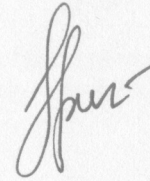


Автореферт  
Г85

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ

ГРИЧ АРТЕМ ВІКТОРОВИЧ



УДК 621.574

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНДИЦІОНУВАННЯ  
ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ  
МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ УСТАНОВКИ  
АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ**

Спеціальність 05.05.14 – Холодильна, вакуумна та компресорна техніка,  
системи кондиціювання

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Одеса – 2016

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки (МОН) України

**Науковий керівник –** доктор технічних наук, професор  
**Радченко Микола Іванович,**  
завідувач кафедри кондиціювання  
та рефрижерації Національного університету  
кораблебудування імені адмірала Макарова  
МОН України

**Офіційні опоненти –** доктор технічних наук, професор  
**Лагутін Анатолій Юхимович,**  
професор кафедри холодильних машин,  
установок і кондиціювання повітря  
Одеської національної академії харчових  
технологій МОН України,

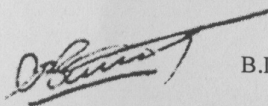
доктор технічних наук, професор  
**Ткаченко Станіслав Йосипович,**  
завідувач кафедри теплоенергетики  
Вінницького національного технічного  
університету МОН України

Захист дисертації відбудеться « 03 » жовтня 2016 р. о 15<sup>00</sup> годині  
в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д41.088.03 в Одеській  
національній академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3,  
м. Одеса, 65082, Україна.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Одеської національної  
академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса,  
65082, Україна.

Автореферат розіслано « 29 » серпня 2016 р.

Вчений секретар спеціалізованої  
вченої ради Д41.088.03,  
доктор технічних наук, професор



В.І. Мілованов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

### Актуальність теми дослідження.

Проблема кондиціювання повітря машинного відділення (МВ) особливо гостро стоїть для установок автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення на базі газових двигунів (ГД), які випускаються у вигляді когенераційних модулів зі штатними (навішеними на ГД) теплообмінниками відведення їх скидної теплоти на нагрів води. У традиційних системах кондиціювання МВ таких установок охолоджується все припливне повітря, яке надходить до МВ або зон розташування ГД, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором (ТК) ГД. За теплового клімату через значні теплоприпливи до МВ ззовні, тепловиділення від ГД і навішених на ГД теплообмінників температура повітря на вході ТК ГД висока, що призводить до зростання витрат палива та зменшення електричної потужності. Дефіцит холоду та його нераціональне використання в існуючих системах кондиціювання МВ з охолодженням великих об'ємів припливного повітря, його подачею в МВ, а звідти – на вхід ТК ГД, призводять до підвищення температури повітря на вході ГД і, як наслідок, погіршення їх паливної ефективності та скорочення виробництва електричної енергії. Тому завдання розробки системи кондиціювання припливного повітря МВ установок автономного енергозабезпечення, яка б підтримувала низькі температури повітря на їх вході за мінімальних витрат холоду, є актуальним.

Кондиціюванню повітря, у тому числі шляхом трансформації скидної теплоти в холод, присвячені роботи А.А. Гоголіна, Ю.В. Захарова, С.В. Рижкова, Б.В. Димо, М.І. Радченка, А.Ю. Лагутіна, М.Г. Хмельнюка, В.А. Голікова, М. Carvalho, M. Nixdorf, S. Campanary, E. Macchi та інших відомих учених. Проте питання скорочення енергетичних витрат в системах кондиціювання повітря машинних відділень установок автономного енергозабезпечення лишаються не вирішеними.

Науково-прикладною задачею, яка вирішується в дисертаційній роботі, є розробка тепловикористовуючої системи зонального кондиціювання припливного повітря МВ установки автономного енергозабезпечення з подачею охолодженого повітря на вхід турбокомпресорів газових двигунів, що забезпечує скорочення енерговитрат на кондиціювання і зменшення споживання палива енергоустановкою за рахунок глибокого (до 7...10 °С) охолодження повітря на вході.

### Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Наведені в дисертації матеріали узагальнюють результати робіт, виконаних автором у рамках державної науково-технічної програми "Новітні та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромислового комплексу" і планів НДР Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, НДР № 0115U000300 "Науково-технічні основи тригенераційних полінарних технологій на низькокиплячих робочих тілах для двигунів і енергетичних установок", в якій автор брав участь як молодший науковий співробітник.

xv 1346  
ІНСТИТУТ ХОЛОДА  
ОНАХТ  
БІБЛІОТЕКА

**Метою наукового дослідження** є скорочення енерговитрат на кондиціювання припливного повітря машинного відділення установки автономного енергозабезпечення шляхом раціональної організації процесів тепловологісної обробки повітря з трансформацією скидної теплоти в холод.

**Основні задачі наукового дослідження:**

- виявити і реалізувати резерви скорочення енерговитрат на кондиціювання припливного повітря МВ установки автономного енергозабезпечення, обумовлених охолодженням великих об'ємів припливного повітря та значними теплоприпливами у МВ;

- розробити систему кондиціювання припливного повітря МВ, що забезпечує скорочення енерговитрат на кондиціювання і споживання палива енергоустановкою за рахунок зонального повітропостачання та глибокого (до 7...10 °С) охолодження повітря на вході;

- розробити способи раціональної організації процесів тепловологісної обробки припливного повітря в повітроохолоджувачах системи кондиціювання МВ, що забезпечують глибоке охолодження повітря на вході ГД і зональне повітропостачання при мінімальних енерговитратах;

- розробити фізичну і математичну моделі двоступеневого повітроохолоджувача тепловикористовуючої системи кондиціювання припливного повітря МВ установки автономного енергозабезпечення з урахуванням зміни кліматичних умов експлуатації, підтвердити адекватність розрахункових характеристик даним моніторингу параметрів системи кондиціювання та фірм-розробників повітроохолоджувачів;

- визначити раціональні параметри тепловикористовуючої системи кондиціювання повітря на вході установки автономного енергозабезпечення (холодопродуктивність, температурні режими, витрата повітря), що забезпечують скорочення енерговитрат на кондиціювання і споживання палива.

**Об'єктом дослідження** є процеси кондиціювання припливного повітря машинного відділення установки автономного енергозабезпечення.

**Предмет дослідження** – процеси і параметри тепловологісної обробки припливного повітря в системі кондиціювання машинного відділення установки автономного енергозабезпечення з трансформацією скидної теплоти в холод.

**Методика і методи дослідження.** Використані фізико-математичний метод дослідження (натурні випробування та моделювання роботи повітроохолоджувачів). Раціональні параметри системи кондиціювання припливного повітря МВ з двоступеневим охолодженням і трансформацією скидної теплоти в холод обчислювалися за розробленою методикою, адекватність результатів підтверджено експериментальними даними та розрахунками за програмами фірм-розробників повітроохолоджувачів.

**Наукові результати, які автор захищає, та їхня новизна:**

1. Вперше запропоновано і реалізовано підхід до розробки системи кондиціювання повітря МВ когенераційних ГД установки автономного енергозабезпечення технологічного виробництва, який базується на принципі

зонального кондиціювання МВ з подачею охолодженого повітря на вхід ГД і вентиляцією зон інтенсивного тепловиділення.

2. Вперше розроблені способи раціональної організації процесів тепловологісної обробки припливного повітря МВ установки автономного енергозабезпечення шляхом двоступеневого охолодження повітря і трансформації скидної теплоти в каскадній абсорбційно-парокомпресорній холодильній машині (КАПКХМ) з холодопостачанням високотемпературного ступеня повітроохолоджувача від АБХМ і низькотемпературного ступеня від КАПКХМ.

3. Розроблено фізичну і математичну моделі двоступеневого повітроохолоджувача припливного повітря МВ установки автономного енергозабезпечення, які відрізняються тим, що процеси тепловологісної обробки повітря розраховуються для повітряних потоків у міжреберних каналах для обох ступенів без їх змішування. Адекватність математичної моделі підтверджено задовільним узгодженням розрахованих теплових характеристик повітроохолоджувачів з даними моніторингу і результатами розрахунку за програмами фірм-розробників теплообмінників.

4. Визначено раціональні параметри тепловикористовуючої двоступеневої системи зонального кондиціювання повітря установки автономного енергозабезпечення (питомі холодопродуктивності високо- і низькотемпературного ступенів повітроохолоджувача, температури повітря на виході), що забезпечують скорочення питомого споживання палива на 2...3 г/(кВт·год) і підвищення на 2...3 % електричної потужності ГД JMS 420.

