженні розчин переходить із стану не упорядкованого у впорядкований, що пояснюється перетворенням витка у просторову спіраль [2]. Наприклад, агрегація капа-карагінану та агару відбувається з утворенням трьохвимірної сітки. При цьому гелі є твердими та крихкими, що не підходить для формування текстури соусу-дресингу. Якщо ж проходить при охолодженні розчину таке ж перетворення розупорядковування — упорядковування але агрегація спіралей не відбувається, то утворені гелі є м'якими і еластичними (ксантан, гуар, камедь рожкового дерева). Для соусу-дресингу остання текстура є бажаною, що обумовлює вибір саме камеді гуару у виробництві соусів «Ароматний» та «Журавлиний».

Стабільність структури соусу-дресингу значно залежить від рН системи. Більшість ягід мають більш низький рівень рН, як то журавлина, яка крім високих органолептичних характеристик містить природні сполуки з антисептичною здатністю. Барвні речовини журавлини не тільки надають продукту приємного забарвлення, але й відіграють значну роль у профілактиці захворювань та забезпеченні нормального функціонування органів людини. Застосування екстракту журавлини у кількості 35...37 % при виробництві соусу-дресингу «Журавлиний» дає змогу значно поліпшити властивості продукту при значенні рН 3,2...3,3.

Пряно-ароматична сировина має зазвичай високі показники мікробіологічної контамінації. Але проведення технологічної операції миття з замочуванням на 20 хв у воді, дозволяє в результаті отримати соусу-дресинг, виготовлений на основі кропу та петрушки, з низькими значеннями мікробіологічної контамінації при зберіганні в холодильній шафі. А додавання лимонної кислоти у кількості 0,2 % знижує рН до 3,4.

На кафедрі біохімії, мікробіології та фізіології харчування ОНАХТ проведений мікробіологічний аналіз соусів-дресингів «Ароматний» та «Журавлиний» не виявив в них плісені, дріжджів та мезофільних газоутворюючих факультативно-анаеробних бактерій як одразу після виготовлення, так і після 24 год зберігання у холодильній шафі [7].

Таблиця 6 – Мікробіологічні показники соусів-дресингів

Продукти	Температура термостатування продукту	Показники, що визначаються	Середовище для термостатування	Оцінка результатів	Отримані показники
«Ароматний» рН = 3,7	30±0,5 °С	Мезофільні газоутворюючі факультативно-анаеробні бактерії	Мясо-пептонний бульон з крейдою	Не допускаються	Не виявлено
		Молочно-кислі бактерії	Блікфельдта	Не допускаються	Не виявлено
«Журавлиний» рН = 3,3		Дріжджі та плісневі гриби	Солодове сусло	Не допускаються	Не виявлено

Для створення необхідної текстури соусів-дресингів можна застосовувати гідроколоїди — стабілізатори консистенції. В залежності від молекулярної маси та виду гідроколоїди виявляють різні властивості при кімнатному зберіганні і у випадку розміщення їх в холодильній шафі. Встановлено, що для формування структури соусів-дресингів найбільш придатною є камедь гуару. Соуси-дресинги, виготовлені на її основі з додаванням рослинної сировини, можуть зберігатись при температурі 0...4 °С, протягом 24 год, маючи при цьому необхідні реологічні, органолептичні і мікробіологічні показники.

Література

1. Жмудь А.В., Тележенко Л.М. Тенденції розвитку виробництва соусів // Харчова наука і технологія. – 2009. – № 2(7). – С. 21-23.
2. Пасичный В.Н., Сабадаш П.Н. Пищевые добавки в производстве продуктов питания // Продукты и ингредиенты. – 2007. – № 4. – С. 32-36.
3. Sensory properties determined by starch type in white sauces effects of freeze/thaw and hydrocolloid addition A.Arocas, T.Sanz, A.Salvador, P.Varela, S.M. Friszman Journal of food science. – 2010. – Vol.75. – № 2. – P. 132-140.
4. Справочник по гидроколлоидам Г.О. Филлинс, П.А. Вильямс (ред.) Пер. с англ. под ред. А.А. Кочетковой и Л.А. Сарановой. – СПб.: ГИОРД, 2006. – 536 с.
5. Физическая и коллоидная химия (в общественном питании): Учебное пособие / С.В. Горбунцова, Э.А. Муллоярова, Е.С. Оробейко, Е.В. Федоренко. – М.: Альфа-М; ИНФА-М, 2008. – 270 с.

6. Марх А.Т., Зыкина Т.Ф., Голубев В.Н. Технохимический контроль консервного производства. – М.: Агропромиздат, 1989. – 304 с.
7. Решение всесоюзной научно-технической конференции по вопросам теории и практики стерилизации пищевых продуктов. Одесса 10-12 сентября, 1975 г.

УДК 633.35:664.765:621.796:66.045.5

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ ПРОРОЩЕНОГО ЗЕРНА СОЧЕВИЦІ ПРИ ХОЛОДИЛЬНОМУ ЗБЕРІГАННІ

Тележенко Л.М., д-р техн. наук, професор, Атанасова В.В., аспірант
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

Стаття присвячена дослідженню впливу процесу заморожування на показники якості пророщеної сочевиці та пюреподібного напівфабрикату з неї. Встановлено рекомендований спосіб і режимні параметри заморожування

Article describes the influence of freezing process on Quality proroschenoyi pyurepodibnoho lentils and semi products. It recommended and regime parameters of freezing.

Ключові слова: сочевиця, пророщування, заморожування, показники якості.

Харчування — основа життєдіяльності людини, одна з основних вимог її існування. В наш час велика кількість харчових продуктів позбавлена багатьох біологічно активних інгредієнтів. Це є наслідком не лише певної технологічної обробки, а і генетичної недосконалості рослин, що містять незначну кількість біологічно активних компонентів. На сьогодні встановлено, що раціони харчування населення дефіцитні за вмістом білків. Тому особлива увага приділяється перспективі використання бобової сировини в технології продуктів оздоровчого призначення, які окрім поживних властивостей мають здатність позитивно впливати на ті чи інші фізіологічні функції організму.

До перспективних видів сировини, багатої на білок, відносять сочевицю. Однак раціональне харчування потребує певних способів переробки сочевиці, щоб поліпшити її засвоєння в організмі людини, як то: механічне подрібнення сухої сировини з утворенням часток різного ступеня дисперсності; теплова обробка набухлої у воді сировини; екструджування; пророщування зерен; отримання дрібнодисперсних пюреподібних систем [1].

Сухе зерно сочевиці добре зберігається до переробки, але погано засвоюється організмом, викликаючи неприємні відчуття в шлунково-кишковому тракті. Запобігти таких небажаних наслідків від споживання продуктів із сочевиці можна шляхом її попереднього пророщування. Процес пророщування супроводжується виключним зростанням активності ферментів і розщепленням складних запасних речовин на більш прості, що є більш розчинними та сприяють розвитку зародку. Крохмаль перетворюється у декстрини і мальтозу, а білки — у амінокислоти. Масова частка сухих речовин зерна при пророщуванні зменшується і тому напівфабрикат, утворений із пророщеного зерна сочевиці потребує заходів щодо запобігання мікробіологічній контамінації та псуванню. Одним із способів зберігання такого напівфабрикату є низькотемпературне консервування [2].

Виробництво охолоджених та заморожених продуктів потребує менших втрат енергії, порівняно з тепловою стерилізацією, більш низького рівня сукупних витрат на виробництво, дозволяє замінити дефіцитну скляну та жерстяну тару більш економічними видами упаковки з полімерних матеріалів.

Метою нашого дослідження стало забезпечення високої якості підготовленого напівфабрикату з пророщеної сочевиці шляхом заморожування та низькотемпературного зберігання, які передують виготовленню готового продукту та реалізації.

Об'єктом дослідження було зерно сочевиці — сухе та пророщене та пюреподібний напівфабрикат з пророщеної сочевиці.

На ряду з чисто технічними та організаційними факторами, що стримують збільшення обсягу виробництва швидкозаморожених продуктів постають також технологічні проблеми, пов'язані з деструктивною дією низьких температур на біологічні об'єкти і необхідністю розробки технології та режимів для отримання гетерогенних та гомогенних харчових систем, здатних зберігати якість у процесах заморожування, зберігання, розморожування та наступної теплової обробки. Отримання швидкозамороженої продукції гарантованої якості потребує комплексного підходу за пошуком: видів та сорту сировини, умов

попередньої обробки, режимів, процесів механодеструкції та складання композицій, пакування і способів холодильного зберігання.

Значну увагу у вищезазначеному комплексі задач необхідно приділити підвищенню фізіологічно-функціональній дії продукту шляхом видалення важкозасвоюваних компонентів сировини, введення біологічно активних сполук та застосування таких технологічних прийомів і режимів, які дозволяють зберегти властивості вхідної сировини. Формування сукупностей показників якості швидкозаморожених продуктів визначає так звана практична тривалість зберігання, протягом якої продукти, що мають первинну високу якість залишалися за сенсорними даними придатними до споживання та наступної переробки. Оскільки якість швидкозаморожених продуктів визначається головним чином рецепторними органами людини, необхідно особливу увагу приділяти регулюванню та стабілізації тих властивостей їжі, що діють на ці органи. Однією із найважливіших властивостей швидкозаморожених продуктів є структура, яка може зазнавати значних змін у процесі заморожування. Для пюреподібних продуктів є бажаним рівномірний, стійкий до розшарування стан компонентів. Перетворення структури може бути пов'язане зі зміною різних хімічних складових продуктів та співвідношення вільної і зв'язаної вологи.

При заморожуванні напівфабрикату із сочевиці в першу чергу можуть змінюватись біополімери. Дослідженнями встановлено, що за хімічним складом сочевиця переважно містить біополімери, як то білки до 30 % та крохмаль — до 45 %. Кристалізація крохмалю призводить до змін у ланцюгах амілози, які під дією низьких температур здатні до ретроградації швидше, ніж розгалужені ланцюги амілопектину. У температурному діапазоні, що відповідає найбільш високим швидкостям старіння (1...2 °C і нижче) [3], заморожування необхідно проводити дуже швидко.

Білкові перетворення відбуваються в основному у продуктах тваринного походження. Однак, оскільки розглядаєма нами культура містить до 30 % білка, то необхідно враховувати деякі тенденції їх змін від дії низьких температур. Звичайно білки досить стабільні у процесі холодильного зберігання, хоча деякі з них можуть під час заморожування вести себе як неорганічні колоїди у процесі агрегації та дезагрегації спостерігаються процеси денатурації активних білків. Заморожування викликає розпад ліпопротеїдних комплексів, що відіграють важливу роль у структуруванні клітинних мембран. Значну увагу необхідно приділити стабільності кольору продукту під час зберігання та запобіганню появи невластивих для продукту смакових відтінків.

При пророщуванні сочевиці з метою виготовлення супів пюре, напівфабрикат може бути замороженим у вигляді пророслих зерен або у виді пюреподібної, гомогенної маси, що потребує лічені хвилини для завершення процесу виготовлення готової страви. Гомогенні водні системи у першу чергу характеризують однорідність структури та відсутність поверхні розподілу, як показника ступеню молекулярної взаємодії між поверхнею речовин та водою. Для інгредієнтів, поверхня яких відносно незначна, цей вплив виявляється слабо. Із зростанням величини поверхні, що відбувається у наслідок підвищення ступеня дисперсності, вплив поверхневих властивостей стає значним [4]. Так, такий органолептичний показник як смак суттєво залежить від розміру частинок харчових дисперсних систем, таких як: пюре, супи-пюре і пастоподібні маси. Вибір способу одержання системи з відповідними дисперсними характеристиками не завжди економічно доцільна операція. Тому процеси обробки сировини повинні бути розроблені на основі оптимізації параметрів технологічного процесу.

Подрібнення компонентів продукту після їх гідротермічної обробки здійснюється шляхом протирання. Тонкоподрібнене пюре з пророщеної сочевиці, охолоджене до 20 °C, фасували у полімерну плівку з антиокислювальним покриттям масою 200 г (товщиною 20 мм), направляли у швидко морозильний апарат GyroFreeze або інше холодильне обладнання. Заморожування проводили до досягнення середньокінцевої температури продукту мінус 18 °C. Паралельно заморожували зразок такої ж маси з пророщеної не подрібненої сочевиці, розміщеної тонким шаром (20 мм) на стрічці холодильного обладнання або заморожували за таких же умов зразок пророщеної сочевиці у полімерній тарі з антиокислювальним покриттям масою 200 грамів. Коефіцієнт тепловіддачі в усіх варіантах, наведених вище досліджень, складав 28 ± 2 Вт/(м²·K), температурний напір — мінус 34 ± 1 °C. Такі умови забезпечували швидкість заморожування у діапазоні 0,03...0,04 м/год. Для підвищення швидкості заморожування пророщеної сочевиці застосовували заморожування у завислому стані при коефіцієнті тепловіддачі $\alpha 60 \pm 5$ Вт/(м²·K), швидкість заморожування складала 0,12 м/год, температура повітря складала мінус 35 ± 1 °C. Криві заморожування зазначених зразків наведені на рис. 1.

Теоретичне розуміння процесу теплообміну та інтенсивності тепловідведення при досягненні значень коефіцієнта тепловіддачі α величин близьких 60 ± 5 Вт/(м²·K) (в умовах заморожування у завислому стані) співпадає з результатами експерименту, що дозволяє значно (у 5,6 рази) скоротити тривалість процесу заморожування. Застосування пакування у полімерну плівку дещо погіршує умови теплообміну. При цьому наявність повітряного простору у зразках пророслої сочевиці знижує процес тепловіддачі по-

рівняно з гомогенним шаром пюреподібної, протертої сочевиці, що збільшує загальну тривалість процесу з 125 хвилин до 140 хвилин. При розташуванні пророслої сочевиці на конвеєрі швидкоморозильного апарату насипом тривалість заморожування, навпаки, скорочується (на 15 ± 3 %) і складає 112 хвилин до досягнення середньокінцевої температури мінус 18°C .

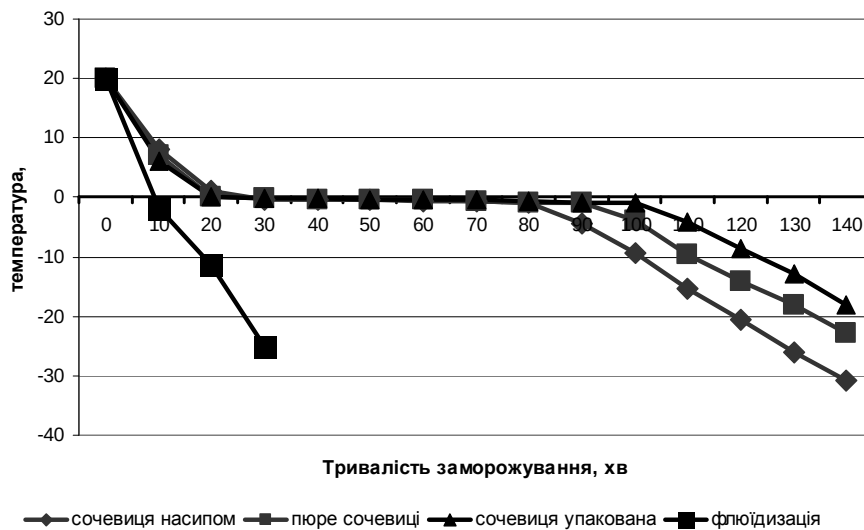


Рис. 1 – Криві заморожування пророслої сочевиці

Інтенсифікація процесу заморожування поліпшує фізико-хімічні показники сочевиці пророслої. Зерно має свіжий, приємний аромат, рівномірний світлий колір, чітку текстуру без відокремленої вологи. Пюреподібний напівфабрикат зазнає значних змін під час заморожування. Проходить перерозподіл води із відокремленням вільної вологи на поверхні напівфабрикату. Колір набуває сірих відтінків, а аромат не притаманний вихідній сировині. Так після заморожування, зберігання протягом місяця та розморожування пророслена сочевиця та пюре з пророслої сочевиці мали показники, наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Вплив заморожування на зміну деяких показників пророслої сочевиці та напівфабрикату із сочевиці

Показник	До заморожування		Після заморожування	
	пророслене зерно	напівфабрикат із сочевиці	пророслене зерно	напівфабрикат із сочевиці
Сухі речовини, %	36,7	36,5	37,2	37,4
Вологовіддача, %	39,6	46,4	47,4	68,7

Зниження вологоутримуючої здатності напівфабрикату сочевиці можна пояснити гідролізом біополімерів, який інтенсивно проходить у процесі пророщування, наступній механодеструкції сировини та при фазовому переході води із стану рідини у лід і навпаки. Ці зміни вологоутримуючої здатності є одним із факторів, що призводить до зміни консистенції продукту (табл. 2) та інших органолептичних показників. На зміну кольору та аромату впливає в першу чергу біотрансформація активних сполук під дію окисних ферментативних процесів.

Таблиця 2 – Зміна органолептичних показників пюреподібного напівфабрикату із сочевиці

Показник	До заморожування	Після заморожування
Смак	Притаманний даному виду продукту	Притаманний даному виду продукту
Колір	Блідо коричневий	Бежевий з сіруватим відтінком
Запах	Притаманний даному виду сировини	Не притаманний даному виду сировини
Консистенція	Гомогенна	Відділення вільної вологи

Загальна характеристика досліджуваного напівфабрикату може бути сформульована як колоїдна гомогенізована система, яка під дією заморожування зазнає значних незворотних і зворотних фізичних трансформацій, таких як дезагрегація або агрегація колоїдних часток. Притаманні зразкам гетерополярні колоїди у полярному розчиннику, яким є вода, виявляють обидва фізичні явища.

Білок після заморожування та розморожування стає менш в'язким, очевидно в наслідок пошкодження білкових структур. Хоча у деяких випадках в залежності від складу білкової молекули може спостерігатись зворотній ефект у тому випадку, коли білкові частки утворюють гель та послідовую агрегацію сполучних речовин.

Наведені фізико-хімічні перетворення, що протікають у пюреподібному напівфабрикаті із сочевиці дозволяють зробити висновок, що пророщені зерна сочевиці краще заморожувати у вигляді цілих зерен.

Для визначення відповідності заморожених напівфабрикатів у вигляді пророслих зерен та пюре пророщеної сочевиці санітарно-бактеріологічним нормам нами на базі кафедри біохімії, мікробіології та фізіології харчування визначені наступні мікробіологічні показники за існуючими стандартами [5]: мезофільні аеробні та факультативні анаеробні мікроорганізми (МАФАНМ); бактерії групи кишкової палички (БГКП); патогенні мікроорганізми, у тому числі сальмонели і стафілококи; мікроміцети (гриби та дріжджі).

Кількість виявлених мікроорганізмів виражали в колонієутворюючих одиницях (КУО). Отримані результати представлені в табл. 3.

Таблиця 3 – Мікробіологічні показники пюреподібного напівфабрикату з пророщеної сочевиці

Показники	Пюреподібний напівфабрикат	Пророщені заморожені зерна сочевиці
МАФАНМ, КУО/г	$3 \cdot 10^1$	$1 \cdot 10^1$
Бактерії групи кишкової палички (БГКП), в г	Не виявлені в 1 г	Не виявлені в 1 г
Патогенні мікроорганізми, у тому числі сальмонели і стафілококи, в г	Не виявлені в 1 г	Не виявлені в 1 г
Гриби, КУО/г	Не виявлені в 1 г	Не виявлені в 1 г
Дріжджі, КУО/г	$0,1 \cdot 10^1$	Не виявлені в 1 г

З наведених результатів видно, що в зразку супу патогенні мікроорганізми, бактерії групи кишкової палички, гриби не виявлені. Виключення склали дріжджі — в одному грамі пюреподібного напівфабрикату виросла одна колонія, що є допустимим за санітарно-гігієнічними вимогами.

Висновки

Заморожування упакованої сочевиці або напівфабрикату з неї уповільнює тривалість процесу. При заморожуванні пророслих зерен насипом у тонкому шарі теплообмін протікає більш інтенсивно і загальна тривалість процесу скорочується на 15 ± 3 %. Використання заморожування зерна сочевиці у завислому стані дозволяє інтенсифікувати процес заморожування у 5,6 рази, що поліпшує фізико-хімічні показники напівфабрикату при заморожуванні, зберіганні та виготовленні готового продукту.

Таким чином, рекомендовано проводити заморожування пророщеної сочевиці без попереднього подрібнення в апаратах флюїдизаційного типу або іншому холодильному обладнанні, що забезпечує швидкість заморожування не менше 0,12 м/год.

Література

1. Тележенко Л.М., Атанасова В.В. Механічне диспергування як спосіб покращення якості пюреподібних страв. Новітні технології оздоровчих продуктів харчування ХХІ століття Міжнародна науково-практична конференція, 21 жовтня 2010 р./ редкол. О.І. Черевко та ін.; Харківський державний університет харчування та торгівлі. – Харків: ХДУХТ, 2010. – С. 238-239.
2. Алмаши Э., Эрдели Л., Шарай Т. Быстрое замораживание пищевых продуктов.: пер. с венгерского – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1987. – 408 с.
3. Замораживание пищевых продуктов / Я. Постольски, З. Грудя. пер с польск., 1978. – 608 с.
4. Рогов И.А., Антипова Л.В., Дунченко Н.И. Химия пищи. – М.: Колос, 2007. – 853 с.
5. Гигиенические требования безопасности и пищевой ценности пищевых продуктов. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. СанПин 2.3.2.1078 – 01. – Москва: ФГУП «ИнтерСЭН», 2002. – 168 с.

ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ З ПОШУКУ ОПТИМАЛЬНИХ УМОВ ПРОЦЕСУ ШПРИЦЮВАННЯ КОВБАСНОГО ФАРШУ

Топольник В.Г., д-р техн. наук, професор, Мілохова Т.А.,

Кузьмін О.В., канд. техн. наук

ДонНУЕТ ім. Михайла Туган-Барановського, м. Донецьк

У цієї роботи особлива увага приділена підготовчому етапу експериментальних досліджень процесу шприцювання ковбасного фаршу. Для забезпечення стабільності процесу шприцювання, були визначені критерії оптимальності технологічного процесу, і чинники, що впливають на параметри оптимізації.

The preparatory phase including experimental studies of sausage meat stuffing is examined in this work. The criteria of technological process optimality and factors that affect optimization parameters to provide stuffing stability are determined.

Ключові слова: планування експерименту, параметр оптимізації, технологічний процес, ковбасний фарш, пороутворення, шприцювання, вакуумування.

На сьогоднішній день діяльність м'ясопереробних підприємств проходить в умовах конкурентної боротьби. Це примушує технологів спрямовувати всі свої зусилля одночасно, як на стабілізацію якісних показників готової продукції, так і на постійне їх підвищення. Це можливо, тільки з використанням сучасних методів дослідження та обґрунтування умов реалізації технологічного процесу в цілому, а також окремих процесів, що здійснюються на відповідних етапах виробництва.

Згідно з класифікацією продукції за видом, до ковбасних виробів відносять: варені вироби, напівкопчені, копчені, ліверні, кров'яні, фаршировані, паштети, зельці та студні. До групи варених виробів належать: варені ковбаси, сосиски і сардельки, м'ясні хліби. Відмінна риса виробництва цієї групи продукції – ретельне подрібнення сировини, в результаті якої фарш набуває певні властивості: він активно зв'язує воду і жир, формує вторинну структуру, проявляє клейкість, в'язкість.

Найбільш поширеною представлена група варених ковбас, яка за рахунок свого різноманіття асортименту має великий попит у населення. Виробництво варених ковбас збільшується з кожним роком. М'ясопереробними підприємствами все більше приділяється увага таким споживчим властивостям: структурі, консистенції продукту, соковитості, смаковим якостям, складу основних інгредієнтів. Тобто перед виробником стає завдання – для задоволення потреб населення у високоякісній продукції добитися високих органолептичних показників варених ковбас.

При аналізі основних проблем виробництва варених ковбас нами виділена одна із головних – це однорідність структури. Однорідність структури характеризує відсутність великих і малих порожнеч у консистенції фаршу. Ковбасний фарш, що має пори заповнені повітрям, призводить до погіршення зовнішнього вигляду виробу на розрізі, негативно впливає на його запах, колір, скорочує термін реалізації варених ковбас.

Вирішенням цього питання займався ряд вчених [1–3], тому результатами їх досліджень встановлено, що на пороутворення в ковбасних фаршах впливає ряд причин, одна з яких – це м'ясна сировина, у волоконній структурі якої знаходиться газова фаза, яка в результаті подрібнення звільняється з м'язів, об'єднується з частками повітря, які захоплюються робочими органами і розподіляються по усій масі фаршу.

Основні технологічні етапи, на яких можливе з'явлення процесу пороутворення – це попереднє подрібнення, кутерування, шприцювання ковбасного фаршу. Процеси подрібнення та кутерування достатньо вивчено сучасними авторами, але процес шприцювання, на наш погляд, є недостатньо розкритим.

Для розглядання процесу шприцювання та вибору оптимальних його характеристик необхідно порівняти різні варіанти процесу, врахувати та проаналізувати вплив величезного числа чинників на параметри виробу, і все це треба робити в обмежені терміни.

Ці питання переважно вирішувалися інтуїтивно, на основі досвіду технолога, що пояснюється високою складністю процесу через велику кількість і різноманітність внутрішніх зв'язків. Тому нерідко вибирається не кращий варіант процесу, не кращі умови (режими) його проведення.

Одним з можливих рішень цих складних питань є використання математико-статистичної бази планування екстремального експерименту за методом Бокса–Уілсона [4–9].

За допомогою цього методу, на підставі аналізу якісних характеристик ковбасних виробів на вході і виході технологічного процесу, можливо виявити їх залежність від умов проведення процесу.

Тому метою роботи є наукове обґрунтування постановки експерименту для визначення оптимальних умов процесу шприцювання фаршу при виробництві варених ковбас.

Процес шприцювання, як об'єкт дослідження, представлено за [5, 10] у вигляді «чорного ящика», згідно з наступною схемою (рис. 1).

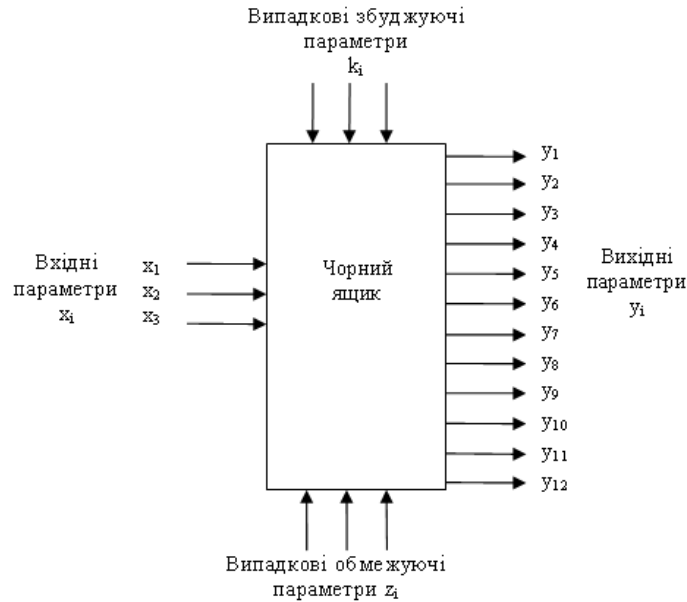


Рис. 1 – Параметрична схема процесу шприцювання ковбасного фаршу

Для проведення експериментальних досліджень використано роторний вакуумний шприц фірми REX, марка RVF-560, що дало можливість моделювати процес шприцювання ковбасного фаршу та керувати вхідними чинниками, контролюючи вихідні – критерії оптимальності. Наш вибір обумовлений тим, що роторно-лопатєва система подачі фаршу, яка використовується на цьому типі обладнання, дає найбільшу продуктивність, а наявність вакуумного насоса гарантує зменшення процесу пороутворення в продукті. При цьому необхідно враховувати, що недостатньо обмежуватися тільки технологічними можливостями шприца, а також треба визначатися якісними характеристиками фаршу.

Чорний ящик має входи (керовані чинники x_i) і вихідні параметри (параметри оптимізації y_i). Параметри, що піддаються управлінню, x_i представляють собою незалежні перемінні, які можна застосовувати з метою управління вихідними параметрами об'єкту [5].

В результаті проведення та обробки результатів активного експерименту виявляються взаємозв'язки між вхідними та вихідними параметрами, які представлені у вигляді регресійної математичної моделі.

Критеріями оптимальності технологічного процесу y_i є характеристики ковбасного фаршу: y_1 — органолептична оцінка (бали); y_2 — вологовбирна здатність фаршу (%); y_3 — вологоутримуюча здатність фаршу (%); y_4 — жирутримуюча здатність фаршу (%); y_5 — ефективна в'язкість (Па·с); y_6 — ефективна напруга зсуву (Па); y_7 — об'ємна деформація (%); y_8 — масова доля білку (%); y_9 — масова доля води (%); y_{10} — кількість мезофільних аеробних та факультативно-анаеробних мікроорганізмів (КОЕ/см³); y_{11} — кількість бактерій групи кишкових паличок (КОЕ/см³); y_{12} — вихід готової продукції до маси сировини (%).

Чинники x_i варіюють згідно плану експерименту, а інші підтримують на постійному рівні. Щоб виключити вплив некерованих чинників (z_i , k_i) їм задавали середнє значення, а порядок реалізації дослідів рандомізували за допомогою випадкових чисел [10].

Чинниками – аргументами x_i , що впливають на вихідні параметри оптимізації y_i служать параметри технологічного процесу шприцювання: x_1 – тиск продукту, що подається (МПа); x_2 – граничний залишковий тиск (МПа); x_3 – температура фаршу (К).

Значення (рівні) чинників задані у відносних (кодованих) величинах. Верхній рівень чинника дорівнює +1, нижній – 1 і нульовий 0 [10].

Рішення розглянутої задачі полягає у визначенні таких значень чинників x_i , при яких кожен з перерахованих параметрів оптимізації y_i мав би найкраще, тобто оптимальне значення, виходячи з отриманої математичної моделі після статистичної обробки результатів експерименту.

Характеристика досліджуваного факторного простору й інтервали варіювання чинників (факторів) представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Рівні та інтервал варіювання чинників

Чинник		Найменування чинника	Розмірність	Рівні параметра			
				Верхній	Нижній	Нульовий	Крок
				+1	-1	0	-
Р _{п.п.}	x ₁	Тиск продукту, що подається	МПа	2,25	0,45	1,35	0,90
Р _{г.з.}	x ₂	Граничний залишковий тиск	МПа	-0,80	-0,48	-0,64	0,16
T	x ₃	Температура	К	285	275	280	5

Число дослідів повного факторного експерименту (ПФЕ) визначається за формулою:

$$n = 2^k, \quad (1)$$

де k – число чинників, які варіюють на двох рівнях.

Для зменшення кількості дослідів було реалізовано дробовий факторний експеримент (ДФЕ) – напіврепліка ПФЕ – 2^{3-1} . Число дослідів ДФЕ визначається по формулі:

$$n = 2^{k-p}, \quad (2)$$

де p – показник дробу, що приймає значення 1, 2, 3, і т.д.

Було вибрано напіврепліка 2^{3-1} , тобто використано співвідношення $x_3 = x_1 x_2$, з визначальним контрастом $x_1 : x_2 = 1$. В цьому випадку кількість дослідів дорівнює 4 (табл. 2).

Таблиця 2 – Визначення дробової репліки та числа дослідів

Число чинників	Дробова репліка	Умовне позначення	Число дослідів	
			ДФЕ	ПФЕ
3	$\frac{1}{2}$ -репліка от 2^3	2^{3-1}	4	8

У табл. 3 приведено матрицю ДФЕ в кодованих значеннях, в табл. 4 – розгорнутий план реалізації експерименту з урахуванням випадковості реалізації, за певною послідовністю, в натуральних значеннях чинників.

Таблиця 3 – Матриця плану експерименту 2^{3-1} в кодованих значеннях

Порядок проведення дослідів	Випадковий порядок реалізації дослідів	x ₁	x ₂	x ₃
		Тиск продукту, що подається	Граничний залишковий тиск	Температура
1	4, 8	-1	-1	1
2	3, 2	1	-1	-1
3	5, 1	-1	1	-1
4	7, 6	1	1	1

Таблиця 4 – Послідовність проведення експерименту і режими досліду вального процесу

	x ₁	x ₂	x ₃
Послідовність проведення експерименту	Тиск продукту, що подається, МПа	Граничний залишковий тиск, МПа	Температура, К
01	0,45	-0,80	275
02	2,25	-0,48	275
03	2,25	-0,48	275
04	0,45	-0,48	285
05	0,45	-0,80	275
06	2,25	-0,80	285
07	2,25	-0,80	285
08	0,45	-0,48	285

В результаті проведення експерименту визначаються вихідні параметри, та після статистичної їх обробки за спеціальною методикою будуть отримані математичні моделі залежності вихідних параметрів від вхідних, тобто параметрів оптимізації від керованих чинників у вигляді лінійного рівняння регресії:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + \dots + b_k x_k. \quad (3)$$

де y — вихідна змінна (цільова функція, або параметр оптимізації);
 x_j — вхідні змінні, або чинники ($j = 1, k$);
 k — число чинників.

Висновки

Розроблено план проведення активного експерименту для оптимізації процесу шприцювання ковбасного фаршу, який передбачає напіврепліку повного трьохфакторного експерименту. За параметри оптимізації процесу прийняті фізичні, хімічні, органолептичні та мікробіологічні показники якості. Вибрано факторний простір що може впливати на вибрані параметри оптимізації. Подальша наша робота буде полягати в проведенні експериментальних досліджень за даними умовами для знайдення математичної моделі процесу шприцювання ковбасного фаршу, які необхідні для оптимізації процесу та стабілізації показників якості готової продукції.

Література

1. Бредихин С.А. Влияние технологических операций на насыщение воздухом мясного сырья / С.А. Бредихин // Мясная индустрия. – 2002. – № 4. – С. 54-46.
2. Бредихин С.А. Эффективность деаэрации при переработке мясного сырья / С.А. Бредихин // Мясная индустрия. – 2002. – № 2. – С. 18-20.
3. Бармаш А.И. Влияние механической обработки мяса и вакуумирования на качество фаршевых консервов / А.И. Бармаш // Мясная индустрия СССР. – 1986. – № 2. – С. 29-31.
4. Протодяконов М.М. Методика рационального планирования экспериментов / М.М. Протодяконов, Р.И. Тедер. – М.: Наука, 1970. – 76 с.
5. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
6. Налимов В.В. Логические основания планирования эксперимента / В.В. Налимов, Т.И. Голикова. – М.: Металлургия, 1980. – 152 с.
7. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А.А. Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.
8. Пен Р.З. Статистические методы моделирования и оптимизации процессов целлюлозно-бумажного производства: учеб. Пособие / Р.З. Пен. – Красноярск: Изд-во КГУ, 1982. – 192 с.
9. Ахназарова С.Л. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии: учеб. пособие для хим.-технол. спец. Вузов / С.Л. Ахназарова, В.В. Кафаров. – М.: Высшая школа, 1985. – 327 с.
10. Голубцова Е.С., Каледин Б.А. Статистические методы исследования конструкционной керамики: монография / Е.С. Голубцова, Б.А. Каледин. – Мн.: Технопринт, 2004. – 259 с.

УДК 664.95

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТОНКОГО КРИОИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ГИДРОБИОНТОВ

Фатыхов Ю.А., Суслов А.Э., Бестужев А.С.

ФГОУ ВПО «Калининградский государственный технический университет»,
г. Калининград

Приводится описание устройства для тонкого измельчения мороженого рыбного сырья. Даны результаты экспериментального исследования криоизмельчения рыбы. Разработана математическая модель процесса, устанавливающая взаимосвязь влияющих факторов.

The description of the equipment for fine crushing frozen raw fish is shown. The results of an experimental research of cryogenic grinding fish are given. A mathematical model of the process that establishes the relationship of influencing factors is developed.

Ключевые слова: гидробионты, криоизмельчение, степень измельчения, устройство, математическая модель.

Известно, что оборудование для измельчения мороженных пищевых продуктов должно не только соответствовать всем необходимым требованиям, предъявляемым к измельчающим машинам, но и обеспечивать необходимый температурный режим процесса, сохраняющий дисперсность тонкоизмельченных

частиц при отсутствии их агрегации и необходимый диапазон фракционного состава смеси (в случае измельчения поликомпонентного сырья). Разработанное нами устройство для тонкого измельчения мороженого сырья состоит из следующих основных узлов: рабочей камеры с зонами обработки и выноса измельченного продукта, воздухораспределительной камеры, устройства для подачи сырья, системы охлаждения измельченного продукта, электропривода с рабочими органами.

Экспериментальные исследования показали, что из-за нестационарности процесса, вызванного неравномерностью поля скоростей в зоне выноса частиц из дробилки, получаемый фракционный состав смеси имеет слишком широкий диапазон. Стабилизация потока в этой зоне была конструктивно решена с помощью установки внутри устройства аэродинамически обтекаемой капсулы, которая имеет возможность осевого смещения для регулирования процесса. На рис. 1 показана схема машины для тонкого измельчения пищевого (рыбного) сырья с установленной внутри рабочей камеры аэродинамически обтекаемой капсулой.

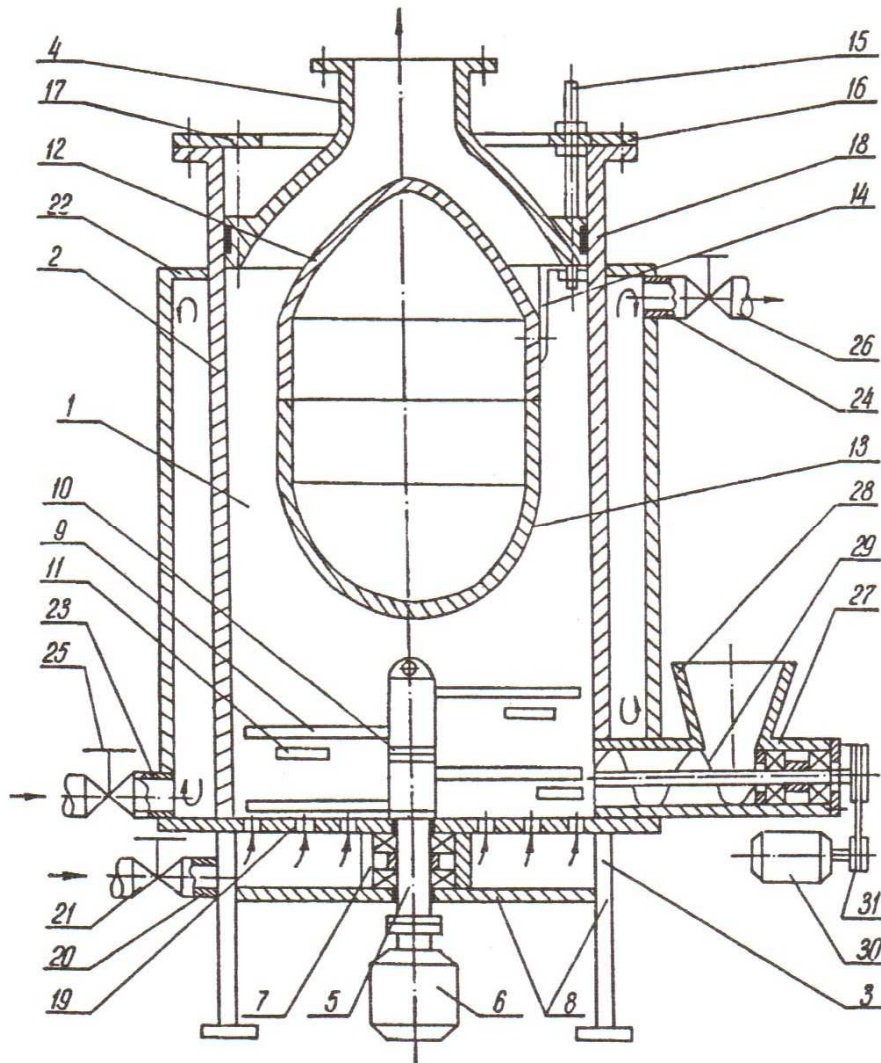


Рис. 1 – Машина для тонкого измельчения сырья с капсулой

Капсула 12 симметрично расположена внутри рабочей камеры, нижняя часть 13 которой выполнена в виде полусферы. Капсула крепится к крышке 4 с помощью скобки 14, а ее положение относительно крышки 4 регулируется шпилькой 15.

К корпусу 2 неподвижно с помощью болтового соединения 16 крепится цилиндрический фланец 17. Положение конусообразной крышки 4 регулируется относительно фланца 17 с помощью шпилек 15 с гайками. Зазор между цилиндрическим корпусом 2 и крышкой 4 герметизируется с помощью кольцевого уплотнения 18.

Рабочую камеру 1, ограниченную корпусом 2, перфорированным дном 3 и крышкой 4, можно условно разделить на рабочую зону и зону захвата и выноса продукта.

В зоне захвата и выноса измельченный продукт движется с большей, чем в рабочей зоне скоростью. Равномерность выхода сырья и устранение зависания продукта в этой зоне обеспечивается за счет движения продукта в кольцевом зазоре, образованном между корпусом 2, крышкой 4 и капсулой 12. Если поток воздуха, подаваемого из воздухораспределительной камеры, не может поднять измельченные частицы заданного гранулометрического состава до зоны захвата, то регулирование высоты подъема продукта производится за счет опускания нижней части капсулы 13, которая имеет возможность перемещаться в осевом направлении относительно верхней части капсулы 12. Регулирование скорости выхода продукта производится за счет изменения расположения капсулы 12 относительно крышки 4, перемещаемой в осевом направлении путем изменения длины скоб 14 или регулировочной шпильки 15.

Нижняя часть капсулы 13 имеет форму полусферы, так как такая форма обеспечивает минимальное аэродинамическое сопротивление. В зависимости от вида измельчаемого продукта и условий обеспечения необходимой скорости выноса продукта рассчитывается максимальный диаметр цилиндрической части капсулы.

Экспериментально-статистические исследования процесса криоизмельчения гидробионтов проводились в согласии с функциональной зависимостью, имеющей вид:

$$Y_1 \dots Y_n = f(U_g, \omega, H_k, D/D_k, T, Y_0), \quad (1)$$

где $Y_1 \dots Y_n$ — заданный фракционный состав тонкоизмельченных частиц;

ω — частота вращения ножевого вала;

U_g — скорость несущей среды;

H_k — высота расположения капсулы относительно верхней плоскости подвижных ножей;

D/D_k — симплекс, характеризующий соотношение диаметров рабочей зоны измельчителя и капсулы;

T — температура сырья;

Y_0 — начальный фракционный состав грубоизмельченного сырья.

Заданный фракционный состав тонкоизмельченных частиц $Y_1 \dots Y_n$ является основным фактором, определяющим возможность дальнейшего осуществления технологического процесса. Им косвенно оценивается эффективность как самого процесса диспергирования, так и возможность последующего криоразделения поликомпонентной смеси на отдельные компоненты. При изготовлении полуфабриката из тонкоизмельченного мороженого сырья по ТУ 15-04-586-89 [74] необходимо измельчить трехкомпонентное сырье (мышечная, костная и кожная ткани) до величины $Y_1 \dots Y_n$ 0,3...0,5 мм. Для пневмокриоразделения частиц требуемый диапазон составляет 2,2...3,0 мм [1].

Для математического описания процесса криоизмельчения гидробионтов проведены экспериментальные исследования с реализацией некомпозиционного плана второго порядка.

Уровни и интервалы варьирования представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Уровни и интервалы варьирования

Факторы	Кодовые обозначения	Интервалы варьирования	Уровни факторов		
			основной 0	верхний +1	нижний -1
U_g – скорость несущей среды в зоне захвата и выноса частиц, м/с	x_1	2,5	12,5	15,0	10,0
H_k – высота расположения капсулы относительно верхней плоскости ножей, м	x_2	0,05	0,25	0,30	0,20
ω_0 – частота вращения ножевого вала, с ⁻¹	x_3	78,5	235,5	314,0	157,0

На всех уровнях варьирования факторов опыты проводились с целью определения процентного содержания мясной фракции в диапазоне размеров 2,2...3,0 мм, т.е. фракции, которая необходима для осуществления дальнейшего пневмоотделения от остальных компонентов. Матрица планирования и результаты опытов представлены в табл. 2.

Уравнение регрессии, определяющее содержание мясной фракции рыбы, имеет вид:

$$Y_{\text{мр}} = -479,34 + 74,717U_g + 1025,84H_k - 0,40775\omega + 20,6U_gH_k - 0,01U_g\omega + 1,7081H_k\omega - 3,0407U_g^2 - 0,000362\omega^2. \quad (2)$$

Таблица 2 – Матрица планирования и результаты опытов

№ п/п	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^2	y
1	+1	+1	+1	0	+1	0	0	+1	+1	0	66,6
2	+1	+1	-1	0	-1	0	0	+1	+1	0	62,3
3	+1	-1	+1	0	-1	0	0	+1	+1	0	48,4
4	+1	-1	-1	0	+1	0	0	+1	+1	0	54,4
5	+1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	87,4
6	+1	+1	0	+1	0	+1	0	+1	0	+1	74,4
7	+1	+1	0	-1	0	-1	0	+1	0	+1	64,5
8	+1	-1	0	+1	0	-1	0	+1	0	+1	76,6
9	+1	-1	0	-1	0	+1	0	+1	0	+1	58,8
10	+1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	85,2
11	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	+1	+1	90,2
12	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	+1	+1	70,2
13	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	+1	+1	74,7
14	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	+1	+1	81,6
15	+1	0	0	0	0	0	0	0	+1	+1	83,4

Проверка адекватности полученной модели (уравнение (2) по критерию Фишера показала, что при принимаемом 5 %-ном уровне значимости табличное значение F-критерия $F_T = 19,3$. Так как $F_p < F_T$, полученная модель (уравнение 2) адекватно описывает исследуемый процесс.

Выводы

Установлены факторы влияния в процессе криоизмельчения гидробионтов, определяющие степень измельчения сырья. Для разработанной конструкции измельчителя, отличающегося новой организацией процесса, к таким факторам относятся скорость несущей среды U_g , высота расположения капсулы относительно верхней плоскости подвижных ножей H_k , частота вращения ножевого вала ω . Предложена математическая модель процесса в виде уравнения регрессии (2), адекватно его описывающая.

Литература

1. Устройство для измельчения / Ю.А. Фатыхов, А.Э. Суслов, И.И. Багаутдинов и др.: А.С.1763008. – Оpubл. в БИ. – № 35. – 1992.
2. Рогов И.А., Бабакин Б.С., Фатыхов Ю.А. Криосепарация сырья биологического происхождения. – Рязань: Наше время. – 2005. – 288 с.

УДК 664.72.004:504

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ОБРАБОТКИ ЗЕРНА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР

Петушенко С.Н.

Одесский технический колледж Одесской национальной академии пищевых технологий

Приведены результаты анализа использования искусственного холода для первичной обработки и хранения зерна.

Results of the analysis of use of an artificial cold for a preprocessing and grain storage are resulted.

Ключевые слова: охлаждение зерна, холодильные машины, экологическая безопасность.

Актуальность использования искусственного холода при первичной обработки и хранении зерна на входе определяется следующими факторами.

Во-первых, разработка охлаждающих комплексов позволит осуществлять холодильную обработку сельскохозяйственного сырья непосредственно в местах его заготовок и способствует повышению качества и продолжительности сроков хранения [1].

Во-вторых, метод охлаждения зерна позволяет хранить зерно и семена масличных культур с повышенной влажностью на протяжении длительного времени [2].

В-третьих, кроме того, что метод сохраняет качество зерна, он является экологически чистым — традиционная в странах СНГ сушка, как правило, проводится смесью топочных газов и воздуха, что вызывает загрязнение канцерогенными веществами. Охлажденное зерно остается экологически чистым (исключается загрязнение углеводородами, сажей, окислами серы и азота, тяжелыми металлами, нитритами и нитратами) и качественным (отсутствует денатурация белка) [1,2].

В-четвертых, предотвращение потерь объема и качества вследствие жизнедеятельности насекомых возможно, эффективно избежать при охлаждении урожая до температуры ниже 13 °С.

При соответствующих низких температурах насекомые впадают в зимнюю спячку и не приносят вреда складированному зерну (рис. 1) [4, 5].

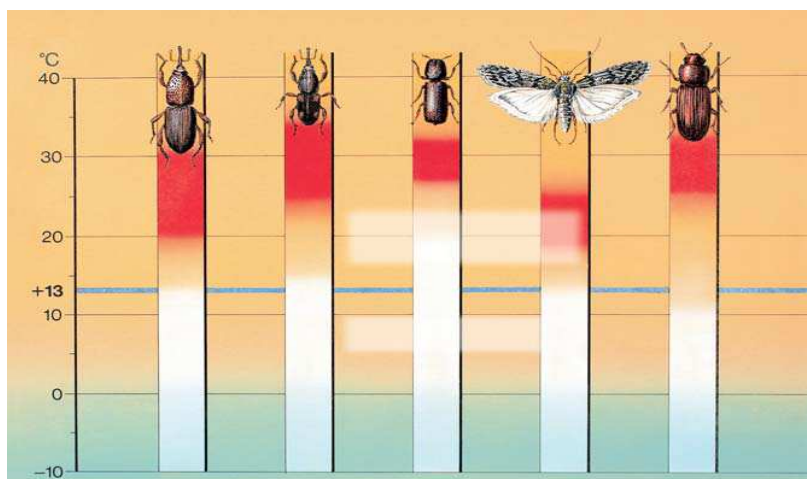


Рис. 1 – Умови життєдіяльності комах-шкідників

В-пятых, реализация профилактики роста плесневых грибов. Благоприятным условием для развития плесневых грибов, в числе прочего, является тепло, а охлаждение зерна предотвращает его [3-5].