5. Розроблені підхід та способи раціональної організації процесів тепловологісної обробки припливного повітря МВ когенераційних ГД, фізична та математична моделі двоступеневого повітроохолоджувача у сукупності складають теоретичну основу вдосконаленого методу розрахунку, проектування та конструювання систем кондиціювання повітря МВ установок автономного енергозабезпечення, що забезпечують розв'язання комплексних проблем ефективності і використання паливно-енергетичних ресурсів.

**Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій** забезпечуються коректною постановкою завдань теоретичного й експериментального досліджень, підтвердженням адекватності математичної моделі із задовільним узгодженням розрахункових і експериментальних даних, застосуванням сучасних методів експериментального дослідження, аналітичного та чисельного моделювання.

**Практичну цінність** становлять наступні результати дослідження: схемо-технічні рішення систем зонального кондиціювання МВ з двоступеневим охолодженням припливного повітря і трансформацією скидної теплоти ГД з холодопостачанням високотемпературного ступеня від АБХМ і низькотемпературного ступеня від КАПКХМ; методика і програма розрахунку характеристик (холодопродуктивності, температурних режимів) системи зонального кондиціювання МВ установки автономного

енергозабезпечення з двоступеневим охолодженням повітря і врахуванням зміни кліматичних умов експлуатації.

**Особистий внесок здобувача** полягає у виявленні та реалізації резервів скорочення енерговитрат на кондиціювання МВ установки автономного енергозабезпечення; способі кондиціювання МВ за зональним принципом; способах раціональної організації процесів тепловологісної обробки повітря в повітроохолоджувачах; розробці методики і програми розрахунку характеристик тепловикористовуючої системи кондиціювання повітря на вході установки автономного енергозабезпечення з урахуванням зміни кліматичних умов експлуатації; підтвердженні адекватності розрахункових характеристик даними моніторингу системи кондиціювання та розрахунками за програмами фірм-розробників повітроохолоджувачів; раціональних параметрах тепловикористовуючої системи кондиціювання повітря на вході установки автономного енергозабезпечення, що забезпечують скорочення енерговитрат на кондиціювання і споживання палива.

**Апробація і повнота викладення результатів роботи у публікаціях.** Основні наукові та практичні результати дисертаційного дослідження одержали позитивну оцінку на міжнародних конференціях: "Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиювання та рефрижерації" (Миколаїв: НУК, 2013, 2015); "Еколого-енергетичні проблеми сучасності" (Одеса, ОНАХТ, 2015 р.); "Інновації в суднобудуванні й океанотехніці" (Миколаїв: НУК, 2013, 2015); VII, VIII конференції "Проблеми екології й енергозбереження в суднобудуванні" (Миколаїв: НУК, 2014, 2016).

**Публікації.** По темі дисертації опубліковано 27 наукових праць, у тому числі 9 статей у спеціалізованих виданнях та 18 доповідей і тез доповідей (без співавторів 10).

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Обсяг дисертації становить 155 сторінок основного машинописного тексту і 3 сторінки додатків, 76 рисунків і 4 таблиці. Бібліографія містить 129 найменувань на 17 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано об'єкт і предмет дослідження, мету і головні завдання дисертаційної роботи, визначено наукову новизну, теоретичне та практичне значення здобутих результатів, відображено повноту викладення в публікаціях та ступінь їхньої апробації на конференціях.

У першому розділі наведено огляд теоретичних та експериментальних досліджень з кондиювання припливного повітря МВ установок автономного енергозабезпечення, зокрема на базі когенераційних модулів ГД, з отриманням холоду шляхом трансформації скидної теплоти тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ). Проаналізовано існуючі системи кондиювання повітря МВ.

Особливістю установок автономного енергозабезпечення на основі ГД є погіршення їх паливної ефективності та зменшення електричної потужності при високих температурах повітря на вході, що викликає необхідність його охолодження. В існуючих системах кондиювання МВ з охолодженням великих об'ємів припливного повітря, його подачею в МВ, а звідти – на вхід ГД, через значні теплоприпливи до МВ ззовні, тепловиділення від ГД і навішених на них теплообмінників відведення скидної теплоти на нагрів води це потребує значних витрат холоду. Особливо гостро проблема охолодженням МВ стоїть в установках автономного енергозабезпечення технологічних виробництв, призначенням яких є забезпечення холодом передусім технологічних процесів, а можливості його використання для охолодження припливного повітря МВ, а відтак і повітря на вході ГД обмежені. Цілком очевидно, що вирішення зазначених питань можливе лише за умов раціональної організації як процесів в усій системі кондиювання, так і тепловологісної обробки припливного повітря в повітроохолоджувачах.

На рис. 1 наведено систему кондиювання МВ установки автономного енергозабезпечення ТОВ "Сандора"-"Pepsico Ukraine з охолодженням припливного повітря в центральному кондиюнері та його подачею в МВ, а звідти – на вхід когенераційного модуля ГД.

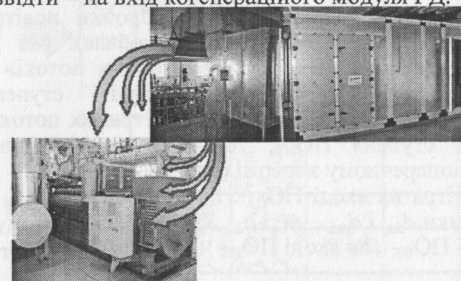


Рис. 1. Система кондиювання МВ установки автономного енергозабезпечення ТОВ "Сандора"-"Pepsico Ukraine" з охолодженням повітря в центральному кондиюнері

Зроблено висновок про нераціональне використання холоду в існуючих системах кондиювання МВ установок автономного енергозабезпечення через великі обсяги припливного повітря при подачі на вхід когенераційних модулів ГД повітря з МВ, значні теплоприпливи та тепловиділення, що призводить до підвищення температури повітря на вході ГД і, як наслідок, до зростання витрат палива та зменшення електричної потужності.

За результатами аналізу сформульовано мету і задачі наукового дослідження.

У другому розділі обґрунтовано напрям підвищення ефективності кондиювання МВ когенераційних модулів ГД установок автономного енергозабезпечення технологічних виробництв, який базується на принципі зонального кондиювання МВ з подачею охолодженого повітря на вхід ГД і вентиляцією зон інтенсивного тепловиділення, подано гіпотези вирішення поставлених завдань, стисло викладено методологічні засади дослідження.

Виходячи з особливостей систем кондиювання припливного повітря

МВ установок автономного энергозабезпечення технологічних виробництв, в яких холодопостачання технологічних процесів здійснюється як тепловикористовуючими абсорбційними, так і парокompресорними холодильними машинами (АБХМ і ПКХМ), визначено підходи та гіпотези вирішення поставлених завдань шляхом двоступеневого глибокого охолодження припливного повітря (до 7...10 °С) з холодопостачанням ступенів від АБХМ і ПКХМ та реалізації принципу зонального кондиціонування МВ, покладені в основу визначення способів організації процесів ступінчастої тепловологісної обробки повітря в повітроохолоджувачах та раціональних параметрів процесів, схемо-технічних рішень систем кондиціонування МВ, які забезпечують скорочення споживання палива енергоустановкою та енергетичних витрат на систему кондиціонування.

У третьому розділі наведено основні положення математичної моделі процесів двоступеневого охолодження припливного повітря МВ водою (з холодопостачанням високотемпературного ступеня від АБХМ, а низькотемпературного ступеня від ПКХМ), виконано порівняння параметрів, розрахованих за розробленою моделлю, з результатами розрахунків за програмами фірм-розробників кондиціонерів і повітроохолоджувачів, підтверджено її адекватність.

Прийнято розрахункову модель двоступеневого трубчато-пластинчатого повітроохолоджувача, за якою процеси тепловологісної обробки повітря розраховуються для повітряних потоків у міжреберних каналах без їх змішування у поперечних перерізах, коли параметри повітряних потоків у міжреберних каналах на виході з високотемпературного ступеня повітроохолоджувача ПО<sub>ВТ</sub> є вихідними для відповідних повітряних потоків на вході низькотемпературного ступеня ПО<sub>НТ</sub>, тобто без усереднення параметрів повітряних потоків у поперечному перерізі (рис. 2).