В-шестых, удастся избежать дорогой и вредящей окружающей среде химической обработки зерна [3, 4, 6]. Химические субстанции, необходимые для газации, влекут за собой существенные расходы и сложную процедуру.

В-седьмых, отсутствие потерь при перескладировании. При обычном складировании без охлаждения зачастую необходимо перескладирование, также необходимо дополнительное свободное складское помещение (камера силоса), при этом при каждом перескладировании имеют место потери до 0,03 % общего количества. К этому добавляется экономия на энергоснабжении технических установок [4-6].

В-восьмых, минимизация потерь вследствие дыхания зерна. В статичном состоянии насыпь зерна крайне медленно принимает энергию. Это является результатом изолирующего эффекта воздуха в промежуточных пространствах между зёрнами и малой контактной поверхности зёрен. В связи с этим теплое зерно при низкой наружной температуре воздуха долго сохраняет тепло. Соответственно, на основании того же самого эффекта охлажденное зерно долго остается холодным.

Следует отметить, что среди всех типов зерновых продуктов особый интерес для низкотемпературной сушки представляют сорта мелкого зерна (рапс, лен, просо, горчица, амарант и др.). Они из-за незначительного характерного линейного размера наиболее подвержены повреждению при сушке нагревом.

В настоящее время отсутствуют какие-либо данные по кинетике охлаждения зерна и процессов тепломассообмена в этих условиях.

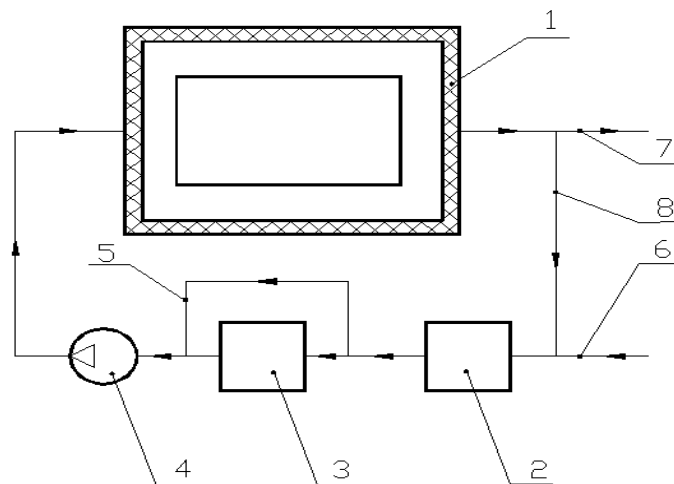
Целью данной работы является изучение особенностей режимов тепловлажностной обработки зерновых продуктов в широком диапазоне температур и влагосодержаний потока воздуха, как агента низкотемпературной сушки.

Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен стенд, представленный на рис. 2.

С целью сокращения количества опытов, повышения достоверности полученных результатов и упрощения их обработки, наиболее целесообразно применение методов планирования многофакторных экспериментов и соответствующих программ для обработки и статистического анализа результатов [8,9].

В процессе проведения экспериментальных исследований для определения скоростей и расхода воздуха микроанометр ММН и дифференциальная трубка Пито.

Температура воздуха и зерна определялась с помощью термометров сопротивления и электронного блока.



1 – сушильная камера; 2 – охладитель воздуха; 3 – нагреватель воздуха; 4 – вентилятор;
5 – обводной воздуховод; 6 – воздуховод подвода свежего воздуха;
7 – воздуховод отработанного воздуха; 8 – воздуховод рециркуляционного воздуха

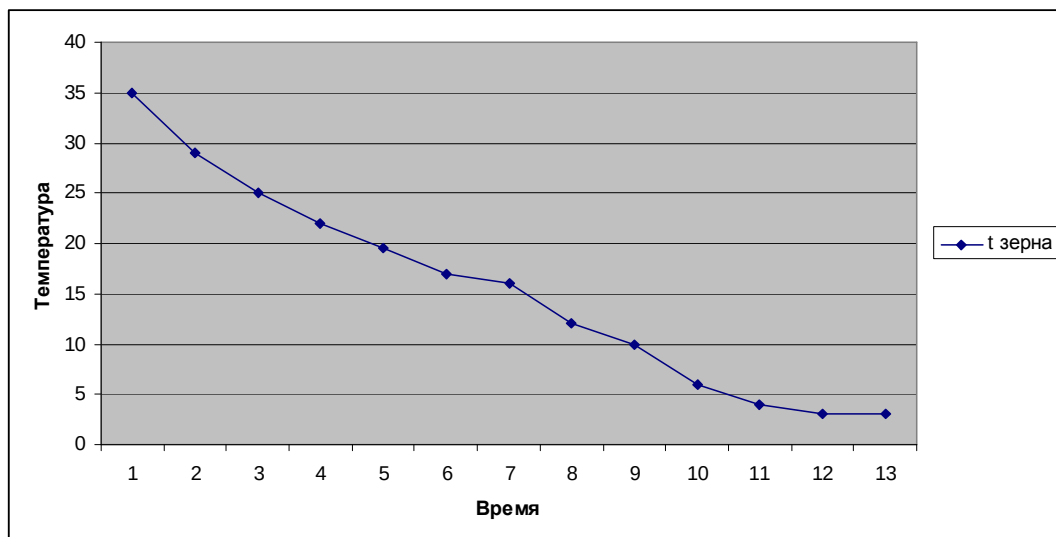
Рис. 2 – Схема стэнда для исследования режимов низкотемпературной обработки зерна мелкосеменных культур

Относительная влажность воздуха определялась с помощью психрометра Ассмана. Количество уносимой влаги из зерна весовым способом с помощью электронных лабораторных весов. Начальная и конечная влажность зерна определялась в лабораторных условиях на приборе СЕШ-3М.

Были проведены экспериментальные исследования кинетики охлаждения мелкосеменных культур от режимов охлаждения — семян рапса и проса.

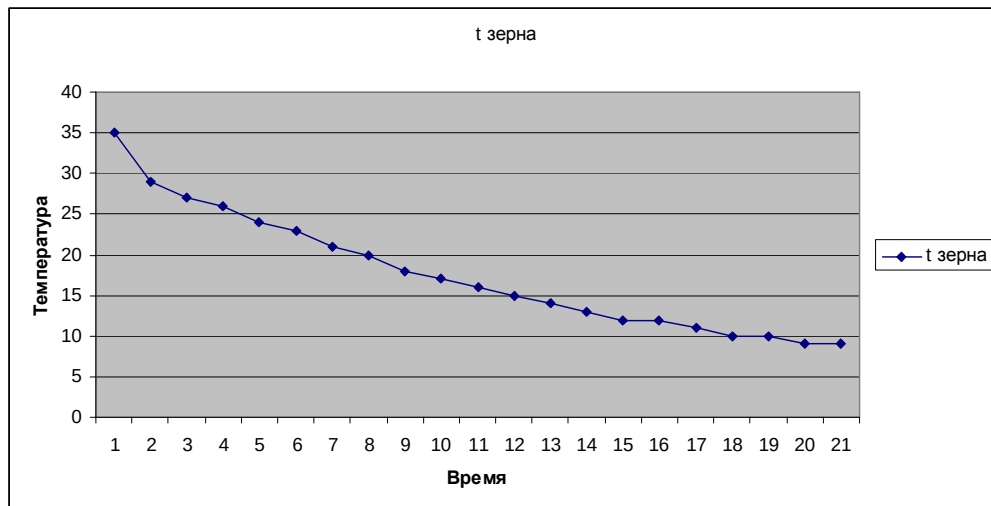
На рис. 3 и 4 приведены зависимости изменения температуры семян рапса и проса при их охлаждении воздухом с температурой. Начальная массовая доля влаги исследованных образцов семян составляла 14 %.

В первом случае (рис. 3) охлаждение зерна сопровождалось снижением его влажности на 1,13 %, во втором случае (рис. 4) — на 0,98 %.



*толщина слоя семян 200 мм, температура воздуха плюс 2 °C,
начальная температура зерна плюс 35°C*

Рис. 3 – Зависимость температуры семян рапса от продолжительности его охлаждения



толщина слоя семян 300 мм, температура воздуха плюс 8 °C,
начальная температура зерна плюс 35 °C

Рис. 4 – Зависимость температуры семян проса от продолжительности его охлаждения

Выводы

1. Охлаждение зерна мелкосеменных культур ниже окружающей среды сопровождается частичным его осушением для рапса — 1,13 %, для проса — 0,98 %.
2. Максимальная интенсивность уноса влаги наблюдается вначале термообработки. Так, например, при снижении температуры на 50 % от начальной температуры зерна унос влаги составляет для рапса — 90 %, проса — 80 %.

Литература

1. Петруня Б.Н., Титлов А.С., Кудашев С.Н. Перспективы использования холодильных систем для хранения зерна // Хранение и переработка зерна. – 2002. – № 12. – С. 33-34.
2. Станкевич Г.Н., Петруня Б.Н., Бичинюк И.И., Лищенко Ю.В. Консервация зерновой массы с использованием искусственно охлажденного воздуха // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – Одеса: 2001. – Вып. 21. – С. 39-41.
3. Малин Н.И. Технология хранения зерна. – М. : КолосС, М19 2005. – 250 с. : ил. – (Учебники и учеб. пособия [Текст] ISBN 5–9532–0338-1.
4. Lacey J, Hill ST, Edwards MA (1980) Microorganisms in stored grains; their enumeration and significance, Tropish stored product information 396 Getreide Jahrbuch 2002/2003, Verlag Moritz Schäfer, Detmold.
5. Barth F (1995) Cold storage of Paddy – the solution to your storage problems, World Grain, July 1, Sosland Publishing Co, Kansas City/USA.
6. Bakker-Arkema FW, Maier DE, Mühlbauer W, Brunner H (1990) Grain-chilling in the U.S.A. to maintain grain-quality, World Grain, January 1, Sosland Publishing Co, Kansas City/USA
7. Дмитрук Е.А., Петруня Б.Н. Использование искусственного холода при хранении зерна // Хранение и переработка зерна. – 2000. – № 10. – С. 27-28.
8. Чаусовский Г.А. Математическое моделирование процессов хранения кормового сырья [Текст] / Г.А. Чаусовский. – Запорожье, 1988. – С. 79-81.
9. Моделирование процесса сушки зерна в шахтных зерносушилках [Текст] / Р.А. Надиров, С.В. Егоров, Ли Сен Гу и др. // Науч.-техн. бюл. ВИМ – 1989. – Т. 74. – С. 21-25.
10. Панченко А.В., Дзядзио А.М., Кеммер А.С. и др. Вентиляционные установки зерноперерабатывающих предприятий. – М.: Колос, 1974.

ОБОБЩЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПО МАССООБМЕНУ ПРИ БЛОЧНОМ ВЫМОРАЖИВАНИИ СТОЛОВЫХ СУХИХ ВИН

Радионова О.В., канд. техн. наук, доцент, Осипова Л.А., д-р техн. наук, с.н.с.,
Бурдо О.Г., д-р техн. наук, профессор
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Работа посвящена обобщению экспериментальных данных по кинетике блочного вымораживания на основе математического описания теплофизических характеристик белых и красных столовых сухих вин. Представлены уравнения для расчета теплофизических характеристик вин в процессе вымораживания. Получено уравнение в обобщенных переменных, описывающее массообмен при разделении столовых сухих вин методом блочного вымораживания.

Work is devoted generalization of experimental information on kinetics of the block freezing out on the basis of mathematical description of thermophysical descriptions of white and red table dry wines. The equations for calculation of thermal performances of wines during freezing out are presented. The equation in the generalized variables, featuring a mass transfer is gained at partitioning table dry wines by a method of block freezing out.

Ключевые слова: слабоалкогольные винные напитки, блочное вымораживание, массообмен, теплофизические характеристики, числа подобия.

Программа организации потребительского рынка напитков, обогащенных природными биологически активными веществами, носит социально направленный характер [1-3]. Производство таких напитков возможно путем разработки новых технологий, в частности, с использованием столовых сухих виноградных вин, которые являются продуктом переработки винограда и содержат богатый комплекс полезных питательных веществ, микроэлементов и других биологически активных веществ, имеющих лечебные, профилактические и оздоровительные свойства. Среди алкогольных напитков винодельческой промышленности наибольшим спросом у населения пользуются именно столовые вина, в связи, с чем увеличиваются объемы их производства. Это создает реальные условия для развития промышленного производства слабоалкогольных напитков на основе столовых сухих виноградных вин.

Одним из способов получения высококачественных слабоалкогольных винных напитков является блочное вымораживание столовых сухих виноградных вин с последующим разделением их на низко- и высокоалкогольную фракции. Метод вымораживания является наиболее приемлемым, так как удаление некоторой доли воды в жидких пищевых продуктах путем превращения ее в твердую фазу происходит при полном сохранении всего комплекса ценных компонентов, что выгодно отличает этот метод концентрирования от других [4-7]. Вместе с тем необходимо отметить, что до настоящего времени издано весьма ограниченное число работ по разделению столовых сухих вин вымораживанием, в которых на достаточно широкой информационной основе давались бы обобщенные результаты исследований.

Исследование процессов разделения столовых сухих вин методом блочного вымораживания предполагало изучение кинетики льдообразования, изменение структурных характеристик блоков льда при вымораживании, а также процесса гравитационного сепарирования блока льда.

Процесс разделения столовых сухих вин на низко- и высокоалкогольную фракции способом блочного вымораживания включает ряд технологических этапов: предварительное охлаждение исходного продукта; намораживание на поверхности кристаллизатора блока льда; выдерживание блока льда при положительной температуре. На основании экспериментальных исследований по блочному вымораживанию столовых сухих вин [4, 5] разработаны и обоснованы рациональные режимы процесса: предварительное охлаждение поступающего на вымораживание обработанного розливистого вина до температуры $+2...+4$ °C; одноступенчатое блочное вымораживание белых и красных сухих вин при температурах -18 и -22 °C соответственно; гравитационное сепарирование блока льда при температуре $+18...+20$ °C; объединение гравитационно-отсепарированного виноматериала из пор блока льда с незамерзшей фракцией.

Применение гравитационного сепарирования блоков льда при производстве слабоалкогольных винных напитков позволяет значительно снизить энергетические затраты, являющиеся важной составляющей себестоимости готового продукта [8, 9]. Кроме того, установлено, что из блоков льда при выбранных режимах вымораживания стекает концентрированный виноматериал, содержание спирта в котором

на 5 % выше, чем в незамерзшей фракции. Это создает условия для использования гравитационно-отсе-парированного вина как для доведения расплавленного блока льда до требуемых кондиций по спирту, так и для возврата к незамерзшей части.

На основе полученных экспериментальных данных по кинетике льдообразования проводили расчеты (табл. 1) по оценке влияния продолжительности и температурных режимов процесса на формирование блока льда, производительность кристаллизатора и интенсивность вымораживания.

Таблица 1 – Сводная таблица расчетных значений

Продолжи- тельность процесса, ч	Производительность кристаллизатора $L_{\lambda} \cdot 10^{-5}$, кг/с				Площадь поверхности блока льда $F_{\lambda} \cdot 10^{-2}$, м ²				Интенсивность вымораживания $G_{\lambda} \cdot 10^{-3}$, кг/с·м ²			
	–10	–14	–18	–22	–10	–14	–18	–22	–10	–14	–18	–22
Белые сухие вина												
1	6,62	12,7	15,0	17,3	3,75	4,45	4,69	4,9	1,77	2,85	3,2	3,53
2	5,86	9,93	12,9	15,7	4,34	5,14	5,66	6,1	1,35	1,93	2,28	2,57
3	5,09	8,02	11,1	14,0	4,71	5,51	6,25	6,87	1,08	1,46	1,78	2,04
4	4,2	6,62	9,87	12,6	4,86	5,72	6,69	7,42	0,86	1,16	1,48	1,7
5	3,57	5,81	9,02	11,2	4,95	5,92	7,08	7,77	0,72	0,98	1,27	1,44
Красные сухие вина												
1	5,86	9,43	12,2	12,7	3,43	3,92	4,23	4,37	1,71	2,41	2,88	2,91
2	3,69	6,37	8,41	10,2	3,62	4,34	4,77	5,16	1,02	1,47	1,76	1,98
3	2,89	5,35	6,71	8,66	3,76	4,71	5,14	5,68	0,77	1,14	1,31	1,52
4	2,42	4,46	5,8	7,77	3,88	4,92	5,42	6,09	0,62	0,91	1,07	1,28
5	2,04	3,82	5,25	7,18	3,93	5,04	5,69	6,44	0,52	0,76	0,92	1,11

Анализ полученных данных показывает, что в процессе вымораживания площадь поверхности блока льда, как с течением времени, так и с понижением температуры испарителя, постоянно увеличивается. Также установлено, что с понижением температуры испарителя производительность кристаллизатора при вымораживании белых вин увеличивается в 2,61 раза, красных — 2,17 раза и соответственно увеличивается интенсивность вымораживания. В то же время, в зависимости от продолжительности процесса производительность установки и интенсивность процесса вымораживания уменьшаются.

Обобщение экспериментальных данных по массообмену при разделении белых и красных столовых сухих вин методом блочного вымораживания проводилось в виде зависимости числа Шервуда (Sh) от числа Релея ($Ra = Gr \cdot Pr$) и двух комплексов:

$$Sh = c \cdot Ra^m \cdot \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{1/3} \cdot K^n. \quad (1)$$

Показатель степени в комплексе отношений чисел Шмидта и Прандтля (Sc/Pr) взят из общепринятых рекомендаций [10, 11]. В диффузионных процессах показатель степени при числе Прандтля при ламинарном режиме составляет 1/3. Влияние геометрических параметров кристаллизатора учитывается параметрической переменной K , которая определяется отношением диаметра испарителя к его высоте:

$$K = \frac{d_u}{h_u}. \quad (2)$$

Теплообмен в условиях естественной конвекции в критериальном уравнении (1) учитывается числом Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \cdot h_{\lambda}^3 \cdot \gamma_p \cdot (t_p - t_{np})}{\nu_p^2}, \quad (3)$$

где g — ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²;

γ — температурный коэффициент объемного расширения, $\gamma = 2 \cdot 10^{-4}$ °С⁻¹;

t_{np} — температурный режим процесса, °С;

t_p — температура раствора, °С.

Изменение динамической вязкости вин (μ_p , Па·с) при отрицательных температурах подчиняется той же зависимости, как и при положительных. Вязкость зависит от строения и пространственного располо-

жения молекул, следовательно, на ее величину сильно влияют химический состав вина и температура. Зависимость $\mu_p = f(t)$, имеющая параболический характер, выражается следующим уравнением [12]:

$$\mu_p = \frac{k \cdot 10^{-3}}{1 + y \cdot t_p + z \cdot t_p^2}, \quad (4)$$

где k, y, z — эмпирические коэффициенты, зависящие от содержания в вине спирта и экстракта.

Вычисление величин коэффициентов теплопроводности вин (λ_p , Вт/(м·К)) при заданной температуре проводится по аддитивной формуле с эмпирическими коэффициентами, учитывающей зависимость λ_p^t от количественного соотношения основных компонентов вина [12]:

$$\lambda_p^t = \lambda_0 - \left(0,5 \cdot K_c + 0,307 \cdot K_s + 0,068 \frac{\rho_p}{\rho_0} \right), \quad (5)$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности воды при заданной температуре, Вт/(м·К);

K_c, K_s — концентрация в вине соответственно спирта и экстракта, доли от единицы (по массе);

ρ_p, ρ_0 — соответственно плотность вина и воды при заданной температуре, которые определяются по справочным таблицам [13], кг/м³;

$0,068 \cdot (\rho_p/\rho_0)$ — поправка на влияние неучтенных компонентов, Вт/(м·К).

Расчет удельной теплоемкости вин проводится по принципу аддитивности [14], учитывая удельные теплоемкости и массовые доли отдельных компонентов в вине:

$$C_p = a_s \cdot C_{ps} + a_{en} \cdot C_{pen} + a_e \cdot C_{pe}. \quad (6)$$

При расчете числа Шмидта $Sc = \nu_p/D_p$ и числа Шервуда $Sh = (\beta \cdot h_l)/D_p$ коэффициент диффузии преобладающего в растворе компонента (D_p , м²/с) при заданной температуре определяется по уравнению:

$$D_p = \frac{273 + t_p}{293} \cdot D_{(293)} \cdot \frac{\mu_{p(293)}}{\mu_{p(t_p)}}, \quad (7)$$

где $D_{(293)}$ — диффузия преобладающего компонента в растворе при 20 °С (для этилового спирта $D_{(293)} = 1,0 \cdot 10^{-9}$ м²/с);

$\mu_{p(293)}, \mu_{p(t_p)}$ — коэффициенты динамической вязкости при температуре 20 °С и текущей соответственно, Па·с.

Важным этапом в расчетах процесса массопереноса является определение коэффициента массоотдачи (β , м/с), который характеризует скорость роста блока льда на единице поверхности кристаллизатора за единицу времени при изменении концентрации неводных компонентов в растворе на один процент:

$$\beta = \frac{L_{\lambda}}{F_{\lambda} \cdot \rho_p \cdot (C_{t_{kp}} - C_{t_p}^{cp})}, \quad (8)$$

где $C_{t_{kp}}$ — концентрация неводных компонентов вина при t_{kp} , кг/кг;

$C_{t_p}^{cp}$ — среднее значение концентрации неводных компонентов вина при t_p , кг/кг.

По данным табл. 1 и по формуле (8) рассчитаны значения коэффициента массоотдачи, которые представлены на рис. 1. Анализ рисунка показывает, что коэффициент массоотдачи уменьшается и с понижением температуры поверхности кристаллизатора и с повышением концентрации неводных компонентов в вине. Опытные точки сгруппированы в зависимости от температурного режима процесса вымораживания и от концентрации неводных компонентов.

В результате проведенной обработки данных получены значения чисел подобия при различных температурах поверхности испарителя (табл. 2).

В результате математической обработки массива экспериментальных данных определяли константы s, m и n в выражении (1). В результате проведенной обработки данных (рис. 2) получено уравнение в обобщенных переменных, описывающее массообмен в процессе разделения красных и белых вин методом блочного вымораживания и имеющем вероятную ошибку $\pm 8\%$. Уравнение рекомендуется для расчета интенсивности процесса вымораживания воды из вин для различных сочетаний технологических и режимных параметров в диапазоне $2,7 \cdot 10^8 \leq Ra \leq 9,3 \cdot 10^8$; $3,4 \cdot 10^3 \leq Sc \leq 14,8 \cdot 10^3$; $17,50 \leq Pr \leq 50,06$.

$$Sh = 2 \cdot 10^8 \cdot Ra^{-0,4218} \cdot \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{1/3} \cdot K^{1,51}. \quad (9)$$

На основе уравнений (1–9) разработан алгоритм, который позволяет находить внутренние параметры математической модели при заданной совокупности внешних (рис. 3).