Параметри припливного повітря на вході ПО<sub>ВТ</sub>:  $t_{в1} = t_{нв}$ ,  $\Phi_1 = \Phi_{нв}$ ,  $t_{w1}$ ,  $G_{в}$ ,  $G_w$ , геометричні характеристики  $d_{вн}$  і  $d_{зов}$ ,  $n_1$  і  $n_2$ ,  $S_p$ ,  $\delta_p$ ,  $\beta$ .

Параметри повітря на виході ПО<sub>ВТ</sub> (на вході ПО<sub>НТ</sub>):  $t_{в2/ВТ} = t_{в1/НТ}$ ,  $\Phi_{2/ВТ} = \Phi_{1/НТ}$ ,  $t_{w2/ВТ}$ ,  $t_{w1/НТ}$ ,  $Q_{0ВТ}$

Параметри повітря на виході ПО<sub>НТ</sub>:  $t_{в2} = t_{в2/НТ}$ ,  $\Phi_2 = \Phi_{2/НТ}$ ,  $t_{w2/НТ}$ ,  $\Delta t_{в} = t_{в1} - t_{в2}$ ,  $Q_{0ПО} = Q_{0ВТ} + Q_{0НТ}$

Обмеження і припущення: стаціонарна постановка задачі; відсутність змішування повітряних потоків у міжреберних каналах.

Основні рівняння математичної моделі.

Рівняння теплових балансів по воді, повітряю і теплопередачі для  $i$ -ї ділянки прямої трубки  $m$  у поперечному перерізі повітряного потоку у міжреберних каналах:

$$Q_{0m(i)} = G_w c_{pw} \cdot (t_{w2m(i+1)} - t_{w2mi});$$

$$Q_{0m(i)} = G_{в(i)} c_{в} \cdot (t_{в1m(i)} - t_{в2m(i)}) \cdot \xi;$$

$$Q_{0m(i)} = k_i d \theta_i F_i,$$

де  $G_{в(i)}$  – витрата повітряного потоку, який обтікає  $i$ -ту ділянку прямої трубки:  $G_{в(i)} = G_{в1} / k$ ;  $G_{в1}$  – витрата повітря, що обтікає пряму трубку довжиною  $L$ , однаковою для всіх прямих трубок по ходу повітря кількістю

$n_2 : G_{в1} = G_{в} / n_1$ , де  $n_1$  – кількість трубок у поперечному перерізі;  $\xi = Q_0 / [G_{в} c_{в} \cdot (t_{в1} - t_{в2})]$  – коефіцієнт вологовипадіння.

Витрата води через одну U-подібну трубку:  $G_{w1} = \rho_w \cdot w_w \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 / 4$ , кг/с, де  $\rho_w$  – густина води;  $w_w$  – швидкість води; загальна витрата води:  $G_w = G_{w1} \cdot m / 2$ .

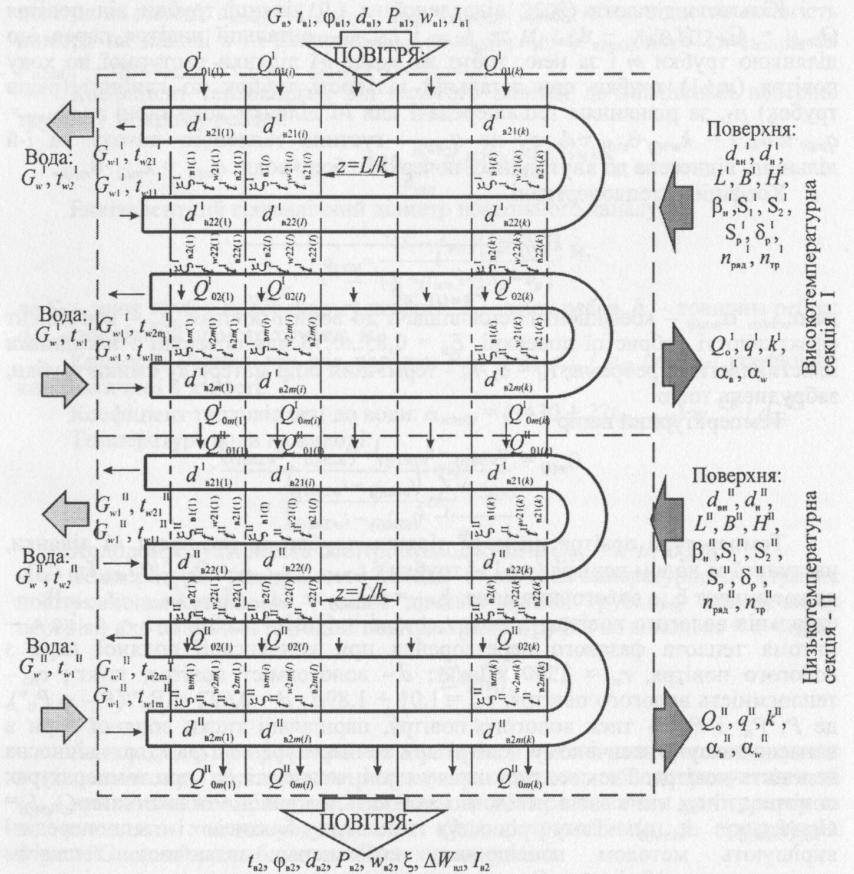


Рис. 2. Розрахункова схема двоступеневого трубчато-пластинчатого повітроохолоджувача відповідно до моделі процесів тепловологісної обробки повітря без змішування у поперечних перерізах повітряних потоків у міжреберних каналах

Відповідно до прийнятої розрахункової моделі температура повітря на виході з  $i$ -ї ділянки трубки  $m$  ( $m$  – порядковий номер трубки за ходом повітря)

є температурою на вході відповідної  $i$ -ї ділянки наступної по ходу повітря трубки.

Розрахунки ведуть покроково по довжині  $L$  прямої трубки в поперечному перерізі повітряного потоку – по  $i$ -м елементарним ділянкам ( $i = 1...k$ ) довжиною  $z$  кожна:  $Q_{0m(i)} = G_w c_{pw} (t_{w2m(i+1)} - t_{w2mi})$ . Температура води на вході в кожну U-подібну трубку  $t_{w1}$ .

Кількість теплоти  $Q_{0m(i)}$ , відведеної на  $i$ -ї ділянці трубки від повітря  $Q_{0m(i)} = G_{в(i)} (I_{в1m(i)} - I_{в2m(i)})$ , де  $I_{в1m(i)}$  і  $I_{в2m(i)}$  – ентальпії повітря перед  $i$ -ю ділянкою трубки  $m$  і за нею, тобто на вході  $i$ -ї ділянки наступної по ходу повітря ( $m+1$ ) трубки при загальній кількості труб по глибині (рядів трубок)  $n_2$ , за рівнянням теплопередачі для  $i$ -ї ділянки довжиною  $z$ :  $Q_{0m(i)} = q_{m(i)} \cdot \pi \cdot d_{вн} \cdot z = k_{вм(i)} \cdot \theta_{m(i)} \cdot \pi \cdot d_{вн} \cdot z$ , де  $q_{m(i)}$  – густина теплового потоку на  $i$ -ї ділянці, віднесена до внутрішньої поверхні з боку води:  $q_{m(i)} = k_{m(i)} \cdot \theta_{m(i)}$ .

Коефіцієнт теплопередачі

$$k_{m(i)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вм(i)} E_{н\beta}} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_{wm(i)}}},$$

де  $\alpha_{wm(i)}$ ,  $\alpha_{вм(i)}$  – коефіцієнти тепловіддачі до води і повітря;  $E_{н}$  – коефіцієнт ефективності ребристої поверхні,  $E_{н} = 0,85...0,95$  для поверхні з насадними пластинчастими ребрами;  $R_i = \delta_i / \lambda_i$  – термічний опір матеріалу стінки трубки, забруднень тощо.