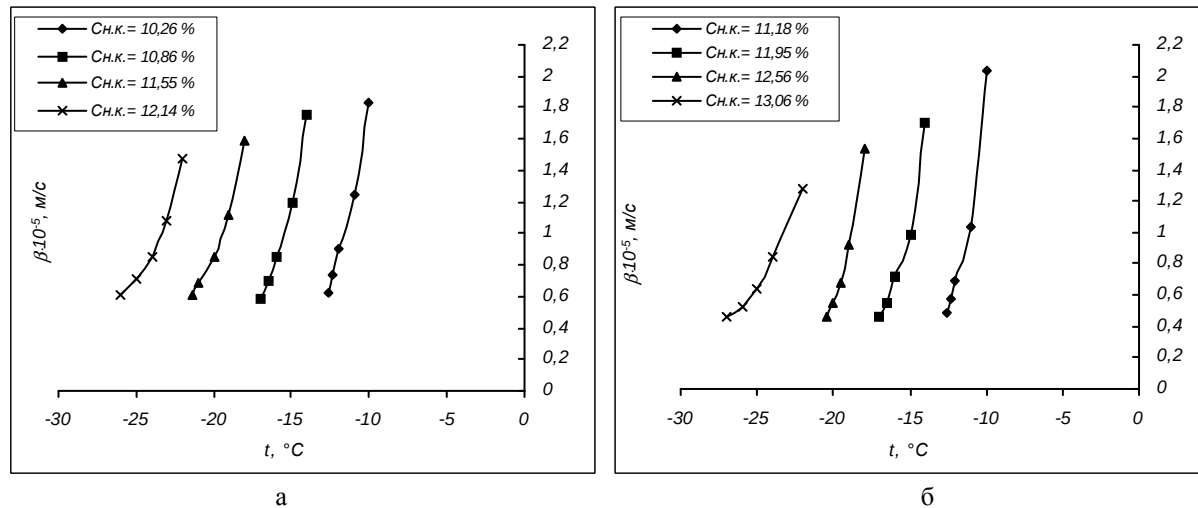


Рис. 1 – Зависимость β от температуры поверхности кристаллизатора и концентрации неводных компонентов белого (а) и красного (б) столового вина

Таблица 2 – Результаты расчетов чисел подобия для столовых сухих вин

Вино	Температура испарителя, $^{\circ}\text{C}$	Концентрация неводных компонентов в растворе, % мас	Pr	$Gr \cdot 10^{-3}$	Sc	$Ra \cdot 10^{-3}$	Sh
Белое	-10	9,61	25,86	11879	6081	307195	6530
	-12	10,9	28,69	15122	7057	433870	2649
	-14	9,98	26,43	18599	6257	491594	7063
	-17	11,74	30,18	19595	7499	591396	2407
	-18	10,33	27,17	26356	6492	716111	6448
	-21	12,77	32,27	21305	8147	687522	2665
Красное	-22	10,54	27,93	30195	6762	843361	6064
	-26	13,73	34,35	23521	8799	807948	2678
	-10	10,74	24,61	16738	5395	411933	6860
	-12	11,62	26,04	17117	5803	445751	1670
	-14	11,34	25,32	22937	5554	580768	5941
	-17	12,55	28,24	23856	6508	673693	1759
	-18	11,87	27,27	23705	6231	646436	5594
	-20	13,24	30,32	24325	7215	737562	1940
	-22	12,44	27,83	30090	6333	837417	4809
	-27	13,67	31,76	29283	7764	930049	1906

Последовательность вычислительных и логических действий, обеспечивающих решение поставленной задачи, представлена графическим способом — блок-схемой. Полученное уравнение в обобщенных переменных (9) позволяет рассчитать продолжительность процесса вымораживания в соответствии с составленным алгоритмом (рис. 3). Задавшись концентрацией неводных компонентов исходного вина C_n и концентрата C_k , объемом исходного продукта V_n , его температурой t_n , а также конструктивными параметрами установки — диаметрами стержня кристаллизатора d_u и концентратора d_k можно рассчитать:

- теплофизические характеристики вина в данный момент времени τ и при данной температуре раствора t_p : теплоемкости воды C_{pw} , спирта C_{psn} и раствора C_p , коэффициенты динамической μ_p и кинематической ν_p вязкости, теплопроводность λ_p и температуропроводность a_p вина;
- значения чисел подобия, коэффициент массоотдачи β , площадь поверхности блока льда F_{li} , массу M_{li} и объем V_{li} блока льда, диаметр блока льда d_{li} ;
- объем незамерзшей части вина (жидкости) $V_{жi}$;
- концентрацию неводных компонентов в высокоалкогольной фракции C_i в данный момент времени τ и при данной температуре поверхности испарителя t_u .

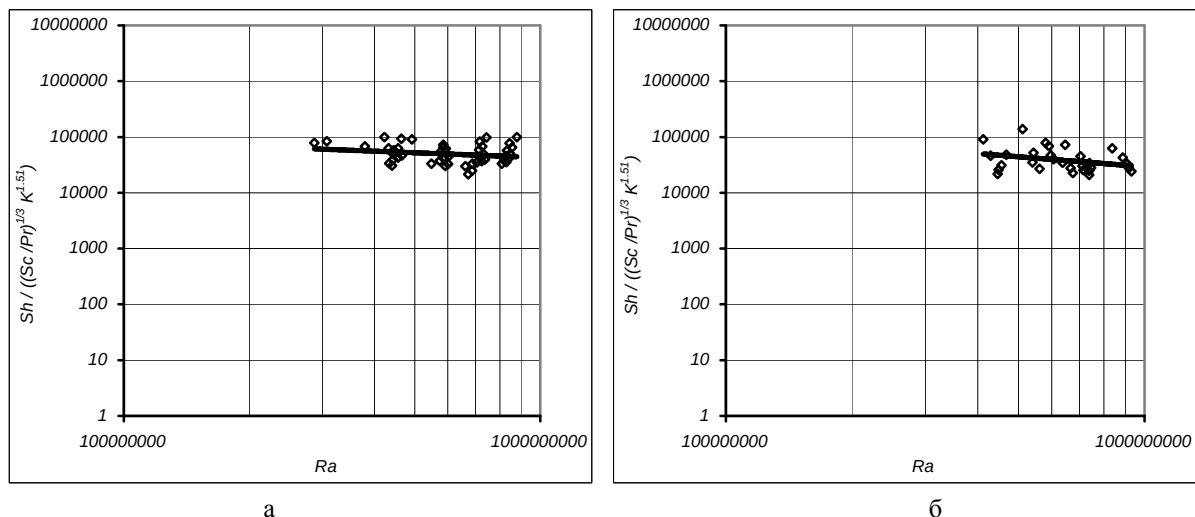


Рис. 2 – Результаты экспериментальных данных по массообмену процесса вымораживания белых (а) и красных (б) сухих вин

В случае выполнения условий $C_i = C_k$ и $t_u = t_n$ расчет считается законченным и к печати выводятся значения технологических и режимных параметров процесса вымораживания. В противном случае задается новое приближение τ (при $C_i \neq C_k$) или t_u (при $t_u \neq t_n$) и расчет повторяют до выполнения условия.

Выводы

На основании экспериментальных данных по кинетике льдообразования установлено, что формирование блока льда при разделении столовых сухих вин методом вымораживания зависит от температуры поверхности испарителя, продолжительности процесса, а также от химического состава исходного продукта. В результате выполненных экспериментальных и расчетных исследований, обоснованы режимы вымораживания столовых сухих вин. Полученное в результате обобщения экспериментальных данных по массообмену соотношение (9) может быть использовано для оптимизации режимных и конструктивных параметров вымораживающих установок. Для решения системы уравнений математического описания процесса разделения вин методом блочного вымораживания разработан алгоритм, который позволяет находить внутренние параметры математической модели при заданной совокупности внешних.

Литература

1. Сидоров В.М., Луговская О. Слабоалкогольные напитки как прекрасная альтернатива крепким спиртным напиткам // Food & Drinks – 2005 – № 4 – с. 94-95.
2. Филановский А. Слабоалкогольная стабилизация. Украинский рынок слабоалкогольной продукции, 2004-2005 гг. // Food & Drinks, 2005. – № 4. – с. 88-91.
3. Солодун А. Взгляд на Запад: о некоторых аспектах состояния современного рынка слабоалкогольных напитков Западной Европы // Пиво и напитки. – 2003 – № 6 – с. 8-9.
4. Буртов О.А., Разуваев Н.И. Методы концентрирования соков и вин (Обзор). – М.: ЦНИИТЭИ Пищепром, 1971. – 35 с.
5. Холодильные установки / Чумак И.Г., Чепурненко В.П. и др.; под ред. д-ра техн. наук, проф. И.Г. Чумака. – М.: Агропромиздат, 1991. – 495 с.
6. Грубы Я. Производство замороженных продуктов / Пер. с чешск., ред. и предисл. д-ра техн. наук, проф., И.Ф.Бугаенко. – М.: Агропромиздат, 1990. – 336 с.
7. Ковалевский К.А., Ксенжук Н.И., Слезко Г.Ф. Технология и техника виноделия. – Киев: Фирма «ИНКОС», 2004. – 560 с.
8. Патент 1716976 Российской Федерации. Способ получения вымораживанием концентрированных жидких пищевых продуктов / Бурдо О.Г., Горыкин С. Ф. Опубл. 29.02.92. Бюл. № 8.
9. Физико-технические основы холодильной обработки пищевых продуктов / Аверин Г.Д., Журавская Н.К., Каухчешвили Э.И. и др.; Под ред. Э.И.Каухчешвили. – М.: Агропромиздат, 1985. – 255 с.
10. Кафаров В.В. Основы массопередачи. М.: «Высшая школа», 1979. – 439 с.
11. Справочник по теплообменникам (в 2-х т.) / Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова. – М.: Энергопромиздат, 1987. – 560 с.

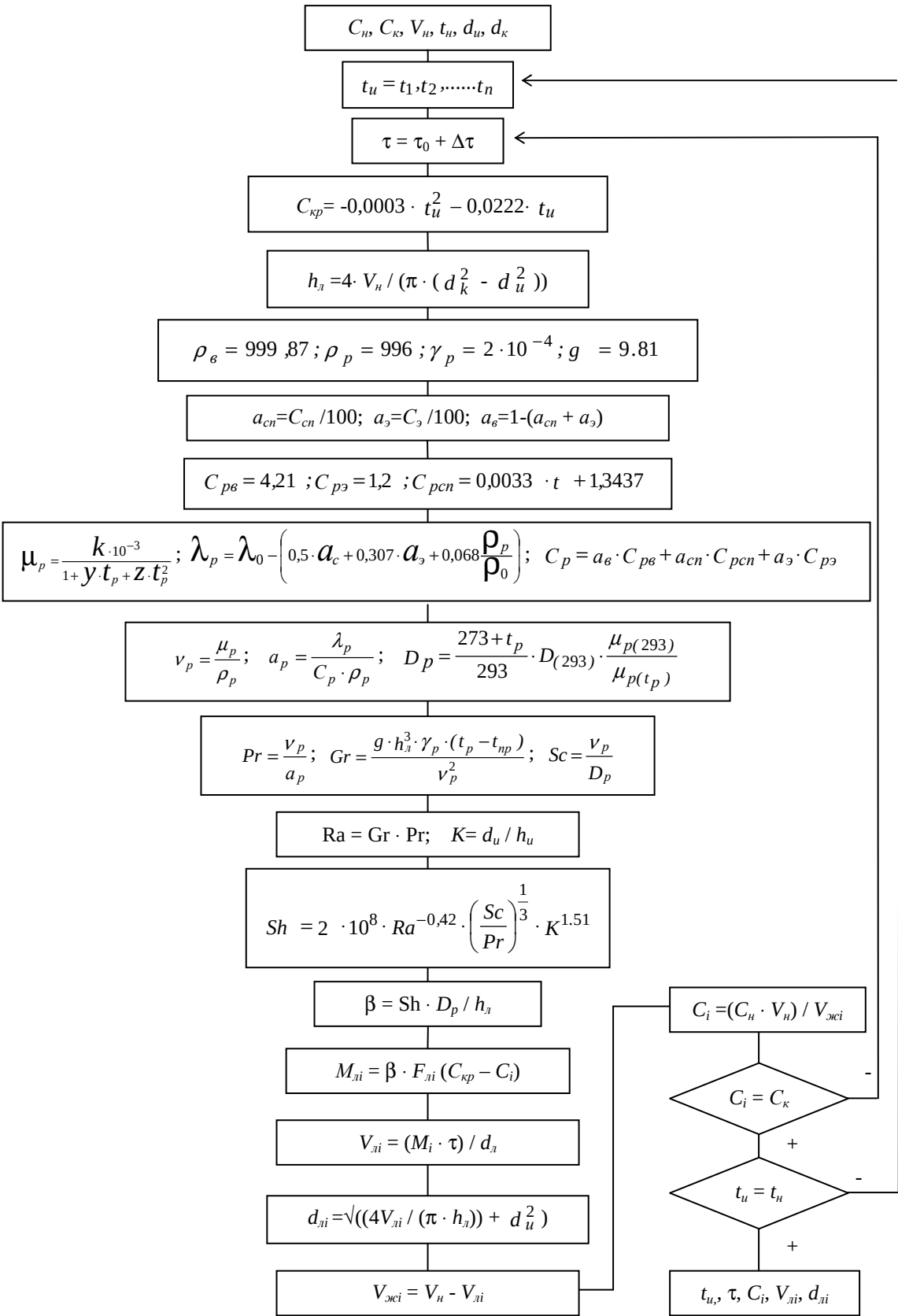


Рис. 3 – Блок-схема расчета продолжительности процесса вымораживания столовых сухих вин

12. Лабораторный практикум по курсу «Технология вина»/ А.А. Мержаниан, В.Ф. Монастырский, И.Б. Платонов и др.; под ред. А.А.Мержаниана. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981. – 216 с.
13. Аношин И.М., Мержаниан А.А. Физические процессы виноделия. – М.: Пищевая промышленность, 1976. – 376 с.
14. Радионова О.В., Осипова Л.А., Бурдо О.Г. Балансовые модели при разделении виноматериалов вымораживанием // Холодильная техника и технология. – 2005. – № 5 (97). – с. 105-108.

УДК 664:613.2:006.015.8

АНАЛІЗ ВПЛИВУ РІЗНИХ СПОСОБІВ ОХОЛОДЖЕННЯ НА ПОКАЗНИК pH М'ЯСА

Савінок О.М., канд. техн. наук, доцент,
Титлов О.С., д-р. техн. наук, професор, Рибак В.В., студент
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса
Ацо Кузелов, професор
Університет Гоце Делчев, р. Македонія, м. Штип

Досліджена можливість використання мінусових температур при початковому охолодженні м'ясних напівтуш.

Possibility of the use of negative temperatures is investigational at the initial cooling of meat semicarasses.

Ключові слова: автоліз, pH м'яса, дозрівання м'яса, шокове охолодження.

Постановка проблеми в загальному вигляді і її зв'язок з важливими науковими чи практичними завданнями. Якість м'яса, як відомо, лабільна в часі і залежить від різних факторів, Одним із яких є початкова холодильна обробка туш. В практиці переробки м'ясної сировини використовують одно-, дво-, трьохстадійне охолодження з використанням широкого інтервалу температур.

В останні роки дуже популярне «шокове охолодження», яке передбачає обробку на першому етапі при мінусових температурах, яке використовується, як правило, для обробки свинини. Рекомендуються до використання температури від мінус 4 до мінус 22 °С. Авторів подібних розробок, в першу чергу, цікавить можливість скоротити втрати при охолодженні та дозріванні. А данні про характер змін функціональних властивостей м'яса яловичини, охолодженого цим способом, під час подальшого дозрівання практично відсутні. Тому практичний інтерес представляють дослідження в цьому напрямку.

Формулювання мети досліджень. Основною метою даних досліджень є вивчення кінетики змін температури та показника pH м'яса яловичини породи симентал в різних анатомічних частинах туші при використанні шокowego охолодження. Для об'єктивної оцінки процесів, які відбуваються в сировині під час охолодження, ліві половини туш яловичини обробляли за режимами регламентованими документацією підприємства, праві — за режимами «шокowego охолодження».

Режими охолодження за схемою підприємства:

а) початкове — при температурі 4 °С; швидкості руху повітря — 0,5...1,0 м/с; відносній вологості повітря — 90 %; упродовж 16 годин до температури в центрі тазостегнової частини 10,5...11,5 °С;

б) доохолодження та дозрівання — при температурі — 1...2 °С; швидкості руху повітря — 0,5...1,0 м/с; відносній вологості повітря — 90 %; до температури в центрі тазостегнової частини не більше — 4 °С.

Використані режими «шокowego охолодження»:

а) початкове — при температурі 6...8 °С; швидкості руху повітря — 0,5...1,0 м/с; відносній вологості повітря — 90 %; упродовж 1,5 години до температури в центрі тазостегнової частини 38,0...39,0 °С;

б) низькотемпературне — при температурі мінус 23 °С; швидкості руху повітря — 0,5...1,0 м/с; відносній вологості повітря — 23 %; упродовж 2,5 годин до температури в центрі передніх та задніх кінцівок — 1,1...1,5 °С, в центрі тазостегнової частини — 28,0...28,4 °С;

в) доохолодження та дозрівання — при температурі мінус 1... плюс 2 °С; швидкості руху повітря — 0,5...1,0 м/с; відносній вологості повітря — 90 %; до температури в центрі тазостегнової частини не більше 4 °С.

Загальна тривалість дозрівання склала 5 діб.

Викладення основного матеріалу з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. Для оцінки кінетики змін температури та функціональних показників м'яса при дозріванні здійснювався відбір зразків сировини безпосередньо з туш з певною періодичністю. Для інтенсивного зниження температури м'яса в напівтушах використовували низькотемпературне охолодження з примусовою циркуляцією повітря при температурі мінус 23... мінус 22 °С на першому етапі та 0...2 °С для другого. Для того щоб виключити холодову контракцію [1], туші розміщували в камері з мінусовою температурою через 2,5 години після забою. Попередньо туші витримували 1,5 години при температурі 6...8 °С для часткового розпаду деякої частини АТФ. Вірогідність появи холодового скорочення знижується і його інтенсивність менш проявляється, коли в м'язах вже почався процес посмертного залякання [1]. При цьому спостерігається незначне зниження рН.

Щодо температури, то її значення зменшуються неоднаково для різних анатомічних частин туші. Незалежно від способу охолодження, найшвидше зменшується значення показника в м'ясі передніх кінцівок (рис. 1), при цьому, температура 1,4...2,0 °С досягається при «шоковому» охолодженні вже через 5 годин після забою, при традиційному — через 24-26 годин. Нормована температура в l. dorsi досягається через 6,5-7 годин у м'яса шокowego охолодження і через 16-17 годин у м'яса «шокowego» охолодження і через 16-17 годин у м'яса регламентованого охолодження (рис. 2).

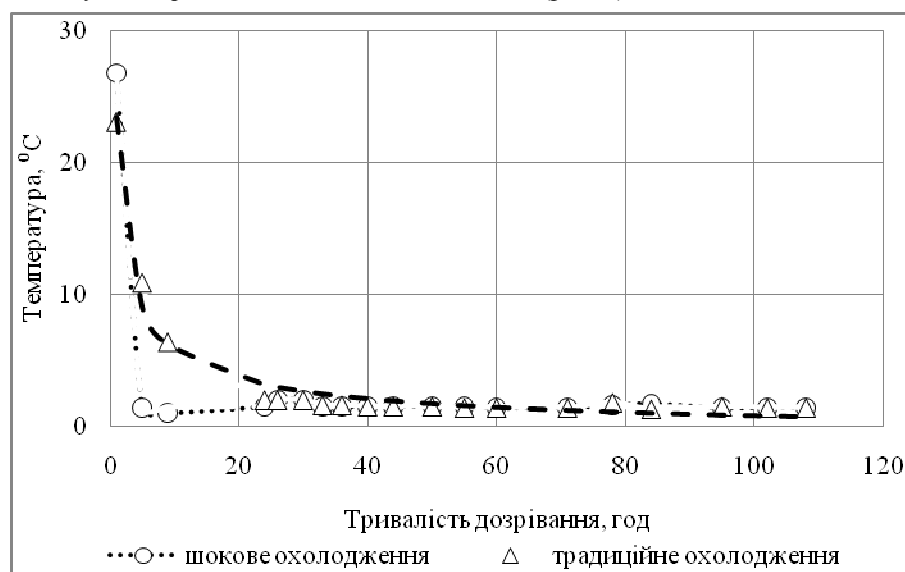


Рис. 1 – Зміна температури в товщі м'язів гомілки при шоковому та традиційному охолодженні

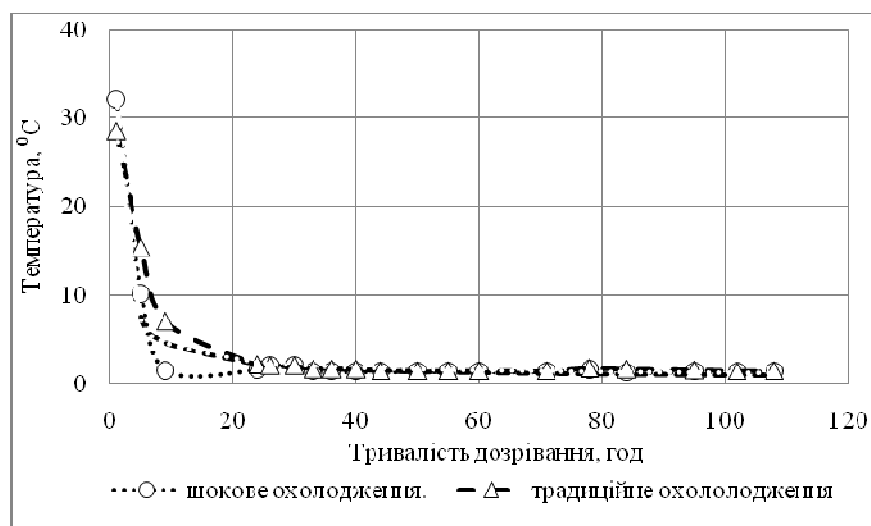


Рис. 2 – Зміна температури в товщі м'яза l. dorsi при шоковому та традиційному охолодженні

Повне охолодження туш, тобто досягнення температури в центрі тазового стегна $0...4^{\circ}\text{C}$ зафіксоване для «шокового» охолодження — через 22–23 години, для традиційного — через 36–37 годин (рис. 3).

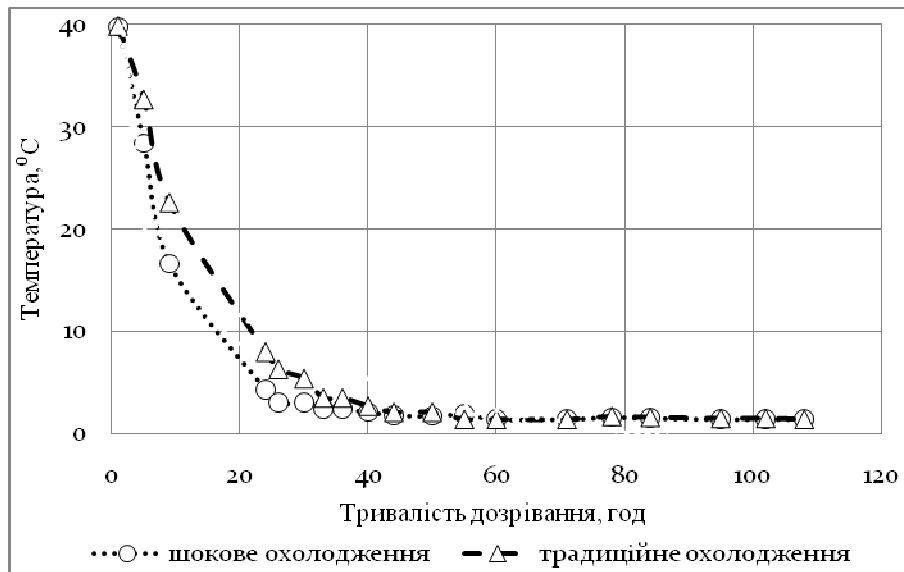


Рис. 3 – Зміна температури в товщі м'язів тазового стегна при шоковому та традиційному охолодженні

Зміна температури сировини на етапі автолізу значною мірою визначає характер протікання біохімічних процесів. Найбільш інформативним для оцінки можливих змін в м'ясі є показник рН.

Аналіз кінетики зміни рН свідчить про те, що максимальний рівень посмертного заляккання спостерігається через 40 годин після забою. В перші години після забою, внаслідок наявності кисню, зв'язаного міоглобіном, відбувається аеробний гліколітичний процес з накопиченням молочної кислоти, яка і зсуває рівень рН до мінімального значення ($\text{pH} = 5,7...5,72$).

В період часу від 40 до 80 годин після забою спостерігається коливання рівня рН, що пов'язано з амілолітичним розпадом глікогену [1]. В ньому приймають участь шляхом комбінованої дії α -амілаза, аміло — 1:6-глюкозидаза і мальтоза. Наслідком їх дії є вільна глюкоза [2].

На початкових стадіях автолізу м'язів ВРХ при 4°C , паралельно з розпадом значної частини м'язового глікогену і накопиченням молочної кислоти спостерігається утворення мальтози, глюкози і незброжених редукуючих полісахаридів. При цьому накопичення редукуючих вуглеводів продовжується упродовж 6 діб дозрівання. В перші години автолітичні зміни вуглеводів м'язів лише обмежено пов'язані з амілолітичним розпадом глікогену і переважно обумовлені інтенсивністю анаеробного гліколізу [2].

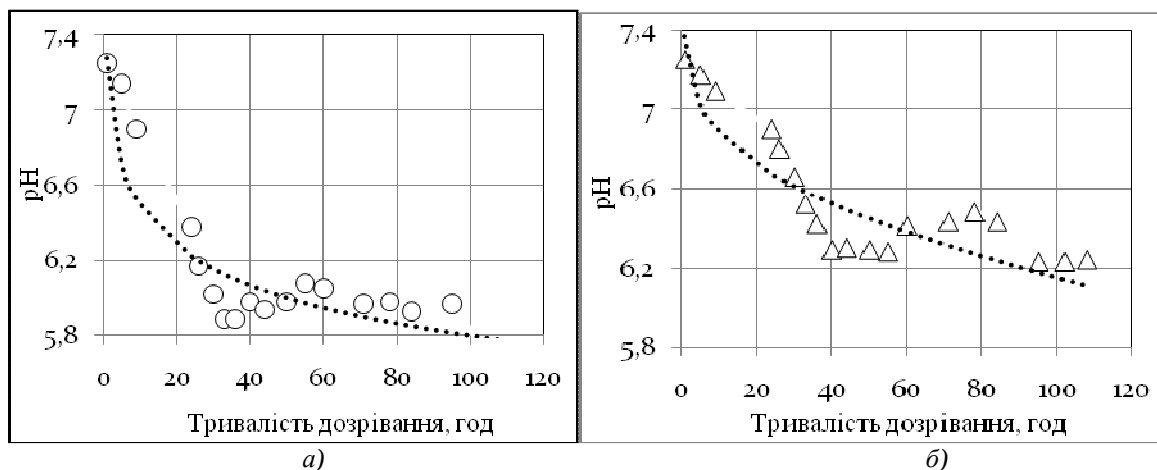


Рис. 4 – Зміна рівня рН в товщі м'язів гомілки при шоковому та традиційному охолодженні

Після 40 годин дозрівання подальший розпад глікогену йде лише амілолітичним шляхом (уповільнення зниження рН). Відповідно, цей процес характерний для подальших етапів автолізу, які йдуть в період після забійного заляккання.