Температурний напір

$$\theta_{m(i)} = \frac{(t_{в1m(i)} - t_{w1m(i)}) - (t_{в2m(i)} - t_{w2m(i)})}{\ln \frac{(t_{в1m(i)} - t_{w1m(i)})}{(t_{в2m(i)} - t_{w2m(i)})}}.$$

Температура повітря після  $i$ -ї ділянки трубки  $m$  (на вході  $i$ -ї ділянки, наступної за ходом повітря ( $m+1$ )-ї трубки):  $t_{в2m(i)} = t_{в1m(i)} - Q_{0m(i)} / (G_{в(i)} \cdot \xi_{(i)} \cdot c_{вл})$ , де коефіцієнт  $\xi_{m(i)}$  вологовипадіння:  $\xi_{m(i)} = (I_{в1m(i)} - I_{в1m(i)}) / [c_{вл} (t_{в1m(i)} - t_{в2m(i)})]$ ; ентальпія вологого повітря:  $I_{в} = c_{вл} \cdot t_{в} + r_n \cdot d = (1,01 + 1,89d) t_{в} + r_n \cdot d$ , де  $r_n$  – питома теплота фазового перетворення при конденсації водяної пари з вологого повітря,  $r_n \approx 2500$  кДж/кг;  $d$  – вологовміст повітря, кг/кг;  $c_{вл}$  – теплоємність вологого повітря:  $c_{вл} = 1,01 + 1,89d$ ,  $d = 0,622 \phi P_n'' / (P - \phi P_n'')$ , де  $P$ ,  $P_n$  і  $P_n''$  – тиск вологого повітря, парціальні тиски водяної пари в ненасиченому й насиченому повітрі при температурі повітря  $t_{в}$ ,  $\phi$  – відносна вологість повітря. Тиск водяної пари у стані насичення  $P_n''$  при температурах повітря  $t_{в1}$  і  $t_{в2}$ , які в свою невідомі і залежать від невідомої величини  $Q_{0m(i)} = G_{в(i)} (I_{в1m(i)} - I_{в1m(i)})$ . Тому рівняння теплових балансів і теплопередачі вирішують методом послідовних наближень, задаючись тепловим навантаженням  $i$ -ї ділянки  $Q_{0m(i)}$  з наступним уточненням.

Відносна вологість повітря на вході  $i$ -ї ділянки (для першої по ходу повітря трубки параметри повітря на вході для всіх ділянок трубки однакові):  $\phi_1 = d_{в1} \cdot P_{в} / [P_{н1}'' \cdot (0,622 + d_{в1})]$ .

Середня температура води:  $t_{w,cp,m(i)} = (t_{w1m(i)} + t_{w2m(i)}) / 2$ , °C.

Параметри повітря у поверхні: температура  $t_{в3m(i)} = t_{w,cp,m(i)} + (1...3)$ , °C; вологовміст  $d_{в3m(i)} = 0,622 P_{п3m(i)}'' / (P_{в} - P_{п3m(i)}'')$ , де  $P_{п3}''$  – тиск насиченої водяної пари при температурі повітря у поверхні  $t_{в3m(i)}$ ; теплоємність  $c_{в3m(i)} = 1,01 + 1,89 d_{в3m(i)}$ ; ентальпія  $I_{в3m(i)} = c_{в3m(i)} t_{в3(i)} + 2500 d_{в3m(i)}$ .

Ентальпія повітря на виході з  $i$ -ї ділянки:  $I_{в2m(i)} = I_{в1m(i)} - Q_{0m(i)} / G_{в(i)}$ , де  $G_{в1(i)} = G_{в1} / k$  – витрата повітря через одну ділянку трубки; вологовміст повітря на виході:  $d_{в2m(i)} = (I_{в2m(i)} - t_{в2m(i)} \cdot c_{в1m(i)}) / 2500$ , кг/кг; відносна вологість повітря на виході з  $i$ -ї ділянки:  $\phi_{2m(i)} = d_{в2m(i)} \cdot P_{в} / (P_{п2m(i)}'' \cdot (0,622 + d_{в2m(i)}))$ , де  $P_{п2m(i)}''$  – при  $t_{в2m(i)} = t_{в1m(i)} - Q_{0m(i)} / (G_{в(i)} \cdot \xi_{(i)} \cdot c_{вл})$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від вологого повітря до зовнішньої поверхні трубок у мокрому режимі

$$\alpha_{в,m(i)} = 0,25 \frac{\lambda_{в}}{d_{екв}} Re_{в}^{0,56} \xi_{2,41-0,56lg Re_{в}}.$$

Еквівалентний гідравлічний діаметр повітряного каналу:

$$d_{екв} = \frac{2(S_1 - d_{зов})(S_p - \delta_p)}{(S_1 - d_{зов}) + (S_p - \delta_p)}, \text{ м},$$

де  $S_1$  – крок труб у поперечному перерізі,  $S_p$  – крок ребер,  $\delta_p$  – товщина ребра;  $d_{зов}$  – зовнішній діаметр трубки, м.

Критерій Рейнольдса для повітря:  $Re_{в} = w_{в} \cdot d_{екв} / \nu_{в}$ , де  $\nu_{в}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості.

Коефіцієнт тепловіддачі до води:  $\alpha_{wm(i)} = (1430 + 22 t_{w,cp,m(i)}) \cdot w_w^{0,8} / d_{вн}^{0,2}$ .

Температура води на виході:

$$t_{w2} = \frac{\sum_{k=1}^{m/2} t_{w2m(k)}}{m/2}.$$

Холодопродуктивність повітроохолоджувача  $Q_{0,p} = k n_1 \sum Q_{0(i)}$ .

Температура повітря на виході з низькотемпературного ступеня повітроохолоджувача ( $k$  – число ділянок прямої трубки у поперечному перерізі; для останньої за ходом повітря прямої трубки на виході  $m + u = n_2$ ):

$$t_{в2} = \frac{\sum_{k=1}^k t_{в2u(i)}}{k}.$$

Адекватність розробленої математичної моделі повітроохолоджувача встановлювалась порівнянням розрахованих значень холодопродуктивності  $Q_{0,p}$  при поточних параметрах зовнішнього повітря з даними моніторингу та зі значеннями холодопродуктивності  $Q_{0,e}$ , розрахованими за програмами фірми "Guntner"-розробника повітроохолоджувачів.

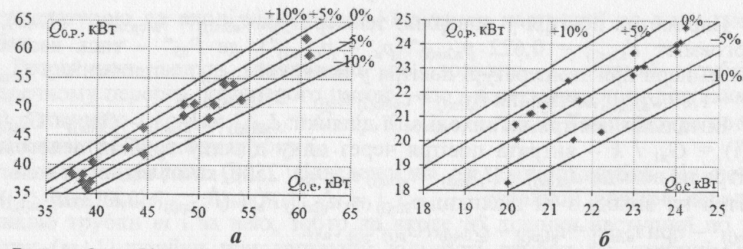


Рис. 3. Зіставлення значень холодопродуктивності двоступеневого повітроохолоджувача, розрахованих за розробленою моделлю  $Q_{o,p}$  та за програмою фірми-розробника "Guntner"  $Q_{o,e}$ : *a* – високотемпературний ступінь; *б* – низькотемпературний ступінь.

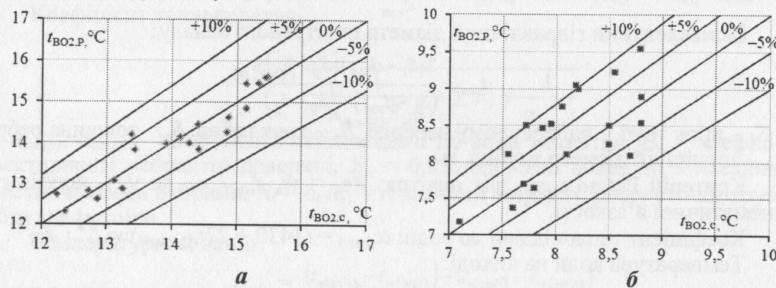


Рис. 4. Зіставлення значень температури повітря на виході з повітроохолоджувача, розрахованих за розробленою моделлю  $t_{во2,p}$  та за програмою фірми-розробника "Guntner"  $t_{во2,e}$ , для двоступеневого повітроохолоджувача: *a* – високотемпературний ступінь; *б* – низькотемпературний ступінь

Як видно, розбіжність значень холодопродуктивності та температури повітря на виході з повітроохолоджувача (ПО), розрахованих за розробленою моделлю  $Q_{o,p}$  і  $t_{во2,p}$  та за програмою фірми-розробника "Guntner"  $Q_{o,e}$  і  $t_{во2,e}$ , не перевищує 10 %, що вважається задовільним і свідчить про адекватність розробленої математичної моделі повітроохолоджувача.

Локальні теплотехнічні характеристики двоступеневого ПО, розраховані за розробленою математичною моделлю, наведені на рис. 5, 6.