Аналіз кінетичних залежностей, представлених на рис. 4-6 (а) показує, що інтенсивне зниження температури уповільнює фосфоролітичний розпад і вже через 24–30 годин починається амілоліз.

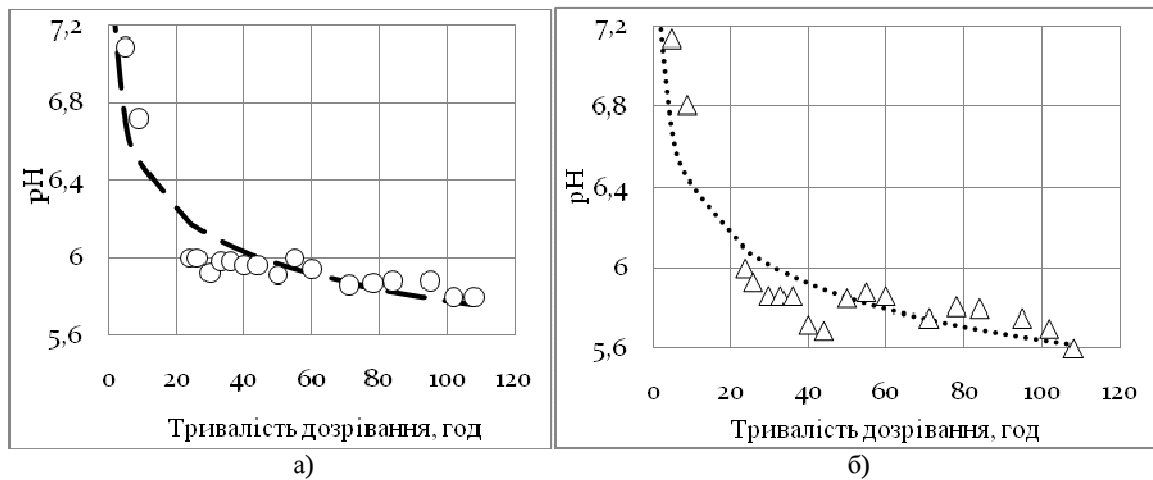


Рис. 5 – Зміна рівня рН в товщі м'яза l. dorsi при шоківому та традиційному охолодженні

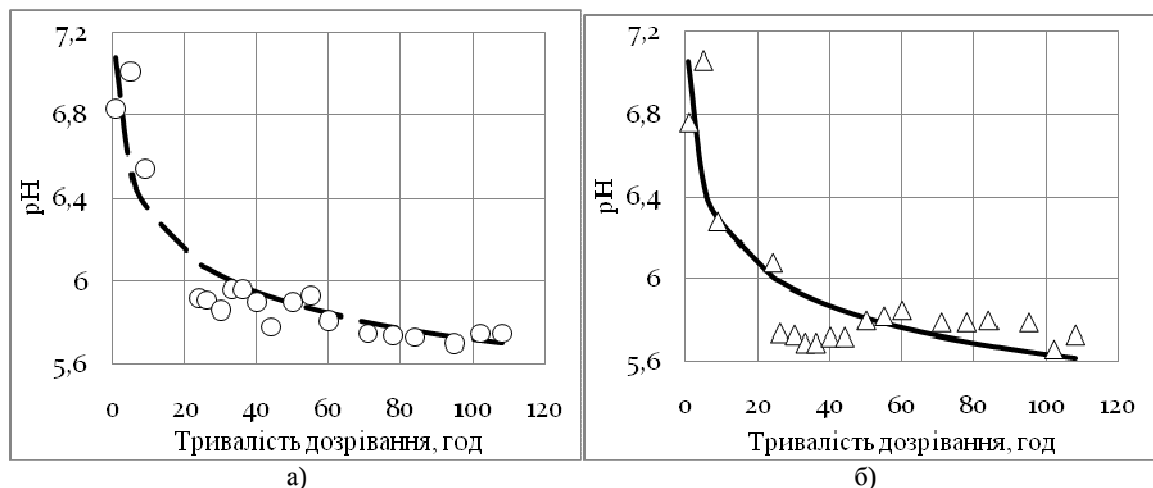


Рис. 6 – Зміна рівня рН в товщі м'язів тазового стегна при шоківому та традиційному охолодженні

Перехід на амілолітичний розпад глікогену через 24 години співпадає зі зниженням температури до рівня 1,5...2 °С. Слід відзначити, що рівень рН м'язів гомілки охолодженої традиційним способом не знижується менше ніж 6,2, в той час як м'яса шоківому охолодження значення досягають рівня 6,12.

У м'яса традиційно охолодженого різний зв'язок між зниженням температури і рН. Температура в l.dorsi досягає рівня 1,9...2,0 °С через 16-17 годин після забою, в той час як рН інтенсивно знижується упродовж 40 годин. Після закінчення охолодження, значення водневого показника стабілізується (рис. 4,5,6 б).

Порівняння значень рН тазостегнової частини м'яса (рис. 6) дозволяє зробити висновок, що на першому етапі — упродовж 55–60 годин показник для м'яса «шоківому» охолодження на 0,3–0,4 більший ніж у традиційно охолодженого. Упродовж послідуєного дозрівання (до 120 годин) значення, незалежно від способу охолодження, коливаються в межах похибки. Засвідчена тенденція пояснюється, скоріш за все, значною товщиною м'язів і повільнішим зниженням температури.

Висновки за результатами досліджень

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновки про те, що використання інтенсивного охолодження м'ясних туш не призводить до значної різниці у характері протікання автолітичних змін. Упродовж 4–5 діб дозрівання контрольований показник для однакових анатомічних частин практично однаковий, що може свідчити про відсутність холодової контракції. Використання запропонованих режимів у виробничих умовах дозволить скоротити загальну тривалість процесу та зменшити енергетичні витрати.

Література

1. Жаринов А.И. Основы современных технологий переработки мяса: Краткий курс. Часть 1: Эмульгированные и грубоизмельченные мясопродукты /Под ред. Воякина М.П. – М.: Фирма «Протеин Технологиз Интернэшнл» (США), 1994. – 154 с.
2. Соловьев В.И. Созревание мяса. – М.: «Пищевая промышленность», 1966. – 337 с.

УДК 602.4 : 637.142.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІФЕНОЛЬНИХ СПОЛУК В ВОДНИХ ЕКСТРАКТАХ ЧАЮ І КАВИ

Лисогор Т.А., канд. техн. наук, доц., Могилянська Н.О., канд. техн. наук, ас.,
Кручек О.А., канд. техн. наук, доц.
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

В роботі наведені результати досліджень поліфенольних сполук в водних екстрактах чаю та кави для використання в якості антиоксидантів для гальмування окислювальних процесів при зберіганні spread.

The paper presents results of research polyphenols compounds in water extracts of tea and coffee for use as antioxidants for the inhibition of oxidative processes during storage spreads.

Ключові слова: екстракти чаю та кави, поліфенольні сполуки, катехіни, лейкоантоциани, таніно-катехіновий комплекс.

Актуальність теми. Антиоксидантами або антиокислювачами прийнято називати сполуки різної хімічної природи, здатні гальмувати або усувати вільно-радикальне окислення органічних речовин молекулярним киснем [1]. Антиоксиданти використовуються для подовження терміну служби, запобігання окислювального псування харчових продуктів, жиророзчинних вітамінів [1, 2].

Антиоксиданти фенольної природи сповільнюють процес окислення шляхом взаємодії з киснем повітря (не допускаючи його реакції з продуктом) або руйнування вже утвореного перекису.

Чайний лист містить велику кількість різних хімічних сполук. Із хімічних компонентів, які містяться у чайному листі і готовому чаї найбільш важливими є: фенольні сполук — танін, прості поліфеноли, в першу чергу катехіни і продукти їх ферментативних окислювальних перетворень; алкалоїди — кофеїн, теофілін і теобромін; ефірні масла; вуглеводи; вітаміни [3]. Усі речовини, які входять до хімічного складу чайного листа, ділять на дві основні частини: вода і сухі речовини. Вміст води у чайному листі складає до 80 %. Вода є важливою речовиною чайного листа. Вона є середовищем, у якому протікають усі процеси живої клітини — синтез і гідроліз, а також біохімічні перетворення при технологічній переробці сировини. Високий вміст води сприяє енергійному протіканню біохімічних реакцій.

За розчинністю у воді сухий залишок чаю ділять на дві фракції: водорозчинна і не розчинна у воді. Перша містить речовини, які позитивно впливають на якість і біологічну цінність чайного напою. Вона міститься, головним чином у молодих, ніжних 2...3-листових паростках. Водорозчинну фракцію називають екстрактивними речовинами або екстрактом. Нерозчинна фракція — це баластні речовини, які представлені целюлозою, геміцелюлозою, протопектином, лігніном, гідрофобними білками і т.і., вони залишаються у чаї після заварювання.

На екстрактивні речовини приходить біля половини сухих речовин: фенольні сполуки, або танін-катехінову суміш, кофеїн, теобромін, теофілін, ефірні масла, амінокислоти, водорозчинні білки і вуглеводи, вітаміни, пектинові і мінеральні речовини тощо. Чим більше вміст екстрактивних речовин у чаї, тим вище його якість і біологічна цінність.

Серед речовин чайного листа і готового чаю, особливо важливе місце займають фенольні сполуки або поліфеноли — основний компонент екстракту чаю. Це складна суміш низькомолекулярних катехінів, танінів, антоціанів, фенолкарбонових кислот, а також продуктів їх окислення — теофлавінів, теорубігінів, їх галових похідних, теофлавінових кислот. Ці речовини у чайному листі і готовому чаї не утворюють між собою комплексних сполук і на відміну від високомолекулярних поліфенолів не мають сильно виражених дубильних властивостей. Фенольні речовини чаю називають таніно-катехіновою сумішшю (ТКС). Танін — загальна назва ізомерів одного із катехінів, який міститься у білому, жовтому в зеленому в більшій концентрації, ніж у чорному чаю. При ферментації із-за окиснення у чорному чаї зменшується вміст катехінів [4].

При виробництві чаю ТКС більш інших речовин піддаються глибоким змінам. Колір настою, приємний повний, терпкий. В'язучий смак, а за деякими даними аромат чаю головним чином обумовлений ТКС і продуктами їх перетворень. ТКС є основним компонентом, який визначає корисну дію чаю на організм людини.

Визначено, що найбільшу частину (біля 90 %) фенольних сполук зеленого листа чаю складає катехінова фракція. Вона містить катехіни і їх галові ефіри. Катехінова фракція є антиоксидантом по відношенню до легкоокислювальної танінової фракції. Окислення її можливе тільки в присутності відповідних ферментів. Внаслідок ферментативного окислення утворюються забарвлені продукти, переважно червоно-коричневого кольору, які і обумовлюють колір чайного настою. На відміну від катехінової танінова фракція легко окислюється киснем повітря без участі ферментів, отже є самоокислювальною сполукою. Продукти окислення мають коричневий колір, що посилює інтенсивність забарвлення чайного настою. Разом з тим вона має приємний в'язучий смак і гармонійно доповнює смакову гаму, яку створює катехінова фракція. У молодих, ніжних паростках чайної рослини катехінові фракція складає 70 %, а танінова — 30 %, а у грубих — навпаки.

В процесі перероблення чайного листа, особливо на чорний чай, вміст ТКС зменшується. Вважають, що певна частина фенольних сполук при окисленні витрачається на утворення продуктів, які обумовлюють якість чорного чаю, а залишок зв'язується з нерозчинними у воді білками.

Катехіни чаю представлені простими і складними. До простих відносять катехін, епікатехін, галока-техін, епігалокатехін; до складних — епікатехінгалат, галокатехінгалат, епігалокатехінгалат. Складні — є галокатехінами або просто галатами. У ТКС чайного листа основною складовою є складні катехіни, їх вміст досягає 77,6 %.

Крім катехінів у чайному листі присутні інші фенольні сполуки. Це глікозиди і прості поліфеноли — фенолкарбонові кислоти — галова, елагова, кавова, хлорогенова, хінна, *n*-кумарова, мета-дигалова, хінна, шикімова та ін. ТКС має явно виражені Р-вітамінні властивості. Їх дія значно перевищує рутін гречки. Препарати ТКС чаю мають протипроменеву дію, як профілактичну, так і лікувальну; антиокислювальну. Р-вітамінна активність молодих листків чаю вища ніж у готовому чорному чаю, оскільки у литтях більше синтезуються катехіни, а при ферментації вони повністю окислюються.

Флавоноли чайної рослини представлені моно-, ди- і триглікозидами трьох агліконів: кемпферола, кверцетина і мірцетина. Найбільш важливими з точки зору технології чаю і дії на організм людини є мірцетинові глікозиди. Найбільша кількість флавонолів міститься у молодих паростках. У готовому чорному чаї вміст флавонолів на 15...25 % менше, ніж в сировині.

При виробництві чорного байхового чаю внаслідок біохімічних перетворень, які мають місце при переробці чайної сировини (зав'ялення, скручування, ферментація, сушіння) кількісно і якісно змінюється майже усі компоненти хімічного складу листа, формується смак, аромат і колір. Внаслідок ферментативних окислювальних процесів ТКС утворюються водорозчинні темно-червоні і коричневі продукти окислення і конденсації катехінів, які надають чорному чаю забарвлення. Гіркий смак не окислених катехінів зникає і утворюється приємний, терпкий, повний в'язучий смак чайного настою, який обумовлений окисленими формами ТКС. Вміст вологи у готовому чорному чаї не повинен перевищувати 8,5 %, а вміст ТКС і кофеїну відповідно не менше 8...11 та 1,8...2,8 %. Чим вище якість чорного чаю, тим більше в ньому міститься катехінів.

Фенольні сполуки кавових зерен представлені, головним чином, таніном, катехінами і хлорогеновими кислотами [5]. Хлорогенові кислоти включають біля десяти сполук (хлорогенова, неохлаорогенова, криптохлаорогенова, ізохлорогенова А, В, С, псевдохлорогенова кислоти). Хлорогенові кислоти представляють собою моно- або диефіри коричної та хінної кислот. У кофейних зернах визначені також ефіри хінної кислоти з кавовою і феруловою кислотами. Зерна сирого кави містять приблизно 7...10 % хлорогенових кислот. У каві виду Робуста концентрація їх вище (9...11 %), ніж у каві виду Арабіка (5,5...8,0 %). Вміст поліфенольних сполук складає у каві виду Арабіка (Індія) 6,1...6,36 %, у каві виду Робуста (Індія) — 6,8...7,7 %, у каві Сантос (Бразилія) — 3,6...4,6 %.

Кава натуральна смажена представляє собою продукт, який отримують шляхом обсмажування сирих зерен. В процесі термічного оброблення ферментні системи сировини грають активну роль у перетвореннях тих чи інших компонентів. Визначено, що поліфенолоксидаза і пероксидаза зберігають майже 20 % своєї активності протягом 8 хв. нагрівання при 125 °С і повністю інактивуються при 187 °С, фосфатаза і β -глюкозидаза інактивуються через 2...3 хв. при температурі 155...165 °С, а β -галактозидаза — тільки на 12 хв. при температурі 225 °С. Протягом 5 хв. обсмажування при 170 °С кава практично не має ароматичних сполук, смаку і кольору, які інтенсивно посилюються на 12...15 хв. Отже, проміжок між 5-ою і 8-ою хвилинами обсмаження є тією стадією, коли відбувається розпад і перетворення найбільш лабільних компонентів сировини (вільних амінокислот, пептидів, моноцукрів, і фенольних сполук). Далі з підвищенням температури і подовженням смажіння починаються процеси розпаду білків, полісахаридів, ліпідів та інших компонентів кавових зерен.

Визначено, що в процесі обсмажування зерен виду Рабусти (Ангола) при 185...200 °С відбувається поступове накопичення кислот. Максимум кислотності (7,5 %) досягає при 210...215 °С на 13 хв. Подальше обсмажування при більш високій температурі (230...240 °С) викликає зниження кислотності за рахунок розпаду органічних кислот, особливо хлорогенових.

Вміст дубильних речовин в процесі обсмажування (особливо при температурі 175...205 °С) різко зменшується і у готовому продукті їх залишається 0,5...1 %, тому що вони дуже лабільні сполук і при температурі 80...125 °С окислюються за 5...8 хв. На цій стадії активно діє поліфенолоксидаза, яка каталізує окислення дубильних речовин.

Ферментативні і неферментативні перетворення дубильних речовин в процесі обсмажування не вважають негативним фактором. Навпаки, вони у певній мірі сприяють формуванню кольору і смаку кави. Але при занадтому обсмажуванні вони повністю розпадаються. Іноді порожній смак обсмаженої кави, очевидно, можна частково пояснити зникнення цих речовин. Тому, ураховуючи розпад і хлорогенової кислоти, прагнуть зберегти у каві хоча б частину фенольних сполук.

Аналіз літературних джерел щодо вмісту поліфенольних речовин у різних рослинах показав, що чай зелений і чорний, кава зелена і чорна мають високий вміст катехінів і флаванолів, які характеризуються високою антиокислювальною активністю. Але, на наш погляд, антиокислювальні можливості цих продуктів для гальмування окислювальних процесів при зберіганні жирів недостатньо вивчені.

Тому, досить актуальною є дослідження вмісту поліфенольних сполук чаю (зеленого і чорного), кави сорту Арабіка (зеленої і чорної) для подальшого використання екстрактів для гальмування окислювальних процесів при зберіганні спредів..

Метою роботи було дослідження поліфенольних сполук чаю (зеленого і чорного) та кави сорту Арабіка (зеленої і чорної).

Для досягнення поставленої мети були визначені такі задачі:

- приготування екстрактів чаю (зеленого і чорного) і кави (зеленої і чорної);
- визначення таніно-катехінового комплексу (ТКК) чаю (зеленого і чорного), кави сорту Арабіка (зеленої і чорної);
- визначення вмісту катехінів, флаванолів та лейкоантоціанів в екстрактах чаю та кави;
- надання рекомендацій щодо можливості використання екстрактів чаю і кави для гальмування окислювальних процесів при зберіганні спредів.

Екстракти чаю (зеленого і чорного) і кави (зеленої і чорної) готували наступним чином: 10 г чаю і кави заливали 90 см³ окропу і витримували на водяній бані при 100 °С 5 хв., охолоджували і фільтрували. В екстракті визначали вміст катаніно-катехінового комплексу, катехінів, флаванолів, лейкоантоціанів.

У чаї (зеленому і чорному) та каві сорту Арабіка (зеленій та чорній) досліджено вміст таніно-катехінової суміші, катехінів, лейкоантоціанів і флаванолів. Результати досліджень наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Вміст поліфенольних сполук у чаї і каві

Вид сировини		Вміст поліфенолів, %		
		ТКС	катехіни	флавоноли
чай	зелений	5,24	1,52	0,20
	чорний	9,31	2,40	0,39
кава	зелена	7,57	0,09	0,10
	чорна	5,24	0,40	0,53

Лейкоантоціани у дослідних зразках чаю і кави не виявлені.

Із наведених у табл. 1 даних видно, що чай і кава є гарним джерелом поліфенольних сполук, які є основним компонентом екстрактів.

ТКС — це складна суміш низькомолекулярних катехінів, танінів, антоціанів, фенолкарбонових кислот, а також продуктів їх окислення — теофлавінів, теорубігінів, їх галових похідних, теофлавінових кислот.

Метод визначення ТКС (метод Левенталю) ґрунтується на здатності таніно-катехінового комплексу легко окислюватись перманганатом калію у кислому середовищі при кімнатній температурі. У якості індикатора і регулятора реакції використовують індігокармін.

Вміст ТКС у зеленому чаї майже удвічі менше порівняно з чорним. Ці дані не відповідають літературним, за якими зелений чай містить більше ТКС порівняно з чорним у зв'язку з тим, що при виробництві чаю його складові піддаються глибоким змінам, а саме ідуть на утворення продуктів, які обумовлюють якість чорного чаю. На наш погляд це пов'язано з тим, що в роботі використані різні види зеленого і чорного чаю.

Зелена кави сорту Арабіка містить таніно-катехінової суміші майже у 1,5 рази більше порівняно з чорною. Це пов'язано з ферментативними і хімічними процесами, які відбуваються при обсмажуванні зерен і які формують смак і аромат кави.

Порівнюючи вміст ТКС у чаї і каві слід зазначити, що зелений чай має такий же вміст ТКС як і смажені кавові зерна. Чорний чай має найбільш вміст поліфенолів.

Відомо, що основну фракцію таніно-катехінової суміші складають катехіни. За літературними даними їх вміст досягає іноді 90 % поліфенольних сполук. За нашими даними катехіни у зеленому чаї складають 30 % від таніно-катехінової суміші. У чорному чаї вміст катехінів вище, ніж у зеленому, як і загальний вміст ТКС. Але у чорному чаї катехіни складають біля 25 % таніно-катехінової суміші.

Значно менше катехінів у каві, причому у зеленій їх вміст у 4,4 рази нижче ніж у чорній. Вочевидь, ця група флавоноїдів утворюється із інших поліфенольних сполук внаслідок хімічних і біохімічних процесів при смаженні зелених зерен. Катехіни у зелених зернах займають зовсім незначну частку (1,2 %) таніно-катехінової суміші. Вище їх частка у чорних зернах — біля 8 %.

Найбільший вміст катехінів визначено нами у чорному чаї, найменший — у зеленій каві.

Відомо, що основним представником поліфенолів кави є хлорогенові кислоти, вміст яких може складати від 3,6 до 11 % залежно від виду і регіону вирощування. В процесі теплового оброблення зелених зерен при температурі 210...240 °C вміст хлорогенових кислот може значно зменшуватись, особливо на початку смаження, а потім стабілізується. Але і смажені зерна кави мають високий вміст хлорогенових кислот.

Флавонолів у зелених листах чаю міститься 0,2 %, в чорному майже удвічі більше. Це може бути пов'язано або з ферментативними процесами при виробництві чорного чаю, або з видовими особливостями хімічного складу сортів зеленого і чорного чаю, які використані в роботі.

У каві навпаки, зелені зерна містять менше флавонолів у 5,3 рази. Очевидно, ці флавоноли, як і катехіни, утворюються в процесі смаження зелених зерен.

Найбільший вміст флавонолів визначено у смажених кавових зернах, найменший — у зелених зернах.

Досліджено вміст поліфенольних сполук у водних екстрактах чаю і кави. Із літературних джерел відомо, що на екстрактивні речовини приходить біля половини сухих речовин чаю і кави. До екстрактивних речовин відносять фенольні сполуки, або таніно-катехінову суміш, кофеїн, теобромін, теофілін, ефірні масла, амінокислоти, водорозчинні білки і вуглеводи, вітаміни, пектинові і мінеральні речовини тощо. Чим більше вміст екстрактивних речовин у чаї і каві, тим вище їх якість і біологічна цінність.

В табл. 2 наведені дані про вміст окремих груп поліфенольних сполук у водних екстрактах чаю і кави.

Таблиця 2 – Вміст поліфенольних сполук у водних екстрактах чаю і кави

Вид екстракту		Вміст поліфенолів, %		
		ТКС	катехіни	флавоноли
чаю	зеленого	0,53	0,15	0,02
	чорного	0,93	0,24	0,04
кави	зеленої	0,76	0,01	0,01
	чорної	0,52	0,04	0,05

Як видно із наведених у таблиці даних водні екстракти чаю (зеленого і чорного) і кави (зеленої і чорної) мають високий вміст поліфенолів. В першу чергу це стосується таніно-катехінової суміші. Найбільший вміст ТКС встановлено в екстракті чорного чаю, майже однаковий — в екстрактах зеленого чаю і чорної кави. У зеленій каві вміст таніно-катехінової суміші — майже у 1,5 рази вище ніж в екстракті чорної кави.

Катехінова фракція майже повністю переходить із сухої сировини у водний екстракт. Найбільший вміст катехінів в екстракті чорного чаю, в екстракті зеленого чаю його менше на 1,6 %. Екстракти зеленої і чорної кави мають відносно невисокий вміст катехінів.

Флавоноли теж повністю переходять у водний екстракт. Найбільший їх вміст в екстрактах чорної кави і чорного чаю, найменший — в екстракті зеленої кави.

Висновки

1. Встановлено, що чай (зелений і чорний) і кава (зелена і чорна) є гарним джерелом поліфенольних сполук, в першу чергу катехінів, флавонолів, хлорогенових кислот, які проявляють антиоксидантні властивості і можуть гальмувати утворення пероксидних сполук у вільно радикальних реакціях.

2. В процесі екстракції окропом протягом 5 хвилин фенольні сполуки повністю переходять у водний розчин.

3. Найбільший вміст таніно-катехінового комплексу, катехінів, флавонолів встановлено в екстракті чорного чаю.

4. Проведені дослідження вмісту поліфенольних сполук у чаї (зеленому і чорному) і каві (зеленій і чорній) дають можливість зробити висновок про можливість використання їх екстрактів у якості антиокислювачів для гальмування окислювальних процесів при зберіганні спредів.

Література

1. Вивчення впливу екстрактів деяких лікарських рослин на окисні процеси / Орловський державний технічний університет. – 2006. – № 7. – С. 22-25.
2. Natural antioxidants: chemistry, health effects, and applications/editor, Fereidoon Shahidi, 1997. – 414 с.
3. Gordon M. H., Ail Sing. Antioxidant activity of flavonoids isolated from licorice: 85 th AOCS Annu. Meet and Expo, Atlanta, Ga, May 8-12, 1994 // Inform: Int. New Fats, Oils and Relat. Mater. – 1994. – Vol. 5. – № 4. – P. 519.
4. Natural antioxidants: chemistry, health effects, and applications/editor, Fereidoon Shahidi, 1997. – 414 p.
5. Divakar T.V. Ascorbyl palmitate and tocopherol as food antioxidants //Oley Szappam Kozmet. – 1988. – Vol. 37. – № 1. – P. 8-14.

УДК 621.56

АНАЛИЗ РЕЖИМОВ ХОЛОДИЛЬНОГО ХРАНЕНИЯ ПРОДУКТОВ ПРОИЗВОДСТВА И ПЕРЕРАБОТКИ ФЕРМЕРСКИХ И КРЕСТЬЯНСКИХ ХОЗЯЙСТВ УКРАИНЫ

Ищенко И.Н., ассистент

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Приведен анализ современных литературных данных по режимам низкотемпературного хранения продуктов заготовки и переработки в условиях фермерских и крестьянских хозяйств. Определены диапазоны оптимальных температур хранения

The analysis of modern literary data is resulted on the modes of low temperature storage of products of purveyance and processing in the conditions of farmer and peasant economies. The ranges of optimum temperatures of storage are certain.

Ключевые слова: непрерывная холодильная цепь, искусственное охлаждение, низкотемпературное хранение, режимы хранения, качество продуктов

В связи с принимаемыми Правительством Украины решениями об обеспечении продовольственной безопасности страны очень актуальной становится задача развития и увеличения объемов отечественного производства продукции сельского хозяйства: мясомолочной, рыбной, а также овощей, плодов и ягод. При этом наибольшее внимания уделяется именно производственной сфере и практически не рассматриваются вопросы краткосрочного и длительного хранения пищевого сырья и готовой продукции. Такая тенденция, установившаяся на протяжении последних двух десятилетий привела к значительному разрушению и полному прекращению развития национальной системы хранения продовольственных запасов, а в результате — к невозможности хранения своей продукции с целью постепенной реализации и

значительной потере конкурентоспособности. То есть, фактически была разрушена традиционная столетиями существующая во всех странах структура «поле-кладовка-стол или рынок», из которой кладовка исчезла.

Применение искусственного холода обусловлено необходимостью уменьшения естественных потерь и продолжения сроков хранения пищевого сырья и готовых продуктов в процессах транспортировки и хранения, а также безальтернативность использования искусственного холода в производстве и последующем хранении большого ассортимента пищевых продуктов.

Результаты исследований условий хранения продовольственных запасов, проведенных ведущими институтами, регулярно рассматриваются на международных конференциях Международного института холода (IIR) и публикуются в изданиях ASHRAE и авторитетных журналах («International Journal of Refrigeration» Kidlington, Oxford), «Холодильная техника» (Москва, РФ), Холодильная техника и технология (Одесса, Украина), «Хранение и переработка сельхозсырья» (РАСН, РФ) и других. Уже давно специалистами был сделан вывод о том, что применение холодильных технологий позволяет сократить потери различных видов продукции на 20...60 % и продлить сроки ее хранения в 2-10 раз. Установлено также, что энергетические затраты в холодильное хранение пищевого сырья и готовых продуктов составляет не более 3...8 % от общих энергетических в производство этой продукции [1].

В фермерских и крестьянских хозяйствах Украины наибольшее распространение получили производства овощей и фруктов, молока и продуктов его переработки, птицы (яиц), скота и рыбы.

Рассмотрим подробнее режимы холодильного хранения каждого типа производства.

Хранение овощей и фруктов. Овощи и фрукты отличаются высокой питательной ценностью и не доставляют организму человека избытка энергии. Только большое количество питательных элементов утоляют голод, одновременно не вызывая полноты.

Фрукты принадлежат к низкоэнергетическим продуктам питания, с небольшим содержанием белков, жиров и углеводов и с большим содержанием воды. Несмотря на это, они играют важную роль в питании человека, поскольку являются лучшим источником витаминов, клетчатки, а также минеральных веществ, которые регулируют механизм обмена веществ в организме человека. Поэтому их присутствие в ежедневной диете столь важно и одновременно необходимо. К сожалению, большинство из них может быть потреблено в свежем виде лишь короткое время.

Для сохранения здоровья исключительно важна правильно сбалансированная диета, дающая организму необходимые питательные компоненты в соответствующем количестве. Количественное содержание отдельных продуктов в продовольственном пайке должно зависеть от возраста, пола человека и вида выполняемой им работы.

По мнению диетологов, фрукты и овощи положено потреблять круглый год, как минимум по 180...200 г в день, в свежем виде или в форме фруктовых салатов, приготовленных непосредственно перед потреблением, чтобы избежать больших потерь витамина С. Зимой и весной именно из-за минимальных потерь рекомендуются замороженные фрукты и овощи, у которых питательная ценность идентична свежим.

Овощи и фрукты богаты витамином С и бета-каротином, минеральными веществами и клетчаткой, которые нужны организму. Вышеуказанные компоненты, находящиеся в овощах и фруктах, кроме других положительных качеств, оказывают также противосклерозное и противоопухолевое воздействие. В них находится в большом количестве калий, снижающий давление крови, и клетчатка, которая уменьшает уровень холестерина, улучшает пищеварение.

Семена стручковых растений также должны часто присутствовать в меню. Они являются хорошим источником многих витаминов и минеральных солей, необходимых для организма, низкокалорийные - но сытные.

В Украине и других странах Центральной и Восточной Европы уровень потребления овощей и фруктов, в том числе и замороженных, быстро повышается из года в год, но находится еще на довольно низком уровне по сравнению со странами европейского рынка. По материалам УНИАН среднестатистический европеец съел в 1999 году больше 100 кг овощей и фруктов, что в 3 раза больше, чем среднестатистический гражданин Украины. Это показывает потенциальные возможности развития рынка в нашей части Европы [2].

В отличие от продуктов животного происхождения, овощи и фрукты живые организмы. При хранении в них происходят процессы дыхания с выделением тепла, влаги и углекислого газа, которые необходимо непрерывно отводить. Овощи и фрукты при хранении подвергаются также воздействию микроорганизмов, в результате жизнедеятельности которых возникают различные заболевания. Характер физиологических заболеваний зависит от состояния плодов в момент закладки на хранение и от условий внешней среды. В покровных тканях овощей и фруктов имеются защитные вещества, создающие барьер для проникновения микроорганизмов. При механических повреждениях микроорганизмы легко проникают

вовнутрь плодов, и они загнивают. С дыханием связаны все процессы жизнедеятельности растительной продукции в хранилище. В результате дыхания, на которое расходуются накопленные в процессе вегетации питательные вещества, и испарения влаги происходит потеря массы овощей и фруктов. У спелых овощей и фруктов без механических повреждений меньшая активность дыхания, они быстрее переходят в состояние покоя и меньше подвергаются заболеваниям. На интенсивность дыхания и сохранность плодов значительно влияет температура хранения.

При низкой температуре устанавливается сбалансированный обмен веществ, уменьшаются интенсивность дыхания и жизнедеятельность организмов [3]. Применение низких температур для сохранения овощей, плодов и ягод является тем надежным средством, которое обеспечивает возможность удлинения сезона потребления, резкого снижения потерь при их транспортировке и длительном хранении.

Быстрое (предварительное) охлаждение малостойких плодов и ягод перед отправлением их в изотермических вагонах на дальнее расстояние или перед закладкой на длительное хранение в холодильники позволяет значительно замедлить протекающие в плодах и ягодах биохимические и микробиологические процессы.

Благодаря этому представляется возможным замедлить созревание плодов и удлинить период их транспортировки и хранения в 2 раза.

Предварительное охлаждение проводят в специальных камерах холодильников или в изотермических вагонах и автомашинах путем интенсивной циркуляции воздуха, подаваемого из особых воздухоохладителей. Процесс охлаждения плодов и ягод с 25 °С до 2 °С продолжается в течении 8–20 часов.

Быстрое снижение температуры овощей и плодов (за 0,5 часа до 0–2) достигается и при помощи охлажденной воды (метод гидроохлаждения). Для этого воду после охлаждения ее холодильной машиной подают в особый лоток с движущимся конвейером, на котором размещена охлаждаемая продукция.

Для охлаждения ранних овощей и зелени (огурцов, редиса, салата, петрушки, сельдерея, укропа) успешно применяют также искусственный снег, получаемый из естественного льда при помощи снеговального агрегата.

Овощи пересыпают снегом в количестве 40 % их веса, при этом температура продуктов снижается до 4...5 °С в течении 0,5–1 часа.

Этот способ может быть рекомендован для широкого применения при организации снабжения предприятий торговли и общественного питания промышленных городов и центров ранними овощами и зеленью, доставляемыми из фермерских и крестьянских хозяйств в зоне до 50–75 километров.

Наряду с охлаждением для длительного сохранения ягод культурных и дикорастущих пород, малостойких плодов (черешня, вишня, сливы, абрикосы и персики) и овощей (зеленый горошек, фасоль, томаты, цветная капуста) может быть организовано их быстрое замораживание. Для этого при холодильниках и консервных заводах создают цехи замораживания, в которых проводят предварительную технологическую обработку сырья, упаковку в коробки, замораживание в скороморозильных аппаратах при минус 30... минус 35 °С и хранение в камерах с температурой минус 18 °С. В специальных авторефрижераторах замороженную продукцию доставляют в пункты потребления для текущего снабжения населения или для закладки в холодильники.

Высококачественная замороженная продукция может хорошо сохраняться при минус 18 °С до 9–12 месяцев. Тем самым создается реальная возможность получения ее населением городов в течении круглого года.

Молочные продукты. По данным Госкомстата Украины в частных хозяйствах, на малых фермах и личных подсобных хозяйствах населения производят почти 80 % молока. В связи с вступлением Украины в СОТ вопросы качества производства молока, его хранения и транспортировки становятся особенно актуальными [4]. Молочные продукты популярны в Украине во всех категорий населения, независимо от возраста, места проживания и материального достатка [5].

Молоко. Молоко содержит все питательные вещества, необходимые для поддержания жизни и развития молодого организма.

Высокая питательная ценность молока обусловлена не только содержанием в нем белковых веществ, жира, углеводов, минеральных солей и благоприятным их соотношением, но и специфическим составом указанных компонентов. Фактически нет другого пищевого продукта, который по питательной ценности равен молоку. В 1 литре молока содержится: 32 г белка, что соответствует количеству его в 4–5 куриных яйцах, 32 г молочного жира или примерно 36 г сливочного масла, 48 г молочного сахара, что эквивалентно калорийности приблизительно 12 кусков пшеничного сахара, а также минеральные соли и почти все известные витамины, необходимые организму человека любого возраста.

Институтом питания Академии медицинских наук СССР рекомендованы следующие оптимальные физиологические нормы потребления молока и молочных продуктов на душу населения (в кг): молоко

питьевое и жидкие диетические продукты — 164, творог — 7,4, сметана — 6,6, масло сливочное — 5,5, сыр — 6,6, мороженное — 3,0.

Ежедневное потребление 0,5 л молока цельного или кисломолочных напитков покрывает около 35 % суточной потребности человека в животном белке, тем самым в значительной мере удовлетворяются нужды организма в незаменимых аминокислотах, которых, как правило, недостает в белках растительного происхождения.

Молока является исключительно важным источником минеральных веществ, в особенности кальция и фосфора; роль молока и молочных продуктов в обеспечении организма другими минеральными веществами, в частности микроэлементами, менее значительна.

Белок составляет одну четвертую часть общего содержания в молоке сухих веществ и одну треть сухих обезжиренных веществ. Белки молока в целом имеют в высшей степени благоприятный качественный и количественный аминокислотный состав. Молоко и молочные продукты хорошо усваиваются организмом и являются полноценными продуктами питания. Однако они подвергаются быстрой порче. Основная задача при получении и последующей обработке молока заключается в создании условий, при которых в молоко попадало бы минимальное количество микроорганизмов и которые препятствовали бы их развитию в нем.

Бактерицидные свойства молока сохраняются тем дольше, чем ниже температура молока и чем меньше обсемененность его микрофлорой. Так, при температуре 30 °C они сохраняются 2 часа, при 25 °C — 4, при 15 °C — 9, при 10 °C — 18 и при 5 °C — 30 часов. Следовательно, быстрое охлаждение молока после дойки (особенно в летний период) — главный фактор сохранения качества молока, причем чем короче промежутки времени между дойкой и охлаждением, тем эффективнее охлаждение.

При наличии необходимых технических средств, необходимо охлаждать его до 1...3 °C. При такой температуре молоко можно сохранять до 2–3 суток.

Охлажденное молоко до отправки на завод или потребителю необходимо сохранять при температуре, до которой оно было охлаждено. В зависимости от этой температуры допустимый срок его хранения сильно изменяется. Так, при 10...8 °C молоко можно сохранять 6–12 часов, при 8...6 °C — 12–18, при 5...6 °C — 18–24 и при 5...4 °C — 24–36 часов [6].

Сливочное масло. Сливочное масло, в состав которого входят молочный жир, белки, лактоза и другие компоненты молока, обладает высокой пищевой ценностью, прекрасными вкусовыми качествами и отличной усвояемостью — 97 % для молочного жира и 94 % для сухих веществ плазмы. Летнее масло особенно богато витаминами А и Е, которые вместе с витаминами комплекса В и С придают ему высокую биологическую ценность [6, 7].

Сливочное масло обычной выработки непосредственно после изготовления имеет температуру 13...14 °C. Масло, вырабатываемое поточным способом, при выходе из маслообразователя имеет примерно такую же или более низкую температуру, однако спустя 5–6 часов температура в центре монолита благодаря выделению скрытой теплоты кристаллизации глицеридов молочного жира повышается на 4...5 °C.

Сразу же после выработки монолиты масла следует быстро охлаждать. Медленное охлаждение масла приводит к тому, что в нем в течение длительного срока сохраняются условия для интенсивных биохимических процессов, приводящих к ускоренной порче масла при последующем хранении.

Показано [6], что если монолиты несоленого сладкосливочного и кислосливочного масла, уложенные в шахматном порядке, охлаждать в холодильной камере при температуре воздуха 5 °C, то после 5 дней охлаждения количество микроорганизмов остается исходным, а в случае охлаждения при минус 5 °C уменьшается вдвое. Вот почему крайне важно, чтобы в маслохранилище завода поддерживалась температура воздуха не выше 0 °C, а лучше от минус 5 до минус 3 °C. Хранить масло в заводском маслохранилище свыше 5 дней не рекомендуется.

Также режим хранения масла выбирают в зависимости от планируемого срока хранения. Если он превышает три месяца, то масло принято хранить при температуре минус 18 °C. В этих условиях практически прекращается развитие микроорганизмов, а биохимические процессы протекают медленно. Чем ниже температура хранения, тем меньше усушка [7].

Сметана. Сметана — национальный кисломолочный продукт, содержащий 20, 25, 30 и 36 % жира. В сметане диетической жира 10, любительской 40 % [7].

Сметану сразу же после выработки и затаривания в бочки или кадки помещают в холодильную камеру. Здесь их устанавливают в штабеля с прокладкой реек между рядами. Температура воздуха в камере должна быть от 0 до 2 °C при относительной влажности воздуха 80...85 %.

Развитие плесеней можно предотвратить интенсивной циркуляцией воздуха с помощью вентилятора. При содержании жира в сметане 50 % и кислотности 40...50 °T продукт может сохраняться до 4 месяцев [6].

Творог. Творог представляет собой белковый кисломолочный продукт, основная часть которого — казеин — содержит все незаменимые аминокислоты. В твороге жирном содержится почти в равных количествах (по 18 %) белки и жир, а также витамины молока. Творог богат кальцием, фосфором, магнием и другими ценными минеральными веществами. Из продуктов брожения молочного сахара творог содержит молочную кислоту и ароматические вещества, придающие ему специфический кисловатый вкус кисломолочный запах. В твороге столько же белка, сколько в мясе, а стоимость его значительно ниже. Кроме непосредственного потребления творог используется для приготовления различных блюд, кулинарных изделий и большого ассортимента творожных продуктов. Добавление сахара повышает калорийность творожных продуктов и улучшает их вкус [7].

Творог жирный, полужирный и нежирный для розничной продажи расфасовывают в брусочки весом 250, 500 и 1000 г. Температура творога, направляемого на мелкую фасовку, не должна превышать 6 °С. Расфасованный творог укладывают в холодильную камеру в штабеля с прокладкой реек между рядами и хранят до реализации в холодильных камерах при температуре от 0 до 1 °С, но не выше 4 °С и относительной влажности 80...85 % до 10 дней.

Для длительного хранения и резервирования летнего творога его замораживают. Обратимость этого процесса наиболее полная, если замораживание ведется при низких температурах. В этих условиях вода в твороге замерзает в виде мелких кристаллов, не нарушая его структуру. В противоположность этому медленное замораживание сопровождается перераспределением влаги в твороге с образованием крупных кристаллов. При дефростации быстрозамороженного творога его первоначальная консистенция и структура восстанавливаются. Более того, некоторые недостатки консистенции творога (например, крупитчатость) при дефростации устраняются. Это объясняется тем, что мелкие кристаллы льда, образующиеся при замораживании внутри крупинок творога, разрушают их, создается мелкозернистая структура, воспринимаемая на вкус как однородная масса.

Творог в мелкой фасовке (0,5 г) и в блоках (10 кг) замораживают в морозильных камерах при температуре минус 25 ÷ минус 30 °С или же в скороморозильных аппаратах.

Хранить замороженный творог рекомендуется при минус 18 °С; срок хранения до 8 месяцев или при минус 12 °С — до 4 месяцев.

Замороженный творог транспортируют в авторефрижераторах при температуре не выше минус 8 °С [6, 7].

Охлаждение яиц. Яйца являются функциональным продуктом питания. Длительное время их не рассматривали, как продукт функционального назначения из-за их нежелательного влияния на уровень холестерина в крови. Однако, исследования, проведенные на протяжении 30 лет, показывают, что холестерин в составе рациона оказывает незначительное влияние на уровень холестерина в крови, и ежедневное употребление одного или большего количества яиц на этот показатель существенно не влияет.

Во время изучения взаимосвязи между употреблением яиц и коронарной болезнью сердца, к которому было вовлечено 118 тыс. добровольцев, выяснили, что ежедневное потребление одного яйца не увеличивает риск сердечнососудистых заболеваний. В индивидуумов, которые употребляли больше 4-х яиц в неделю, американские исследователи обнаружили на много ниже показатели сывороточного холестерина, чем у тех, кто съедал одно или меньше яиц в неделю. Поэтому, догма, об ограничении употребления яиц (не более 3-х в неделю) с целью поддержания нормального уровня холестерина, требует пересмотра.

Яйца являются не дорогим и низкокалорийным источником высококачественных протеинов и некоторых важных нутриентов, среди которых рыб флавины (15 % RDA), селен (17 % RDA) и витамин К (31 % RDA). Кроме этого они содержат близко 2000 мг холина, который осуществляет положительное влияние на познавательную функцию, особенно на ранних стадиях развития мозга.

Они выступают основным источником сфинголипидов. Их количество составляет несколько моль на 1 кг. Исследования на животных показали, что их потребление снижает уровень холестерина в крови.

Яйца также являются богатым источником лютеина, который замедляет старение организма [7].

Охлаждают яйца на птицефермах с целью удлинения срока хранения. Содержимое свежих яиц (за небольшим исключением) стерильно. Но с течением времени под действием микроорганизмов и температуры окружающей среды в яйцах происходят необратимые химические, физические и биохимические процессы, которые приводят к их старению и порче. Это вызывается тем, что значительное количество микроорганизмов содержащихся на скорлупе, проникает в яйцо. Источниками загрязнения является подстилка, почва, помет. Размножающиеся в яйце микроорганизмы вызывают изменения его цвета и запаха.

При продолжительном хранении под действием собственных ферментов в яйце происходит распад белков, жиров, углеводов, что приводит к выделению углекислого газа, увеличению концентрации водородных ионов и разжижению плотных слоев белка.

С целью замедления процессов физико-химического разложения и предупреждения заражения микроорганизмами яйца консервируют, что позволяет увеличить их срок хранения. Для этого яйца хранят во влажной атмосфере, насыщенной углекислым газом при пониженной температуре.

Чтобы подавить развитие микроорганизмов, яйца хранят в холодильниках при температуре от минус 2 до минус 1 °C и относительной влажности 85...88 %.

Яйца впитывают посторонние запахи, поэтому холодильные камеры, транспортные тележки и инвентарь перед закладкой яиц должны быть продезинфицированы, побелены и проветрены. Для обеспечения одинаковой температуры в разных частях камеры необходимо принудительная циркуляция воздуха.

До температуры хранения яйца охлаждают постепенным понижением ее примерно на 1 °C в течении 1–2 часов при влажном воздухе 75...85 % и скорости движения 0,3–0,5 м/с. Охлаждение в зависимости от первоначальной температуры яиц длится 2–3 дня. После охлаждения яиц до 2...3 °C их помещают в камеру хранения. Ящики с яйцами укладывают в штабеля. Нижние ящики для улучшения циркуляции помещают на деревянных рейках толщиной 5–6 см. Между штабелями и около стен оставляют проходы шириной 30–40 см. Хранения яиц в атмосфере углекислого газа или озона задерживает их физический распад и увеличивает срок хранения.

Во время выгрузки яиц из холодильника в теплое время, чтобы избежать отпотевания, их помещают в отопители. Здесь яйца постепенно отепляются путем медленного повышения температуры воздуха на 1 °C через каждые 2 часа при постоянной циркуляции воздуха. Отопление производят до тех пор, пока температура яиц станет ниже температуры воздуха на 2...3 °C [3].

Битая птица и дичь. В сельском хозяйстве охлаждение мяса производится в основном на птицефабриках для подавления жизнедеятельности микроорганизмов, которые попадают из окружающей среды на мясо при разделке тушек, а также при контакте с загрязненным инвентарем, спецодеждой рабочих и т.д.

Температура тушки птицы после убоя колеблется для разных видов от 38 до 41 °C. Остывание ее начинается после убоя во время ее обработки.

Во время поступления мяса на охлаждение непосредственно из убойного цеха микроорганизмы находятся в основном на его поверхности. На 1 см² поверхности тушки обычно насчитываются десятки тысяч бактерий, плесневых грибов и дрожжей. Оптимальная температура жизнедеятельности таких бактерий находится в пределах от 5 до 40 °C. С увеличением количества микроорганизмов в результате их жизнедеятельности на мясе образуется липкая слизь мутно-серого и буровато-зеленого цвета, что приводит к порче мяса. Активность микроорганизмов увеличивается с повышением влажности мяса.

Поэтому тушки всех видов птицы должны быть тщательно обработаны, чтобы кожа была чистая, без остатков пера и пеньков, без ссадин, порывов, пятен и кровоподтеков.

К концу обработки тушки птицы остывают до температуры окружающего воздуха. Затем их сортируют, укладывают в ящики и направляют в камеры охлаждения.

При охлаждении мяса до температуры минус 5 °C активность микроорганизмов уменьшается, а при температуре минус 12 ÷ минус 10 °C их рост полностью прекращается. Мясо в замороженном виде при температуре хранения ниже минус 12 °C может храниться без порчи практически неограниченное время. Выжившие микроорганизмы размножаются только в процессе оттаивания.

Охлаждают тушки птицы в воздухе, холодной воде, в воде с тающим льдом и орошением холодной водой. Выбор способа охлаждения тушек птицы зависит от технологии ее переработки.