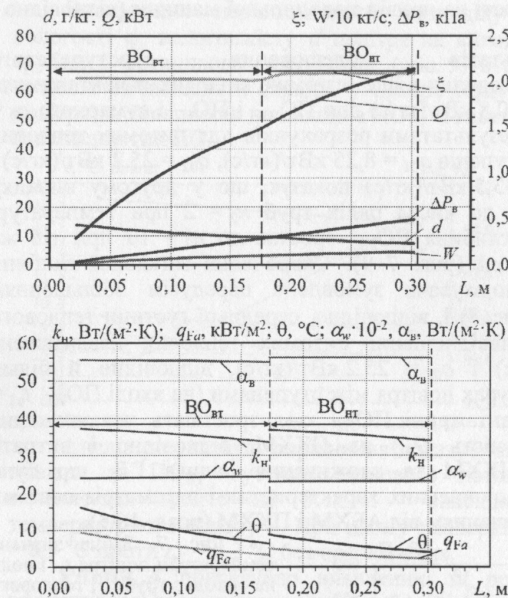


Рис. 5. Значення теплового навантаження  $Q$ , аеродинамічного опору  $\Delta P_{в}$ , коефіцієнта вологовипадіння  $\xi$ , кількості вологи, що випала  $W$ , вологовмісту  $d$  по глибині двоступеневого повітроохолоджувача  $L$  при  $t_{в1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $\varphi_{в1} = 70 \%$

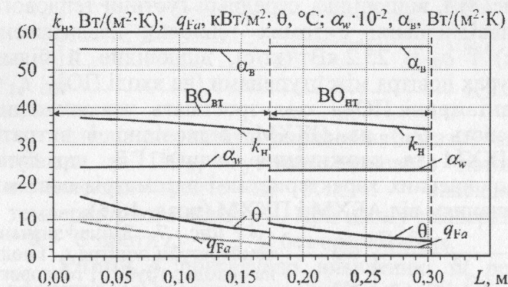


Рис. 6. Зміна коефіцієнтів тепловіддачі до повітря  $\alpha_{в}$ , води  $\alpha_{w}$ , теплопередачі  $k$ , температурного напору  $\theta$ , густини теплового потоку  $q_{Fa}$  по глибині двоступеневого повітро-охолоджувача  $L$  при  $t_{в1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $\varphi_{в1} = 70 \%$

Як видно, теплове навантаження ПО в даному режимі становить  $Q = 68 \text{ кВт}$ , глибина ПО по ходу повітря  $L = 302 \text{ мм}$ , 14 рядів прямих трубок по глибині (7 U-подібних трубок), аеродинамічний опір  $\Delta p = 490 \text{ Па}$ , значення коефіцієнта вологовипадіння  $\xi = 1,9...2,4$ . Зменшення температурного напору  $\theta$  від  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  спричиняє падіння густини теплового потоку  $q_{Fa}$  до  $300 \text{ Вт/м}^2$ . При цьому питомі теплові навантаження (віднесені до витрати повітря  $G_{п} = 2 \text{ кг/с}$  через ПО на вході одного ГД) високотемпературного ПО<sub>вТ</sub> і низькотемпературного ПО<sub>нТ</sub> ступенів становлять відповідно  $q_{01} = 23,4 \text{ кВт/(кг/с)}$  і  $q_{02} = 10,8 \text{ кВт/(кг/с)}$  при сумарному  $q_{0с} = 34,2 \text{ кВт/(кг/с)}$ .

На відміну від відомих математичних моделей теплового розрахунку ПО за усередненими в поперечному перерізі параметрами повітря та холодоносія розроблена математична модель дає можливість розраховувати локальні теплові характеристики двоступеневого повітроохолоджувача (перш за все теплові навантаження ПО<sub>вТ</sub> і ПО<sub>нТ</sub> ступенів:  $q_{01}$  і  $q_{02}$ ), аналізувати його теплову ефективність при змінних поточних параметрах зовнішнього повітря на вході, а відтак виявляти резерви її підвищення та визначати раціональні параметри повітроохолоджувача для кліматичних умов експлуатації.

Як приклад, нижче наведено результати визначення раціональних теплових навантажень високотемпературного ПО<sub>вТ</sub> і низькотемпературного ПО<sub>нТ</sub> ступенів з урахуванням їх взаємної залежності та зміни відповідно до кліматичних умов експлуатації, що дозволяє зменшити непродуктивні

витрати електричної потужності на привід холодильної машини (відповідно і витрати палива).

Порівняння результатів моделювання двоступеневого повітроохолоджувача при наведених вище питомих теплових навантаженнях ( $q_{01} = 23,4$  кВт/(кг/с) і  $q_{02} = 10,8$  кВт/(кг/с) для  $PO_{BT}$  і  $PO_{HT}$  і сумарного  $q_0 = q_{01} + q_{02} = 34,2$  кВт/(кг/с) з результатами розрахунків для питомих теплових навантажень  $PO_{BT}$  і  $PO_{HT}$  ступенів  $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с),  $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с) і сумарного  $q_0 = q_{01} + q_{02} = 33,5$  кВт/(кг/с) показує, що у другому випадку глибина  $PO_{BT}$  зменшується до числа рядів труб  $n_2 = 2$  при температурі повітря на виході  $21^\circ\text{C}$ , а глибина  $PO_{HT}$  зростає до  $n_2 = 10$  при тій же температурі повітря на виході (рис. 7–9). Скорочення загальної глибини двоступеневого повітроохолоджувача зумовлене передусім збільшенням температурного напору  $\theta$  (рис. 8) і, відповідно, середньої густини теплового потоку  $q_{Fa}$ . Однак при співвідношенні питомих теплових навантажень ступенів  $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с) і  $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с), відповідно й більш високих проміжних температурах повітря між ступенями (на вході  $PO_{HT}$   $t_{b2} = 20...22^\circ\text{C}$ ) і тепловому навантаженні  $PO_{HT}$   $q_{02}$ , зростають навантаження (необхідна холодопродуктивність  $Q_0$ ) на ПКХМ, відповідно і витрати електроенергії на привід ПКХМ та споживання палива ГД, що було враховано при визначенні раціональних характеристик і параметрів системи кондиціонування з холодопостачанням від АБХМ і ПКХМ (розд. 4 і 5).

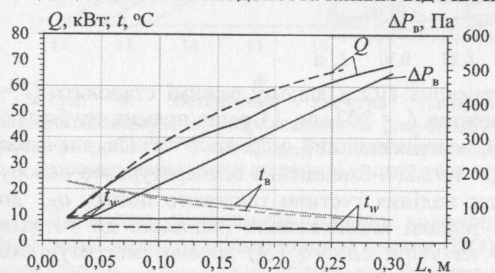


Рис. 7. Зміна значень температури повітря  $t_b$  і води на виході з труб  $t_w$ , теплового навантаження сумарного  $Q$  і аеродинамічного опору  $\Delta P_v$  по глибині двоступеневого повітроохолоджувача  $L$  при  $t_{b1} = 25^\circ\text{C}$  і  $\varphi_{b1} = 70\%$ :  
 — —  $q_{01} = 23,4$  кВт/(кг/с);  
 $q_{02} = 10,8$  кВт/(кг/с);  
 - - -  $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с);  
 $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с)

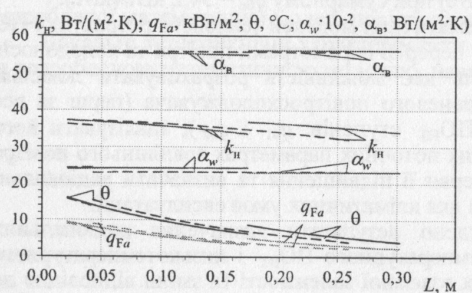


Рис. 8. Зміна коефіцієнтів тепловіддачі до повітря  $\alpha_a$ , води  $\alpha_w$ , теплопередачі  $k$ , температурного напору  $\theta$ , густини теплового потоку  $q_{Fa}$  по глибині двоступеневого повітроохолоджувача  $L$  при  $t_{b1} = 25^\circ\text{C}$  і  $\varphi_{b1} = 70\%$ :  
 — —  $q_{02} = 23,4$  кВт/(кг/с);  $q_{01} = 10,8$  кВт/(кг/с);  
 - - -  $q_{01} = 8,25$  кВт/(кг/с);  $q_{02} = 25,2$  кВт/(кг/с)

Врахування нерівномірного розподілу температури  $t_b$ , відносної вологості  $\varphi$ , вологовмісту  $d$  повітря на виході з  $PO_{BT}$  по довжині прямої трубки  $L$  останнього ряду  $PO_{HT}$  (рис. 9) в математичній моделі дозволяє точніше обчислювати середні у поперечному перерізі значення параметрів повітря та теплоносія на виході з  $PO_{HT}$  і всього  $PO$  при виборі раціональних характеристик  $PO$ .