Во-первых, воздушное охлаждение — осуществляется в холодильных камерах при температуре 0...1 °C и относительной влажности 95 %, а также в камерах туннельного типа при температуре от минус 0,5 до минус 4 °C и скорости движения воздуха 3–4 м/с. Тушки птицы охлаждают поштучно, упакованными в деревянные ящики или металлические лотки. Продолжительность охлаждения тушек от температуры 25 до 4 °C в камерах при температуре 0...1 °C составляет 12–24 часа в зависимости от вида, размера и упитанности птицы. В камерах туннельного типа при температуре от минус 0,5 до минус 4 °C и скорости движения воздуха 3–4 м/с [6–8].

Во время поштучного охлаждения тушек на полках этажерочных тележек в камерах туннельного типа с температурой от минус 6 до минус 8 °C продолжительность охлаждения составляет 2–3 часа. Недостатком воздушного охлаждения является сравнительно большая продолжительность охлаждения.

Изменения в охлажденной птице, хранящейся в холодильных камерах в течение непродолжительного времени при требуемых условиях, незначительны. В случае нарушения условий охлаждения и хранения происходит снижения качества за счет изменения цвета (потемнения поверхности тушек), позеленения жира, появления плесени и постороннего запаха, характеризующих недоброкачественность птицы.

Во-вторых, охлаждение тушек птицы водой — имеет ряд преимуществ по сравнению с воздушным методом. Благодаря лучшему коэффициенту теплопередачи уменьшается время охлаждения, лучше сохраняется товарный вид продукции, повышается производительность труда.

Охлаждают водой одним из трех способов: погружением, орошением и комбинированием этих методов. При температуре воды 0...2 °С во время охлаждения методом погружения продолжительность охлаждения составляет от 0,33 до 0,7 часов. Ванны для охлаждения тушек в ледяной воде изготавливают из коррозионностойкой стали с наружной теплоизоляцией из нескольких одинаковых секций общей длиной до 20 м, охлаждаемых рассольными батареями.

Выпотрошенные тушки навешивают на подвески за крылья. Во время погруженного охлаждения тушки сначала поступают в ванну предварительного охлаждения с проточной водопроводной водой на 10–15 минут, а затем в ванну с ледяной водой для окончательного охлаждения. При скорости воды около 0,2 м/с они охлаждаются в течении 25–35 минут. Допускается поглощение воды (в % к остывшему мясу): для цыплят — 4,4; кур — 3,5; утят — 6,5; уток — 6,0; гусей — 7,0; индеек — 5,6.

Недостатком данного метода охлаждения является то, что при контактном охлаждении вода тушками поглощается и возникает опасность переноса бактерий с одних тушек на другие. Для предупреждения взаимного заражения тушек микробами необходимо постоянный санитарно-ветеринарный контроль и систематическое обновление охлаждающей воды.

При оросительном охлаждении выпотрошенные тушки птиц непрерывно омываются холодной водой из центробежных форсунок. Форсунки, равномерно установленные по обе стороны конвейера, образуют сплошную водяную завесу по ходу движения тушек в камеру орошения. Вода сбрасывается в канализацию.

Для экономии воды применяют комбинированный метод: в начале тушки предварительно омывают холодной водопроводной водой из форсунок в течении 10–15 мин, а затем погружаются в холодную воду с температурой 1...2 °С на 25 минут. При таком способе охлаждения значительно уменьшаются перенос микроорганизмов с одних тушек на другие и поглощение ими воды.

В-третьих, хранение охлажденного мяса птицы — после окончания охлаждения ящики с тушками птицы помещают в камеры хранения, устанавливая их в штабеля в шахматном порядке. В холодильных камерах поддерживают температуру 1...2 °С, влажность 80...85 %. С таким режимом тушки в полиэтиленовых мешочках могут храниться до 5 суток.

В четвертых, подмораживание мяса птицы — для удлинения сроков хранения и улучшения условий транспортировки тушки подмораживают до температуры в толще грудной мышцы от 0 до минус 1 °С и на глубине 0,5 см до минус 4 °С, что не снижает качества мяса. Подмораживают тушки в камерах замораживания холодным воздухом или погружением пакетов с тушками в холодный рассол с температурой минус 12 °С.

Продолжительность воздушного подмораживания мяса птицы при температуре воздуха в холодильных камерах от минус 23 до минус 25 °С и скорости движения воздуха 3–4 м/с составляет 2–3 часа в зависимости от вида и категории птицы.

При подмораживании погружением применяют растворы хлористого кальция или пропилен-гликоля с температурой от минус 10 °С и ниже. Тушки птицы должны быть упакованы в термоусадочную пленку. Продолжительность подмораживания составляет 20–25 минут для тушек кур. Охлажденные до температуры от минус 1 до минус 2 °С тушки могут храниться до 25 суток.

Подмороженные тушки птицы хранят в холодильных камерах с температурой воздуха минус 2±0,5 °С и относительной влажностью 90...95 %. Во время такого хранения происходит постепенное выравнивание температуры по всему объему тушек до температуры воздуха в камере.

В-пятых, замораживание мяса птицы — применяют для более длительного хранения. Замораживание, так же, как и подмораживание, производится воздухом или погружением в холодный раствор.

При замораживании воздухом для ускорения процесса используют туннельные морозильные камеры, в которых воздух движется со скоростью 4 м/с и более при температуре от минус 40 до минус 30 °С.

Способ замораживания в жидкостях (растворы хлористого кальция и пропилен-гликоля) применяют для тушек, упакованных в пакеты из полимерной пленки. Температура раствора до минус 28 °С, скорость замораживания зависит от температуры раствора и времени выдержки тушек в растворе.

В среднем продолжительность выдержки пакетов с тушками в холодном растворе составляет около 20 минут для цыплят и 40 минут для индеек. Такая продолжительность необходима для сохранения лучшего товарного вида тушек птицы. Чем ниже температура воздуха в морозильной камере, тем короче срок замораживания.

Для замораживания мяса птицы используют и комбинированный метод: начальное замораживание окунают пакеты с тушками в раствор, а окончательное выполняется в обычной морозильной камере с интенсивной циркуляцией воздуха при температуре от минус 30 до минус 25 °С. Во время замораживания также, как и охлаждении, происходит усушка мяса. Процесс замораживания считается законченным при достижении температуры внутри тушек битой птицы не выше минус 8 °С.

Дичь замораживают в перьях. Перо оставляют для распознавания вида дичи и сокращения потерь от испарения влаги при замораживании и хранении. Хранят дичь в таких же условиях, как и домашнюю птицу.

Дичь быстро портится в том случае, когда ее перед транспортировкой упаковывают недостаточно замороженной.

В-шестых, хранение замороженного мяса птицы — при температуре в камере около минус 10 °С замороженные тушки можно хранить до 8 месяцев, а при минус 13 °С около года.

Во время хранения замороженного мяса птицы в камерах хранения необходимо поддерживать температуру воздуха не выше минус 12 °С и относительную влажность не ниже 85...95 % [3].

Охлаждение мяса. Мясо и мясопродукты занимают особое место в питании человека, и являются основным источником полноценных белков животного происхождения. Также мясо содержит жиры, экстрактивные и минеральные вещества, ряд витаминов и другие ценные вещества в благоприятном качественном и количественном соотношении и легко усвояемой форме. Снижение исходного качества мяса происходит в результате деятельности микробов и ферментов. После убоя и разделки мясные туши имеют высокую температуру (выше 30 °С) и влажную поверхность [6, 8].

Вследствие этого мясо является благоприятной средой для дальнейшего развития микроорганизмов. Они вызывают появление слизи, кислое брожение, гниение, пигментацию и появление плесени. Во время развития микроорганизмов в мясе происходит разложение сложных биологических систем (белков, полипептидов, аминокислот, жиров) на более простые химические вещества (жирные кислоты, амины, глицерин), которые придают мясу неприятный запах и вкус. При этом не исключена и возможность образования в продукте ядовитых веществ и токсинов, которые продуцируются некоторыми видами микрофлоры [9]. К тому же осуществляется окисление жиров, что происходит не только за счет окислительного действия кислорода воздуха, но и из-за действия микроорганизмов. Эти процессы катализируются ферментными системами микроорганизмов и сопровождаются снижением биологической ценности продукта, значительным ухудшением его органолептических показателей.

Микробиологические процессы во время хранения мяса происходят сравнительно интенсивно и в конечном счете определяют его срок хранения. На интенсивность микробиальных изменений влияют обсемененность мяса, условия его охлаждения и хранения (температура, относительная влажность и скорость движения воздуха), состояние поверхности, жирность, уровень pH и другие факторы. Во время хранения мяса необходимо предотвратить размножение микрофлоры и повышению ее микробиальной активности, а также принять меры для дальнейшего сокращения количества микрофлоры.

В пищевой промышленности разработаны разные способы снижения количества микрофлоры, которые включают химические, биологические и физические методы переработки и хранения сырья. К физическим методам относятся охлаждения и замораживание, сушка, традиционная тепловая обработка (с помощью нагрева) и их новые формы — электроконтактный метод, обработка током высокой частоты, обработка магнитным полем, ультрафиолетовым или инфракрасным излучением и т.д.

Консервирование холодом — наиболее распространенный способ хранения мяса, который позволяет обеспечить долгосрочное хранение пищевых продуктов без значительных изменений внешнего вида, запаха и консистенции при относительно небольших потерях питательных веществ. Обработка холодом обуславливает подавление жизнедеятельности микроорганизмов, а также замедление химических и биохимических процессов, которые происходят в продуктах под действием собственных ферментов, кислорода воздуха, тепла и света. Охлаждение мяса до точки замерзания тканевой жидкости замедляет жизнедеятельность микроорганизмов, а также вносит качественные изменения в состав микрофлоры. В отличие от таких способов консервирования как соление, нагрев или копчение, при консервировании холодом при оптимальных режимах в значительной степени сохраняется начальное состояние свежего продукта [10].

Хотя холодильное хранение признано самым совершенным способом консервирования, оно имеет недостатки. Одним из существенных недостатков холодильного хранения является появление на мясе бактерий и плесени, что ухудшает его качество, приводит к потерям и порчи продукции и сокращения срока хранения. Низкие температуры замораживания и хранения сами по себе не вызывают полной гибели микрофлоры, а тем более ее споровых форм. Характерной особенностью плесневых грибов является способность развиваться при низких температурах (до минус 28 °С), когда развитие бактерий становится почти не возможным.

В зависимости от предусмотренного срока хранения мяса различают три типа режима низкотемпературной обработки.

Во-первых, охлаждение — хранения при температуре выше точки замерзания тканевой жидкости, но близко к ней. Возможный срок хранения — 7–10 дней. Охлаждают мясо в холодильных камерах. Мясо, поступающее на охлаждение, должно соответствовать стандартам: оно должно быть тщательно обес-

кровлено, не иметь порезов, каждая туша или полутуша должна быть зачищено от сгустков крови, кровоподтеков, от мясной бахромы и загрязнений. Перед охлаждением туши взвешивают, после чего их подвешивают за голень на крючья вешал или кареток на подвесных путях.

Размещая полутуши или туши на подвесных путях, между ними оставляют расстояния 3–5 см для свободного движения холодного воздуха. Если туши будут соприкасаться между собой, то местах соприкосновения может появиться ослизнение. Ослизнение мяса является начальной стадией гниения поверхностных слоев мускульной ткани под действием микроорганизмов.

Если отсутствует достаточная циркуляция воздуха при охлаждении, то в толще мяса может наблюдаться загар (ферментативный процесс распада белков без участия в этом распаде гнилостных микроорганизмов).

В камерах охлаждения температура воздуха перед загрузкой устанавливается от минус 3 до минус 2 °С, а затем во время охлаждения поддерживается от минус 1 до 0 °С. Необходимо обеспечить циркуляцию воздуха в камерах охлаждения со скоростью 0,5 м/сек и более.

После охлаждения мясо загружают в камеру хранения, где размещают в том же порядке, что и в камере охлаждения. Чем ниже температура хранения, тем дольше можно хранить мясо.

Кратковременно (до 4 суток) мясо можно хранить при температуре около 2...4 °С, более длительно (до 10 суток) — при температуре от минус 1 до 0 °С.

Большое значение для хранения охлажденного мяса имеет соблюдения санитарных правил при технологической обработке мяса, чистота инвентаря и воздуха в камере хранения [6];

Во-вторых, подмораживание — хранение при температуре ниже точки замерзания тканевой жидкости, но близкой к ней. Возможен срок хранения — до 2–3 недель;

В-третьих, замораживание — хранение при температуре значительно ниже точки замерзания тканевой жидкости [11]. Замораживают мясо в том случае, когда оно подлежит дальнейшему транспортированию или хранения в течение длительного срока.

Замораживание проводят в морозильных камерах на подвесных путях или вешалках, а при отсутствии их — на стеллажах с подкладкой листов оцинкованного железа. При этом в морозильной камере поддерживается наиболее низкая техническая достижимая температура.

Продолжительность замораживания говяжьих полутуш или четвертин в среднем составляет 40 часов при температуре минус 18 °С в морозильной камере.

Важным компонентом в ускорении процесса замораживания является циркуляция воздуха. Увеличение скорости движения воздуха до 1 м/с ускоряет замораживание в 2 раза.

В камерах хранения мороженое мясо (полутуши, четвертины) укладывают в штабеля. Норма загрузки составляет для говядины 4000 кг/м³, для баранины 300 кг/м³ и для свинины 450 кг/м³. Чем плотнее уложен штабель, тем меньше усушка мяса во время хранения.

Штабеля должны быть уложены не на пол, а на чистые решетки на расстоянии 30 см от стен и 30–50 см от приборов охлаждения.

Показано, что понижение температуры до минус 18 °С значительно увеличивает сроки хранения говядины, баранины, свинины.

В зимнее время можно пользоваться естественным холодом для замораживания и хранения мороженого мяса. Мясо можно замораживать при температуре воздуха не выше минус 12 °С; для этой цели его подвешивают в легкой дощатой пристройке с окнами, оборудованными жалюзи для циркуляции воздуха в процессе замораживания. В течение холодного периода года можно хранить мороженое мясо в неохлаждаемых складах с обязательным укрытием штабелей мяса брезентами, соломенными матами [19].

Одним из путей сохранения высокого качества продуктов на протяжении длительного времени является снижение температуры ниже криоскопической точки с дальнейшим холодильным хранением в зоне субкриоскопических температур. Сущность данного метода холодильной обработки состоит в частичном подмораживании пищевых продуктов при низких минусовых температурах (минус 35... минус 30 °С) и дальнейшем хранении при температуре минус 2... минус 1 °С. Принципиальным отличием его от других способов охлаждения является образование кристаллов льда в мышечной ткани продуктов. Однако установлено, что действие низких отрицательных температур на биологические объекты неоднозначно. С одной стороны, с снижением температуры уменьшается влияние микробиологических и ферментативных факторов и замедляется скорость течения биохимических процессов. С другой стороны, падение температуры ниже криоскопической точки связано с нежелательными физико-химическими изменениями, что происходит за счет образования кристаллов льда и повышения в следствии этого концентрации солей тканевого и клеточного соков. Режим хранения подмороженного мяса требует тщательного контроля температуры. Снижение температуры вызывает промерзание мяса. При наименьшем повышении температуры мясо оттает, его поверхность увлажнится и будет требовать дальнейшего подсушивания, что

связано с потерей массы. Внешний вид увлажненных туш ухудшается, вероятность их микробиального обсеменения возрастает [12].

Анализ и обобщение научных публикаций по технологии консервирования мяса холодом показывает, что с санитарно-гигиенических и экономических соображений в мировой практике сохраняется общая тенденция перехода на интенсивные методы охлаждения. Но применение интенсивных способов охлаждения и замораживания парного мяса вызывает такие явления, как холодовое сокращение и задубение при размораживании. Они отрицательно влияют на качество мяса, повышая жесткость и потери мышечного сока, дестабилизируя белковые структуры и снижая пищевую ценность. В связи с этим при использовании интенсивных методов холодильной обработки приходится применять дополнительно к охлаждению такие технологические приемы, как электростимуляция туш на протяжении 120 с с током (36 В, 50 Гц) на стадии первичной переработки, выдерживание мяса при повышенных температурах, действие высоких давлений и др.

Анализ данных [3] показывает, что шоковое охлаждение по сравнению с быстрым охлаждением обеспечивает существенное сокращение процесса и снижение потерь массы, тогда как сверхбыстрое охлаждение не приводит к значительного сокращения процесса по сравнению с шоковым охлаждением, но обеспечивает дальнейшую потерю массы (усушку). Шоковое охлаждение туш великого рогатого скота осуществляется с обязательным применением электростимуляции.

Предприятия мясной промышленности Украины чаще всего применяют два способа охлаждения мяса — ускоренный и быстрый. Быстрый способ охлаждения мяса обеспечивает уменьшение процесса в 1,5 раза и снижает усушку на 0,2 % по сравнению с ускоренным способом.

Существуют и другие технологии охлаждения, которые прошли опытно-промышленные проверки и обеспечивают интенсификацию процесса охлаждения мяса, сохранения его качества и значительное сокращение усушки.

Двухстадийное охлаждение мяса с предварительным охлаждением в туннеле применяется для интенсификации быстрого охлаждения и стабилизации температурно-влажностных характеристик камер охлаждения. Технологические параметры этого процесса близки к шоковому охлаждению, а усушка меньшая на 0,1 %.

Охлаждение мяса с осаждением диспергованной воды на его поверхности обеспечивает уменьшение усушки мяса до 0,1 % и снижение влияния на его качество холодового сокращения, поскольку первые 5–6 часов охлаждения мяса осуществляется при плюсовых температурах ($0 \div 10$) с периодическим диспергированием на поверхность полутуш питьевой воды на протяжении одной минуты с интервалом 11 минут до достижения температуры ее поверхности $10 \dots 12$ °С.

Рыба. Благодаря высокой пищевой и биологической ценности, вкусовым качествам рыба широко применяется в повседневном рационе, а также в детском и диетическом питании. По пищевой ценности мясо рыбы не уступает мясу теплокровных животных, а во многих отношениях даже превосходит его.

Пищевая ценность рыбы определяется, прежде всего, содержанием белков, жиров, микро- и макроэлементов, витаминов. А высокая биологическая ценность мяса рыбы обусловлена большим, по сравнению с говядиной и свининой, содержанием высокомолекулярных ненасыщенных жирных кислот [13, 14].

Рыбное сырье содержит протеина больше, чем мясо наземных животных. В рыбе содержатся такие крайне необходимые для человека соединения, как незаменимые аминокислоты, в том числе лизин и лейцин, незаменимые жирные кислоты [13]. Мясо рыбы является источником поступления водорастворимых витаминов (B_1 , B_2 , B_6 , B_{12}), а также жирорастворимых витаминов (А, Д, Е). Кроме этого, при употреблении в пищу рыбы, в организм человека поступают множество минеральных веществ. Это позволяет относить ее к витаминизированным продуктам питания [13,14,15].

Особое значение имеет метионин, относящийся к липотропным противосклеротическим веществам. По содержанию метионина рыба занимает одно из первых мест среди белковых продуктов животного происхождения. Благодаря присутствию аргинина и гистидина, а также высокому коэффициенту эффективности белков (для мяса рыбы он составляет 1,88–1,90, а для говядины — 1,64) рыбопродукты весьма полезны для растущего организма. Белок рыбы отличается хорошей усвояемостью. По скорости переваримости рыбные и молочные продукты идентичны и занимают первое место.

В рыбе больше полноценных белков, а мышцы ее содержат мало грубой соединительной ткани и поэтому значительно нежнее и сочнее, чем мясо теплокровных животных.

Минеральные вещества, содержащиеся в тканях рыб, характеризуются исключительным разнообразием, что объясняется обилием их в воде. Рыба богата калием, кальцием, магнием, фосфором, хлором, серой. Содержание фосфора в мясе рыб составляет в среднем 0,20...0,25 %. Особенно большое физиологическое значение имеют содержащиеся в рыбе в очень малых количествах такие элементы, как железо, медь, йод, бром, фтор и др. С помощью рыбы можно удовлетворить потребность организма в железе на 25 %, фосфоре — на 50–70, магнии — на 20 %. Морепродукты являются богатым источником йода.

В среднем в пресноводных рыбах содержится 6,6 мкг йода на 100 г сухого вещества, в проходных — 69,1 мкг, в полупроходных — 26 мкг, в морских — 245 мкг. Кроме того, рыба богата и микроэлементами — железом, медью, йодом и др. Морская рыба содержит больше минеральных веществ, чем пресноводная.

Экстрактивные вещества содержатся в незначительных количествах, на сильно сказываются на вкусовых и ароматических качествах рыбных изделий и блюд. Кроме свободных аминокислот, органических кислот, углеводов присутствуют аммиак (преимущественно в пресноводной) и триметиламин (преимущественно в морской), придающие ей специфический запах.

Традиционно в Украине разводили рыбу разных видов и пород в прудах системы «Госрыбгоса», но на сегодня эта система почти разрушена и приблизительно 70 % всей реализованной рыбы выращивают в прудах, арендованными частными предпринимателями. К сожалению, такая форма хозяйствования в большинстве случаев не отвечает требованиям интенсивных технологий, как по разведению и выращиванию, так и реализации и сохранения качества товарной рыбы.

В соответствии с [13] товарная рыба из пруда должна соответствовать определенным требованиям действующего стандарта по основным органолептическим показателям, таких как упитанность, внешний вид и масса. Свежая рыба должна иметь прозрачные глаза, интенсивно красные и чистые жабры, блестящую и светлую, с незначительным количеством слизи поверхность и упругое тело без механических повреждений. При выявлении некоторых недостатков органолептических показателей рыбы может быть отнесенная к категории «удержанной» или «испорченной», то есть не пригодной для потребления.

Значительные потери качества рыбы происходят при ее транспортировании к месту реализации или переработки. Эти потери связанные как с изменениями качества, так и потерями массы за счет истощения или стечения. Количество этих потерь зависит как от физиологического состояния рыбы, так и условий транспортирования, а именно плотности загрузки, длительности доставки, температуры воды и средства транспортирования.

Например, потери живой массы карпом только за одни сутки, включая транспортирование и реализацию могут составлять от 3 до 8 % [16], а отход рыбы через не пригодность к реализации увеличивается с возрастанием температуры воды и достигает наивысшего показателя при температуре 15 °С.

Максимальная продолжительность перевозки карпа без предварительного охлаждения при температуре воды от 8 до 10 °С составляет 5 часов, но и при таких условиях приблизительно 2,5 % рыбы гибнет [17, 18].

Рыба и морепродукты относятся к скоропортящимся продуктам. Для сохранения их качества на протяжении длительной доставки от места вылова до потребителя крайне необходим искусственный холод. Рыбу и морепродукты, обработанные холодом, широко употребляют как полуфабрикаты в производстве разных видов рыбной продукции, а также в охлажденной и замороженном состоянии реализуют в розничной торговле. По данным FAO, на часть охлажденной и замороженной продукции приходится более 80 % всей произведенной рыбной пищевой продукции.

Охлаждение рыбы и морепродуктов. Рыбу охлаждают льдом, охлажденной пресной и морской водой, холодным воздухом, криогенными жидкостями (жидкий азот), комбинированными методами (ледяная вода и лед; лед и жидкий азот и др.).

Для охлаждения рыбы льдом применяют разные его виды — чешуйчатый, трубчатый, плитковый и др. Наиболее распространенным способом является охлаждение в инвентарной таре (ящиках, контейнерах, корзинах, мешках и др.) Для этого рыбу сортируют по размерам, тщательно промывают чистой водой, дают ей стечь, после этого сложивают рыбу в тару с льдом в непотрошеном виде. При этом на дно тары помещают шар измельченного льда, толщиной 2–3 см, поверх него укладывают рыбу, потом снова — шар льда. Большую рыбу укладывают ровными рядами головами в разные стороны, а мелкую насыпают равномерным слоем, толщиной не более 10 см. Возможно так же и предварительное перемешивание рыбы с льдом с дальнейшим укладыванием рыбо-ледяной смеси в тару; сверху насыпают дополнительный слой льда.

Во время хранения и транспортирования рыбы на судах с охлаждаемыми трюмами расход льда в ящиках составляет 30...40 % массы рыбы. Во время охлаждения рыбы в бочках на дно насыпают не менее чем 20 %, а на верхний ряд рыбы — не менее 30 % всего количества льда.

Применение контейнеров имеет преимущество: они дают возможность повысить качество рыбы, обеспечивать экономию льда, потому что во время перевозки в контейнерах лед тает на 75 % медленнее, чем в ящиках. Термоизолированные контейнеры с льдом применяют только в районах с холодным климатом, где замедленный теплообмен. В условиях жаркого климата термоизолированные контейнеры не обеспечивают длительного сохранения рыбы, поскольку из-за медленного снижения ее температуры начинается интенсивное развитие микрофлоры.

Охлаждение рыбы льдом имеет ряд недостатков: не рационально используются производственные помещения, камеры холодильников, трюмы суден, усложненны количественны и качественный контроль и учет рыбы, в некоторых случаях не обеспечивается быстрое снижение температуры вылова и др.

Охлаждение рыбы с помощью охлажденной морской или пресной воды имеет ряд преимуществ, основные из них: более быстрое снижение температуры тела рыбы, экономичность процесса во время охлаждения, транспортных операциях и выгрузки в конечных пунктах транспортирования. Наибольшие недостатки — набухание мяса на производственных объектах и его просаливание за счет использования охлажденной морской воды. Отрицательное влияние морской воды уменьшается со снижением температуры, но оно достаточно выражено даже при температурах, близких к криоскопическим. В следствии этого, длительность хранения улова в охлажденной воде ограничена несколькими сутками, иногда часами, и зависит от техно-химических особенностей объектов: проницаемости их кожного покрова, консистенции мяса, размеров и др. Особенно быстро отрицательное влияние охлажденной воды проявляется во время хранения в ней мелкой пелагической рыбы (шпроты, хамса), ракоподобных и моллюсков. Более рациональным является охлаждение водой и хранение во льду или в сухом холодном помещении.

В жидкой среде рыбу охлаждают погружением или орошением. Как охлаждающую среду используют пресную воду, морскую воду или 2 %-й раствор хлористого натрия в пресной воде, осмотическое давление которого равняется давлению тканевого сока рыбы.

На производственных судах рыбу сразу после вылова погружают в специальных корзинах в бак с циркулирующей охлаждающей средой. Хорошие результаты дает добавление в холодную воду льда (соотношение рыбы, воды и льда соответственно 2:1:1). Охлаждать можно и орошением холодным рассолом на конвейере, где рыба по мере его продвижения орошается через форсунки или другие устройства. Достаточно эффективно также использовать вместо водолеяной смеси айсслаппи (ice-slurry) — льдодвойной суспензии или льдошуги.

Длительность охлаждения в холодной воде зависит от размеров рыбы, температуры воды, скорости ее циркуляции, конструкции охладителя и составляет от нескольких минут до 3 часов и больше.

Охлаждение рыбы под вакуумом основывается на частичном испарении воды с ее поверхности во время снижения давления (не ниже 400 Па), что значительно сокращает длительность охлаждения, на есть незначительные потери массы продукта.

Жидкий азот применяют для охлаждения морской воды, кроме этого его применяют вместе с льдом и самостоятельно для охлаждения и хранения упакованной и неупакованной рыбы. В первом случае жидкий азот впрыскивают в морскую воду для ее охлаждения до минус 2...0 °С, после чего погружают в эту воду рыбу. По мере отепления воды впрыскивание жидкого азота повторяют. Во время транспортирования грузовая емкость может охлаждаться периодическим впрыскиванием жидкого азота до кузова авторефрижератора. Еще более эффективным является использование жидкого азота в комбинации с льдом. Благодаря использованию жидкого азота для охлаждения рыбы за счет частичного вытеснения кислорода с ее поверхностных шаров значительно возрастают (в 2–3 раза) дальнейшие сроки ее хранения.

Копченую рыбу, некоторые виды рыбных полуфабрикатов и продуктов кулинарии, для которых не желателен контакт с водой или льдом, охлаждают в воздушной среде. Использование при этом жидкого азота интенсифицирует процесс и значительно улучшает качество продукта.

Замораживание рыбы и рыбных продуктов. Широко применяется замораживание морских рыб, часть которых в мировом добывании составляет приблизительно 85 %. Рыба может быть заморожена одноразово (непосредственно на судах) и двухразово (на судах, а потом на берегу).

В первом случае (непосредственно на судах) осуществляют полное потрошение рыбы, удаление внутренностей, чешуи, нарезка на порции и замораживание в виде готового продукта или полуфабриката.

К основным преимуществам замораживания в не потрошенном виде следует отнести простоту и низкую стоимость технологического оборудования, пригодного для обработки рыбы разных видов, размеров и количества. Кроме этого товарный вид такой рыбы лучший. Недостатки: необходимость обработки и хранения менее ценных частей, что составляют 40...50 % массы рыбы, и возможность снижения качества за двухразового замораживания. Следует отметить, что за данными ИР, разница в качестве между рыбой дво- и одноразового замораживания не значительна, если выдержанны оптимальные условия в процессе первого замораживания и дальнейшего сохранения продукта.

Перед замораживанием рыбу сортируют, а в большой удаляют внутренности, смывают слизь чистой водой. Рыбу замораживают в воздухе с помощью природного холода, в смеси льда и соли, с помощью искусственного холода полученного машинным способом (воздушное замораживание, контактное замораживание в плитковых морозильных аппаратах, из использованием диоксида углерода и азота, в рассоле или комбинированными способами).

Воздушное замораживание с помощью природного холода (при температуре окружающего воздуха не выше минус 10 °С) применяют в местах вылова под льдом. Рыбу разлаживают на предварительно приготовленной ледяной площадке поштучно в один ряд, чтобы обеспечить максимальный теплообмен поверхности с воздухом, по мере замораживания рыбу переворачивают. Большую рыбу замораживают в подвешенном состоянии, мелкую разлаживают слоем толщиной не более 12 см. Из-за сильного мороза и ветра рыба замораживается быстро, при этом обеспечивается высокое качество продукта и значительная экономия энергии.

Замораживание в смеси льда и соли (способ Оттесена) основывается на явлении самоохлаждения смеси льда и кухонной соли, в которой однозначно идут плавление льда и растворенной соли. При этом корочка льда препятствует проникновению соли вглубь тканей рыбы. Длительность замораживания шара рыбы до 6 см составляет 10–11 часов.

Замораживание орошением раствором (способ Заротченцева-Тейлора) предусматривает охлаждение рыбы сначала чистой водой, а потом раствором кухонной соли с температурой минус 20...минус 16 °С и дальнейшее полоскание. Длительность этого способа в 2 раза превышает время замораживания предыдущим способом.

Рыбу замораживают также в камере при температуре минус 30...минус 23 °С с естественной и принудительной циркуляцией воздуха. Во время замораживания сравнительно больших объектов, например блоков с рыбой, оптимальная скорость движения воздушного потока составляет 5 м/с; во время поштучного замораживания продуктов малых размеров воздушных морозильных установках скорость движения среды может быть увеличена до 10 м/с.

На современных промышленных судах рыбу и морепродукты замораживают, как правило, контактным способом с использованием горизонтальных и вертикальных плиточных морозильных аппаратов. Преимуществом этого способа является возможность получения блоков правильной геометрической формы, которые легко складывать для хранения или транспортирования. Такие блоки, изготовленные из филе, из смеси филе и фарша или только из фарша, широко используют для производства рыбных полуфабрикатов, которые пользуются повышенным спросом [14, 15].

Приведенные данные свидетельствуют о том, что в условиях Украины отсутствие развитой системы холодильного хранения продовольственных запасов, приводит к значительным естественным потерям продукции и адекватному возрастанию энергозатрат, вкладываемых в теряемую продукцию. Возрастание потерь приводит к дефициту продукции и заставляет компенсировать потери возрастанием объемов производства пищевого сырья и готовой продукции. Однако существуют определенные пределы, выше которых компенсационное производство становится недопустимым и возникает необходимость в увеличении импорта аналогичной зарубежной продукции. Возрастающая тенденция к возрастанию импорта очень выгодна зарубежным поставщикам, так как позволяет прибыльно реализовать из резервных запасов продукцию, достигшую предельных сроков хранения. Возрастание импорта зарубежной пищевой продукции до предела выше 60 % может привести к потере экономической независимости. По рекомендациям ИР и ЮНЕСКО, что с условий продовольственной безопасности, величина продовольственных запасов должна находиться на уровне 93–97 кг на 1-го человека. В Украине же по статистическим данным 1990 года — около 26 кг. На протяжении последующих 10–12 лет происходило уменьшение числа холодильных объектов, особенно связанных с хранением растительной продукции в агрозоне, в результате чего этот средний показатель упал еще ниже 28 % [1].

Выводы

1. Для решения задач эффективного продолжительного хранения продукции в условиях фермерских и крестьянских хозяйств Украины необходимо поддерживать следующие температурные режимы:

- а) плоды и ягоды — от минус 1 до 0 °С;
- б) свежие овощи и фрукты — от минус 1 до 0 °С;
- в) молоко, творог, сметана — от 0 до 4 °С;
- г) сливочное масло от минус 5 до минус 3 °С;
- д) яйца — от минус 2 до минус 1 °С;
- е) замороженная птица — от минус 15 до минус 12 °С;
- ж) мороженого мяса — от минус 18 до минус 10 °С;
- з) рыбы и морепродуктов — от минус 30 до минус 18 °С.

2. Для повышения качества пищевой продуктов и для повышения сроков их хранения следует обеспечить первичную холодильную обработку в местах их заготовки.

Литература

1. Чепурненко В.П. Состояние системы холодильного хранения продовольственных запасов – индикатор продовольственной безопасности / В.П. Чепурненко, В.М. Кочетов, В.М. Родионенко, Е.М. Томчик // Холодильная техника и технология. – 2008. – № 3. – С. 75.
2. Серадзки Я. Замороженные фрукты и овощи / Я. Серадзки // Морожено & замороженные продукты. – 2001. – № 1. – С. 50–51.
3. Григоренко Н.П. Холодильные установки в сельском хозяйстве / Н.П. Григоренко, Ю.Г. Журавлев. – К.: Урожай, 1981. – 184 с.
4. Москаленко С.П. Механізоване доїння корів та зберігання молока в сучасних умовах господарювання / Москаленко С.П., Ткач В.В., Михайленко П.М., Дріго В.О., Брилянт В.Ф. // Молочное дело. – 2010. – № 3.
5. Рушак О. Дизайн фірмового пакування для молочної продукції / Рушак О., Шматко О. // Молочное дело. – 2010. – № 3.
6. Быкова М.Г. Применение холода для хранения сельскохозяйственных продуктов. – М.: Сельхозиздат, 1963. – 55 с.
7. Димань Т.М. Функціональні продукти: курс на оздоровче харчування / Т.М. Димань // Мясное дело. – 2007. – № 2. – С.16–19.
8. Масліков М.М. Сучасні способи холодильного оброблення м'ясопродуктів / М.М. Масліков // Мясное дело. – 2008. – № 3. – С.32–34.
9. Габриэльянц М.А. Хранение и реализация охлажденного мяса / М.А. Габриэльянц, Л.М. Малютина – М.: Энергетика, 1971. – 94 с.
10. Головкин Н.А. Холодильная технология пищевых продуктов / Н.А. Головкин. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 238 с.
11. Заяс Ю.Ф. Качество мяса и м'ясопродуктів / Ю.Ф. Заяс. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 480 с.
12. Головкин Н.А. Консервирование продуктов животного происхождения при субкриоскопических температурах / Н.А. Головкин, Г.В. Маслова, Скоморовская И.Р. – М.: Агропромиздат, 1987. – 272 с.
13. ГОСТ 1368-91 «Рыба всех видов обработки»
14. Масліков М.М. Способи перероблення риби / М.М. Масліков // Мясное дело. – 2008. – № 2. – С.18–21.
15. Масліков М.М. Холодильне оброблення риби та морепродуктів / М.М. Масліков // Мясное дело. – 2008. – № 2. – С.28–30.
16. Баль В.В. Технология рыбных продуктов / В.В. Баль. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 232 с.
17. Технологические инструкции по заготовке и обработке рыбы-сырца. – М.: Агропромиздат, 1989. – 268 с.
18. ГОСТ 7631-85 «Методы оценки товарной рыбы».

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ХОЛОДИЛЬНОЇ І КРІОГЕННОЇ ТЕХНІКИ, СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ. ПРОБЛЕМИ ПЕРЕХОДУ ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНІ РОБОЧІ ТІЛА

МЕТОДИКА ТА ПРИСТРІЙ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ТЕСТУВАННЯ КОМПРЕСІЙНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИЛАДУ Байдак Ю.В.	5
ВЫБОР СТЕКА–АППАРАТА ВНУТРЕННЕГО ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ОХЛАДИТЕЛЯ Бондаренко В.Л., Сурьянинова Н.Н.	10
ФИЛЬТР ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА ДЛЯ СРЕДСТВ ЗАПРАВКИ БАЛЛОННЫХ ДРОССЕЛЬНЫХ МИКРОКРИОГЕННЫХ СИСТЕМ Ильин В.М., Баранов Е.Д., Михалев А.В.	14
РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ДИСКОВОМ НАСОСЕ ТРЕНИЯ Кишкин А.А., Смирнов П.Н., Делков А.В., Ходенков А.А.	17
ПРИМЕНЕНИЕ ПСЕВДОПРИСТЫХ ПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ ГАЗОСТАТИЧЕСКОГО ПОДВЕСА ПОРШНЯ КОМПРЕССОРОВ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ Лысенко Е.А., Болштянский А.П., Щерба В.Е.	23
ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ САМОВСМОКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИМИ НАСОСАМИ Ломейко О.П., Кулінченко В.Р., Деменюк О.М.	29
О ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БЫТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА ОТ ДОЗЫ ЗАПРАВКИ ЕГО КОМПРЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ ХЛАДОГЕНТОМ (ИЗОБУТАНОМ) И ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ Осокин В.В., Дёмин М.В.	35
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АККУМУЛЯЦИИ ХОЛОДА ДЛЯ КАМЕР ТЕРМООБРАБОТКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ Подмазко И.А., Хмельнюк М.Г.	41
ТУРБОДЕТАНДЕРНА СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ЕЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА ТА ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ПРИВОДНОГО ДИЗЕЛЯ Радченко А.М.	46
ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА ТУРБОДЕТАНДЕРОМ Радченко М.І., Коновалов А.В.	49
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩЕЙ ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ Радченко Р.Н., Охотин С.А., Казанцева В.Е.	52
ОЦЕНКА ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГЛАВНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ Радченко Р.Н., Охотин С.А., Казанцева В.Е.	57

РОЗДІЛ 2

ТЕПЛОВІ НАСОСИ, АКУМУЛЯТОРИ ХОЛОДУ, ТЕПЛОВИКОРИСТУЮЧІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ, ЕНЕРГО- І РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, НЕТРАДИЦІЙНІ МЕТОДИ ОТРИМАННЯ ХОЛОДУ. ПРОБЛЕМИ СТВОРЕННЯ, ДОСЛІДЖЕННЯ І ВИКОРИСТАННЯ НОВИХ МАТЕРІАЛІВ В КОНСТРУКЦІЯХ ЕЛЕМЕНТІВ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН І УСТАНОВОК

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ВТОРИЧНОЙ ТЕПЛОТЫ СУДОВЫХ ДВС ТЕПЛОНАСОСНОЙ ПАРПРОИЗВОДЯЩЕЙ УСТАНОВКОЙ Андреев А.А., Калиниченко И.В.	63
ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕПЛООБМІННИКІВ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ Андреев А.А., Коновалов Д.В., Радченко М.І.	68
ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В АКВАКУЛЬТУРЕ Иванов А.В., Мнацаканян А.Г., Суслов А.Э., Бестужев А.С.	73
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА НИЗКОКИПЯЩЕМ РАБОЧЕМ ТЕЛЕ Мелкозеров М.Г., Ходенков А.А., Делков А.В., Кишкин А.А.	77
РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ПОБУТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА З АВТОНОМНИМ БЛОКОМ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ Малкін Е.С., Красновський І.Н., Ніколаєнко Ю.Є., Фуртат І.Е.	83
ТЕРМОПОДГОТОВКА ВОДЫ ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АКВАКУЛЬТУРЫ Суслов А.Э., Фатыхов Ю.А., Бестужев А.С., Маковская А.И.	86
ПОЛУЧЕНИЕ ХОЛОДА ЗА СЧЁТ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ Плишко О.С., Геллер В.З.	89
РЕГИОНАЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ЭЛЕКТРОГЕНЕРИРУЮЩИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЛИВИИ Радченко Н.И., Эльгерби Рами	93
ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОСИФОНОВ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ (АХА) Титлов А.С., Тюхай Д.С., Дмитренко В.В.	97
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КЕРАМИЧЕСКИХ ПОРИСТЫХ МНОГОКАНАЛЬНЫХ СТРУКТУР В ОБЛАСТИ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ Чебан Д.Н., Дорошенко А.В.	100
МОДЕЛИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ КАМЕРЫ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ Редунов Г.М., Титлов А.С.	108
ПОВЫШЕНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ ПОКРЫТИЙ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИИ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ Краснопольский А., Косенко А., Кузнецов Ю., Казански В., Титлов А.	112
СОЛНЕЧНЫЕ ОСУШИТЕЛЬНО-ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ. РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ Притула В.В., Дорошенко А.В., Жук К.Б.	118

РАЗРАБОТКА СХЕМНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ, СПОСОБНЫХ ОБЕСПЕЧИТЬ НЕОБХОДИМЫЕ ТЕМПЕРАТУРНЫЕ РЕЖИМЫ ХРАНЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ С АЛЬТЕРНАТИВНЫМИ И ВОЗОБНОВЛЯЕМЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ	
Мартынюк А.О., Проць Р.Н., Титлов А.С.	128
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ИСПАРИТЕЛЯ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА В СОСТАВЕ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ	
Титлов А.С., Ищенко И.Н., Титлова О.А., Хоменко Н.Ф.	136
АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ, ПОДВОДИМОЙ В ГЕНЕРАТОРЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА, НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА	
Титлова О.А., Титлов А.С.	148

РОЗДІЛ 3

ТЕРМОДИНАМІЧНІ І ТЕПЛОФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ РОБОЧИХ ТІЛ. ТЕПЛООБМІН В НАНО-СТРУКТУРАХ, НАНО-РІДИНІ, НАНО-ТЕХНОЛОГІЇ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ И ВЯЗКОСТИ КОМПРЕССОРНОГО МАСЛА ISO 9 С ДОБАВКАМИ НАНОЧАСТИЦ TiO_2 И Cu	
Грушко В.О., Зброжек В.О., Геллер В.З.	156
СТРАТЕГИЯ ОТБОРА БИНАРНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ С НИЗКИМ ПОТЕНЦИАЛОМ ГЛОБАЛЬНОГО ПОТЕПЛЕНИЯ	
Бодарев Д.А., Артеменко С.В., Хмельнюк М.Г., Мазур В.А.	161
КОНДЕНСАЦИЯ И ИСПАРЕНИЕ ПАРОВ ВОДЫ НА НАНОПОРИСТЫХ АДСОРБЕНТАХ	
Кутаров В.В., Лапардин Н.И., Длубовский Р.М., Шевченко В.Н.	168
ДАВЛЕНИЕ КИПЕНИЯ И ВЯЗКОСТЬ СМЕСИ СМАЗОЧНОГО МАСЛА ISO 68 И ХЛАДАГЕНТА R410A	
Лапардин Н.И.	173
АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДОАММИАЧНОГО РАСТВОРА	
Осадчук Е.А., Титлов А.С.	178

РОЗДІЛ 4

НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ХАРЧОВІЙ І ПЕРЕРОБНІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

ИССЛЕДОВАНИЕ МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ СУХОМ ПОСОЛЕ РЫБЫ	
Бестужев А.С., Фатыхов Ю.А., Суслов А.Э., Балашов С.О.	184
ВПЛИВ РЕЖИМІВ ВАКУУМНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ НА ЗБЕРЕЖЕНІСТЬ ТА ЯКІСТЬ ПЛОДІВ ЧЕРЕШНІ	
Арестов А.Ю., Ломейко О.П.	187
РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ СКЛАДА-ХОЛОДИЛЬНИКА НА М'ЯСОКОМБІНАТІ	
Жуковський Е.Й., Чабаров В.О., Шевченко З.І.	191

ВНУТРІШНЬОГОСПОДАРСЬКИЙ ОБЛІК ЯКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ ТОВАРУ У СИСТЕМІ РАННЬОГО УПЕРЕДЖЕННЯ КРИЗОВИХ ЯВИЩ Іванюта П.В.	195
АНАЛІЗ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ ХЛІБОПЕКАРНОГО ПІДПРИЄМСТВА Крусір Г.В., Шевченко Р.І., Мартинюк І.О.	199
ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ СЕРТИФИКАЦИИ ЗЕРНОПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ ПО ISO 14001:2004 Крусир Г.В., Яшкина В.В.	203
АНАЛІЗ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ КОНСЕРВНОГО ЗАВОДУ Крусір Г.В., Шевченко Р.І., Осматескул О.Г.	210
ЕКОЛОГІЧНИЙ КОНТРОЛЬ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ І ВИРОБНИЦТВ Крусір Г.В., Русева Я.П., Яшкіна В.В.	213
ІДЕНТИФІКАЦІЯ РИЗИКІВ ПРОДУКЦІЇ ВИНОРОБНОГО ПІДПРИЄМСТВА ЗА СИСТЕМОЮ НАССР Крусір Г.В., Захарчук В.Г., Соколова І.Ф.	218
ВИКОРИСТАННЯ ОЗОННИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ШТУЧНОГО ХОЛОДУ У ГАЛУЗЯХ АПК Кудашев С.М., Бабков А.В., Пушкар Т.Д., Новицька Н.С.	221
ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ФІЛЬТРАЦІЇ ПИВА В УМОВАХ АВ «IN BEV УКРАЇНА» Левашов В.В., Мельник І.В.	226
МОНІТОРИНГ РИНКУ ВИРОБНИЦТВА ТА СПОЖИВАННЯ ЗАМОРОЖЕНОЇ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ В УКРАЇНІ ТА СВІТІ Мадани Абделкадер	232
ЗАКОНОДАВЧО-НОРМАТИВНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ЯКОСТІ ТА БЕЗПЕЧНОСТІ ЗАМОРОЖЕНОЇ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ Мадані Абделкадер	237
АНАЛИЗ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПРОЦЕССА САХАРО-РАФИНАДНОГО ПРОИЗВОДСТВА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭКСЕРГОТОПОЛОГИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ НА ГРАФАХ Мельник С.И.	240
АНАЛИЗ СТРАТЕГИИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ (РЕМОНТОВ) ОБЪЕКТОВ ПИЩЕВОГО ПРОИЗВОДСТВА ПРИ ВНЕЗАПНЫХ ОТКАЗАХ Мельник С.И.	243
РАЗРАБОТКА РЕЖИМОВ ХРАНЕНИЯ НЕФЕРМЕНТОВАННЫХ АЦИДОФИЛЬНЫХ СЫВОРОТОЧНЫХ НАПИТКОВ С ЭКСТРАКТАМИ ЭХИНАЦЕИ И СОКОМ Могилянська Н.О., Волкова А.В.	252
НИЗЬКІ ТЕМПЕРАТУРИ ЯК ЧАСТИНА СТРАТЕГІЇ ЗМЕНШЕННЯ НЕБЕЗПЕЧНИХ КОМПОНЕНТІВ У М'ЯСОПРОДУКТАХ Оносова І.А.	256
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИХАННЯ ЯБЛУК З УРАХУВАННЯМ ДИНАМІКИ КОНЦЕНТРАЦІЇ ЕТИЛЕНУ Потапов С.Г., Масліков М.М.	260
ВПЛИВ ВИДУ ГІДРОКОЛОЇДУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СОУСУ-ДРЕСИНГУ ПРИ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОМУ ЗБЕРІГАННІ Тележенко Л.М., Жмудь А.В.	264
ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ ПРОРОЩЕНОГО ЗЕРНА СОЧЕВИЦІ ПРИ ХОЛОДИЛЬНОМУ ЗБЕРІГАННІ Тележенко Л.М., Атанасова В.В.	270

ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ З ПОШУКУ ОПТИМАЛЬНИХ УМОВ ПРОЦЕСУ ШПРИЦЮВАННЯ КОВБАСНОГО ФАРШУ Топольник В.Г., Мілохова Т.А., Кузьмін О.В.	274
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТОНКОГО КРИОИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ГИДРОБИОНТОВ Фатыхов Ю.А., Суслов А.Э., Бестужев А.С.	277
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ОБРАБОТКИ ЗЕРНА МЕЛКОСЕМЕННЫХ КУЛЬТУР Петушенко С.Н.	280
ОБОБЩЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ПО МАССООБМЕНУ ПРИ БЛОЧНОМ ВЫМОРΑЖИВАНИИ СТОЛОВЫХ СУХИХ ВИН Радионова О.В., Осипова Л.А., Бурдо О.Г.	284
АНАЛІЗ ВПЛИВУ РІЗНИХ СПОСОБІВ ОХОЛОДЖЕННЯ НА ПОКАЗНИК рН М'ЯСА Савінок О.М., Титлов О.С., Рибак В.В., Ацо Кузелов	290
ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІФЕНОЛЬНИХ СПОЛУК В ВОДНИХ ЕКСТРАКТАХ ЧАЮ І КАВИ Лисогор Т.А., Могилянська Н.О., Кручек О.А.	294
АНАЛІЗ РЕЖИМОВ ХОЛОДИЛЬНОГО ХРАНЕННЯ ПРОДУКТОВ ПРОИЗВОДСТВА И ПЕРЕРАБОТКИ ФЕРМЕРСКИХ И КРЕСТЬЯНСКИХ ХОЗЯЙСТВ УКРАИНЫ Ищенко И.Н.	298