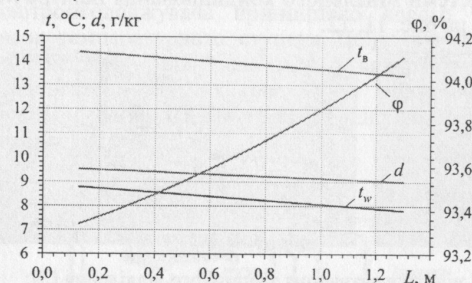


Рис. 9. Зміна температури  $t_b$ , відносної вологості  $\varphi$ , вологовмісту  $d$  повітря на виході з  $PO_{BT}$  по довжині прямої трубки  $L_{tr}$  останнього ряду  $PO_{BT}$

Аналіз результатів порівняння показує, що при осередненні параметрів повітря за  $PO_{BT}$  густина теплового потоку  $q_{Fa}$  у другому випадку виявляється нижче на 3...5% внаслідок більш низьких значень температурного напору  $\theta$ . При цьому температура повітря за  $PO_{HT}$  вище:  $t_{b2} = 8,9^\circ\text{C}$  проти  $t_{b2} = 8,3^\circ\text{C}$  без осереднення.

Розділ 4 присвячено виявленню та реалізації резервів підвищення ефективності традиційних систем кондиціонування МВ установок автономного енергозабезпечення з тепловологісною обробкою припливного повітря в центральних кондиціонерах та використанням як холодоносія води, охолодженої в АБХМ, що утилізує скидну теплоту когенераційних модулів ГД, шляхом двоступеневого охолодження та за принципом локального повітропостачання. Виходячи з особливостей систем кондиціонування МВ установок автономного енергозабезпечення технологічних виробництв, в яких холодопостачання технологічних процесів здійснюється як тепловикористовуючими абсорбційними, так і парокompресорними холодильними машинами (АБХМ і ПКХМ), визначено підходи та гіпотези вирішення поставлених завдань, зокрема шляхом двоступеневого глибокого охолодження припливного повітря (до  $7...10^\circ\text{C}$ ) з холодопостачанням від АБХМ і ПКХМ, покладені в основу визначення способів організації процесів ступінчастої тепловологісної обробки повітря в повітроохолоджувачах та раціональних параметрів процесів, відповідних схемотехнічних рішень систем кондиціонування припливного повітря МВ, які забезпечують скорочення споживання палива енергоустановкою і енергетичних витрат на систему кондиціонування.

Системи кондиціонування МВ когенераційних модулів ГД з тепловологісною обробкою припливного повітря в центральному кондиціонері та подачею охолодженого повітря в МВ традиційним способом (базовий варіант) і за зональним принципом на вхід ГД з двоступеневим повітроохолоджувачем (набраним із теплообмінних секцій

повітроохолоджувача встановленого кондиціонера) та холодопостачанням високотемпературного ступеня повітроохолоджувача ПО<sub>ВТ</sub> від АБХМ, а низькотемпературного ступеня ПО<sub>НТ</sub> від ПКХМ наведено на рис. 10, а результати моделювання роботи двоступеневого повітроохолоджувача (набраного з теплообмінних секцій повітроохолоджувача встановленого кондиціонера) вдосконаленої системи зонального кондиціонування повітря МВ з центральним кондиціонером – на рис. 11, 12.

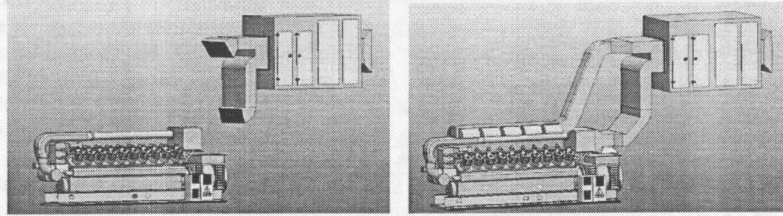


Рис. 10. Спрощені моделі повітропостачання машинного відділення ГД: а – подача повітря в об'єм МВ (існуюча); б – зональна подача повітря на вхід ГД

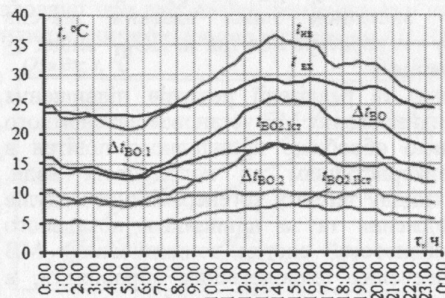


Рис. 11. Температури навколишнього повітря  $t_{нв}$ , повітря на вході ГД  $t_{вх}$ , на виході з першого ступеня повітроохолоджувача ПО<sub>ВТ</sub>  $t_{ВО2.1ст}$  та другого ступеня ПО<sub>НТ</sub>  $t_{ВО2.2ст}$ , зниження температури повітря в першому ступені ПО<sub>ВТ</sub>  $\Delta t_{ВО.1} = t_{нв} - t_{ВО2.1ст}$  та другому ступені ПО<sub>НТ</sub>  $\Delta t_{ВО.2} = t_{ВО2.1ст} - t_{ВО2.2ст}$ , повне зниження температури повітря у двоступеневому повітроохолоджувачі  $\Delta t_{ВО}$  упродовж доби при витраті повітря через центральний кондиціонер 35000 м<sup>3</sup>/год

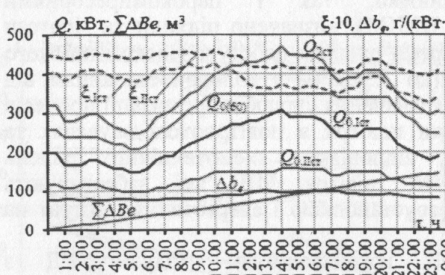


Рис. 12. Поточні значення холодопродуктивності першого ступеня ПО<sub>ВТ</sub>  $Q_{0.1ст}$ , другого ступеня ПО<sub>НТ</sub>  $Q_{0.2ст}$  та їх сумарної холодопродуктивності  $Q_{0(60)}$  центрального кондиціонера базового варіанта з витратою повітря 60000 м<sup>3</sup>/год, коефіцієнт вологовипадіння  $\xi$ ; поточне скорочення питомої витрати палива  $\Delta b_e$  та економія природного газу за добу  $\sum \Delta b_e$  для ГД JMS 420

Перехід на зональний принцип кондиціонування дозволяє значно зменшити витрату охолоджуваного повітря при більш глибокому зниженні його температури. Як видно з рис. 12, двоступеневе охолодження повітря в повітроохолоджувачі, набраному з таких теплообмінних секцій, як і

повітроохолоджувач встановленого кондиціонера, та з вдвічі меншою витратою повітря завдяки зональному принципу його подачі безпосередньо на вхід ГД забезпечує зменшення питомої витрати палива  $\Delta b_e$  енергоустановки приблизно на 3 г/(кВт·год).

Подальше підвищення ефективності кондиціонування МВ установок автономного енергозабезпечення можливе шляхом розробки двоступеневого повітроохолоджувача принципово нового типу – з холодопостачанням високотемпературного ступеня ПО<sub>ВТ</sub> від АБХМ, а низькотемпературного ступеня ПО<sub>НТ</sub> від КАПКХМ з використанням АБХМ для охолодження конденсатора ПКХМ (рис. 13) і зниження температури конденсації в нижньому циклі ПКХМ з метою підвищення холодильного коефіцієнта, чому присвячено розділ 5.

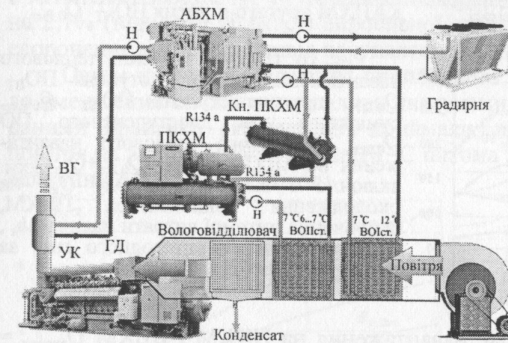


Рис. 13. Схеми системи кондиціонування з охолодженням повітря у двоступеневому повітроохолоджувачі і трансформацією теплоти в холод касадною КАПКХМ та подачею повітря на вхід ГД

Розроблена КАПКХМ завдяки зниженню температури конденсації від 45°C до 20°C дозволяє підвищити холодильний коефіцієнт ПКХМ від  $\epsilon_k = 3$  до  $\epsilon_k = 7$  (відповідно до характеристик компресора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 14) і таким чином скоротити витрати електроенергії на привід компресора ПКХМ на 40...50%.

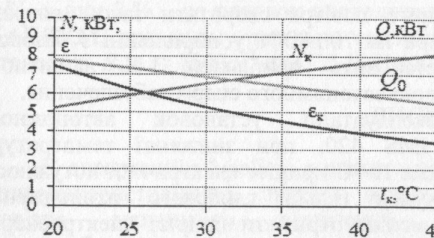


Рис. 14. Залежність холодильного коефіцієнта  $\epsilon_k$ , споживаної електричної потужності  $N_k$  компресора Bitzer 4NES-12Y-40P, холодопродуктивності  $Q_0$  від температури конденсації  $t_k$

На рис. 15, 16 наведені результати розрахунку поточних характеристик двоступеневого повітроохолоджувача системи зонального кондиціонування МВ упродовж доби. Як видно, повна глибина охолодження  $\Delta t_{ВО} = t_{нв} -$

$t_{\text{вих.ВО.2}} = 14...26 \text{ }^\circ\text{C}$ , що майже вдвічі більше порівняно з базовим варіантом  $\Delta t_{\text{РО(60)}} = t_{\text{нр}} - t_{\text{РО.2}} = 5...13 \text{ }^\circ\text{C}$ .

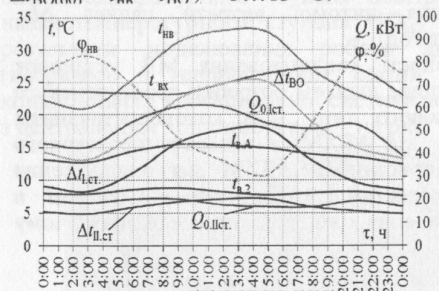


Рис. 15. Температури зовнішнього повітря  $t_{\text{вн}}$ , на вході ГД  $t_{\text{вх}}$ , на виході з першого ступеня ПОВТ  $t_{\text{ВО.1ст}}$ , зниження температури повітря в першому ступені ПОВТ  $\Delta t_{\text{ВО.1}} = t_{\text{нр}} - t_{\text{ВО.1ст}}$ , на виході з другого ступеня ПОНТ  $t_{\text{ВО.2ст}}$ , зниження температури повітря у другому ступені ПОНТ  $\Delta t_{\text{ВО.2}} = t_{\text{ВО.1ст}} - t_{\text{ВО.2ст}}$ , повна глибина охолодження припливного повітря в ПО  $\Delta t_{\text{ВО}} = t_{\text{нр}} - t_{\text{вих.ВО.2}}$  протягом доби при витраті повітря 35000 м<sup>3</sup>/ч, зміна холодопродуктивності АБХМ першого ступеня ПОВТ  $Q_{0.1ст}$  та КАПКХМ другого ступеня ПОНТ  $Q_{0.2ст}$

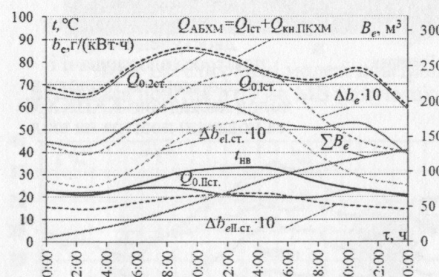


Рис. 16. Поточні значення теплового навантаження першого ступеня ПОВТ  $Q_{0.1ст}$ , другого ступеня ПОНТ  $Q_{0.2ст}$ , сумарного для двоступеневого ПО  $Q_{0.2ст}$ , загального теплового навантаження на АБХМ  $Q_{\text{АБХМ}} = Q_{0.1ст} + Q_{\text{кн.пкхм}}$  включно з витратою холоду  $Q_{\text{кн}}$  на охолодження конденсатора ПКХМ, скорочення питомої витрати палива  $\Delta b_e$ , а також економія природного газу за добу  $\sum \Delta b_e$  для ГД JMS 420

При цьому загальне теплове навантаження на ПКХМ і АБХМ  $Q_{\text{каскад}} = Q_{0.1ст} + Q_{0.2ст} + Q_{\text{кн}}$  врахує витрати холоду АБХМ  $Q_{\text{кн.пкхм}}$  на охолодження конденсатора ПКХМ у складі каскадної КАПКХМ. Як видно, максимальне поточне загальне навантаження близько 110 кВт, що на 70 % менше, ніж базового варіанта ( $Q_{0(60)} \approx 350 \text{ кВт}$ ), а навантаження на ПО зменшилася на 76 %, що є важливим в умовах дефіциту холоду на технологічні потреби.

Система зонального кондиціювання з двоступеневим ПО дозволяє за рахунок меншої витрати припливного повітря скоротити також витрати електроенергії на привід вентилятора на 70...80 % у порівнянні з базовою системою кондиціювання, що становить приблизно 1 % загального виробництва електроенергії установкою автономного енергозабезпечення.

Як показала практика експлуатації установок автономного енергозабезпечення на базі ГД JMS 420, при зниженні температури припливного повітря на вході ТК ГД на 10 °C приріст електричної потужності становить близько 3%. За рахунок більш глибокого охолодження припливного повітря на вході ГД можна отримати приріст електроенергії  $N_{\text{пр.з}} = 0,003 \cdot \Delta t \cdot N_{\text{з.гд}} \cdot \tau - N_{\text{КАПКХМ}}$  до 70 МВт·год за літній сезон з урахуванням витрат на привід компресора КАПКХМ (рис. 17). З урахуванням скорочення витрат електроенергії на привід вентилятора загальна економія складе біля 98 МВт·год.

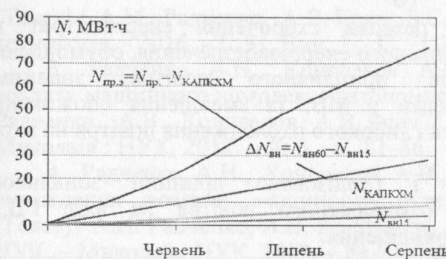


Рис. 17. Економія електроенергії за рахунок зонального кондиціювання (скорочення витрат на привід вентилятора)  $\Delta N_{\text{вн}} = N_{\text{вн60}} - N_{\text{вн15}}$ , за рахунок двоступеневого охолодження припливного повітря  $N_{\text{пр.з}} = N_{\text{пр.}} - N_{\text{КАПКХМ}}$ , витрати електроенергії на привід КАПКХМ  $N_{\text{КАПКХМ}}$  і припливного вентилятора  $N_{\text{вн15}}$

Отже застосування розроблених систем зонального кондиціювання МВ з двоступеневим охолодженням повітря і трансформацією скидної теплоти ГД в КАПКХМ забезпечує скорочення споживання електроенергії за літні місяці на 2,1% (відносно кількості виробленої електроенергії ГД), а з урахуванням скорочення витрат на привід вентилятора – 2,8%.

Окрім цього, охолодження припливного повітря на вході ГД приводить до зменшення споживання палива двигунами (рис. 18). При цьому згідно з даними практики експлуатації приймали, що при зниженні температури повітря на вході ГД JMS 420 на 10 °C питома витрата палива скорочується на величину  $\Delta b_e = 2,0 \text{ г/(кВт·год)}$ .

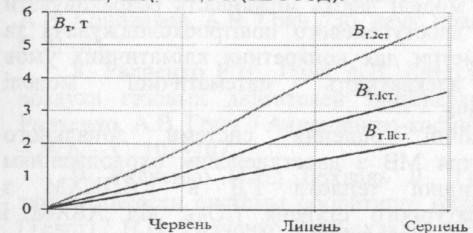


Рис. 18. Економія палива ГД за рахунок охолодження припливного повітря у високотемпературному ступені ПОВТ  $B_{e.1ст}$ , низькотемпературному ступені ПОНТ  $B_{e.пст}$  і загальна економія палива для двоступеневого ПО  $B_{e.2ст}$  за літні місяці 2011 року (Миколаївська обл.)

У кінцевому підсумку система зонального кондиціювання з двоступінчастим охолодженням повітря і трансформацією теплоти в холол в КАПКХМ дозволяє скоротити витрати палива  $B_{e.2ст} / B_{e.гд}$  за літній сезон на 3 %, з них 2 % – за рахунок охолодження повітря в АБХМ і понад 1 % – в КАПКХМ, при цьому загальна економія природного газу за літній сезон становить  $B_{e.2ст} \approx 7500 \text{ м}^3$  для ГД JMS 420.

**ВИСНОВКИ**

В дисертаційній роботі вирішено **науково-прикладну задачу** розробки тепловикористовуючої системи зонального кондиціювання припливного повітря машинного відділення (МВ) установки автономного енергозабезпечення з подачею охолодженого повітря на вхід газових двигунів (ГД), що забезпечує скорочення енерговитрат на кондиціювання і зменшення споживання палива енергоустановкою за рахунок глибокого (до 7...10 °C) охолодження повітря на вході.

xv 1346  
ІНСТИТУТ ХОЛОДІ  
ОНАХТ  
БІБЛІОТЕКА

1. Виявлено та реалізовано резерви скорочення енерговитрат на кондиціонування МВ установки автономного енергозабезпечення, обумовлених охолодженням великих об'ємів припливного повітря, значними теплоприпливами і тепловиділеннями у МВ, та зменшення споживання палива енергоустановкою за рахунок глибокого охолодження повітря на вході двигунів.

2. Вперше запропоновано і реалізовано принцип зонального кондиціонування МВ з подачею охолодженого повітря на вхід ГД і вентиляцією зон інтенсивного тепловиділення.

3. Вперше розроблені раціональні способи двоступеневого охолодження повітря з холододоставанням високотемпературного ступеня повітроохолоджувача  $PO_{BT}$  від АБХМ і низькотемпературного ступеня  $PO_{HT}$  від каскадної абсорбційно-парокомпресорної холодильної машини (КАПКХМ).

4. Розроблено вдосконалені фізичну і математичну моделі двоступеневого повітроохолоджувача припливного повітря МВ установки автономного енергозабезпечення, які відрізняються тим, що процеси тепловологісної обробки повітря розраховуються для повітряних потоків у міжреберних каналах без їх змішування у поперечному перерізі, тоді як в існуючих моделях – за усередненими параметрами повітряних потоків у поперечному перерізі. Розроблені моделі дають можливість розраховувати локальні теплові характеристики двоступеневого повітроохолоджувача та визначати його раціональні параметри для конкретних кліматичних умов експлуатації. Підтверджено адекватність математичної моделі двоступеневого повітроохолоджувача.

5. Розроблено схемотехнічні рішення системи зонального кондиціонування припливного повітря МВ з двоступеневим охолодженням повітря і трансформацією скидної теплоти ГД в КАПКХМ з холододоставанням високотемпературного ступеня  $PO_{BT}$  від АБХМ і низькотемпературного ступеня  $PO_{HT}$  від КАПКХМ.

6. Результати дослідження у вигляді схемно-конструктивних рішень повітроохолоджувачів припливного повітря МВ установки автономного енергозабезпечення, методики розрахунку раціональних параметрів і рекомендацій з проектування системи кондиціонування використані ТОВ "Хладотехніка" при розробці проекту холододоставання установки автономного енергозабезпечення ТОВ "Сандора", ПАТ "Завод "Екватор" при проектуванні та виготовленні повітроохолоджувачів систем кондиціонування та у навчальному процесі НУК імені адмірала Макарова.

#### Основні результати дисертації опубліковані в наукових спеціалізованих виданнях:

1. Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. - 2014. - № 6. - С. 20-25.

2. Радченко А. М., Грич А. В., Портной Б. С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции

[Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич, Б.С. Портной // Холодильна техніка та технологія. - 2016. - Т. 51, Вип. 1. - С. 71-7.

3. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Грич А.В. Кондиционирование воздуха машинного комплекса автономного энергообеспечения [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов А.В. Грич // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2012. – № 5. –С. 81–86.

4. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Грич А.В. Анализ эффективности охлаждения воздуха машинного отделения газопоршневых двигателей [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, А.В. Грич // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2012. – № 4. –С. 84–87.

5. Радченко А.М., Грич А.В. Підвищення ефективності кондиціонування повітря машинного відділення когенераційних газових двигунів [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич //Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2013. – № 5-6 (450). –С. 15–19.

6. Радченко Н.И., Грич А.В. Охлаждение приточного воздуха машинного отделения когенерационных модулей ГПУ [Текст] / Н.И. Радченко, А.В. Грич //Зб. наук. праць НУК. – 2015. – Вип. № 4(460). – С. 41–45.

7. Радченко Н.И., Коновалов А.В., Грич А.В. Повышение эффективности системы оборотного охлаждения газопоршневых двигателей тригенерационной энергетической установки [Текст] / Н.И. Радченко, А.В. Коновалов, А.В. Грич //Зб. наук. праць НУК. – 2015. – Вип. № 5 (461). – С.81–85.

8. Радченко Р.Н., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р.Н. Радченко, А.В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. –2014. – № 6. – С. 103–107.

9. Радченко Н.И., Бохдаль Л., Грич А.В., Есин И.П. Повышение эффективности системы оборотного охлаждения газопоршневого двигателя [Текст] / Н.И. Радченко, Л.Бохдаль, А.В. Грич, И.П. Есин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 4 (121). – 113 с. С. 103–107.

#### Основні публікації, в яких додатково викладено зміст дисертації:

10. Грич А.В. Энергозберігаюча система кондиціонування машинного відділення установки автономного енергозабезпечення [Текст] / А.В. Грич // Проблеми екології та енергозбереження: Матеріали ІХ міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2014.

11. Грич А.В. Вдосконалення тепловикористовуючої системи охолодження машинного відділення тригенераційної установки на базі газових двигунів [Текст] / А.В. Грич // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2014. – С. 319–323.

12. Грич А.В. Выбор рационального способа охлаждения воздуха на входе в турбокомпрессор газового двигателя тригенерационной энергетической установки [Текст] / А.В. Грич // Еколого-енергетичні проблеми сучасності: Збірник наукових праць всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Одеса, 14 квітня 2015 р. – Одеса, Видавництво ОНАХТ, - 2015р. – С. 194–196.

13. Грич А.В. Некоторые способы повышения эффективности теплоиспользующей системы охлаждения воздуха машинного отделения когенерационных газовых двигателей [Текст] / А.В. Грич // Проблемы экології та енергозбереження в суднобудуванні: Матеріали X м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015.

14. Грич А.В. Кондиционирование приточного воздуха машинного отделения газовых двигателей [Текст] / А.В. Грич // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – Т.1. – С. 96–103.

15. Грич А.В. Способы рационального охлаждения приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции [Текст] / А.В. Грич // Муниципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали 6 м.-н. н.-т. конф. Миколаїв: НУК, 2015. – С.

16. Грич А.В. Охлаждение приточного воздуха машинного отделения газовых двигателей теплоиспользующей холодильной машиной [Текст] / А.В. Грич // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей X м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 57–59.

17. Грич А.В. Охлаждение воздуха машинного зала установки автономного энергообеспечения [Текст] / А.В. Грич, Н.И. Радченко // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей X м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 61–63.

18. Грич А.В. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции / А.В. Грич // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – С.234–236.

19. Грич А.В. Охлаждение воздуха машинного зала установки автономного энергообеспечения / А.В. Грич, Н.И. Радченко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – С.239–241.

20. Грич А.В. Кондиционирование приточного воздуха газового двигателя с целью повышения топливной экономичности / А.В. Грич, Н.И. Радченко // Проблемы экології та енергозбереження: Матеріали XI м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2016. – С.47–49.

21. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Грич А.В. Эффективность охлаждения воздуха машинного отделения газовых двигателей [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов А.В. Грич // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 184–190.

22. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Грич А.В. Теплоиспользующее охлаждение приточного воздуха машинного отделения когенерационного модуля [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, А.В. Грич // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 191–198.

23. Радченко Н.И., Коновалов А.В., Грич А.В. Получение пресной воды в тригенерационной установке [Текст] / Н.И. Радченко, А.В. Коновалов

А.В. Грич // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф.-

24. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Грич А.В. Охлаждение воздуха машинного отделения установки автономного энергообеспечения [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, А.В. Грич // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 293–298.

25. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Грич А.В. Способ рационального кондиционирования воздуха машинного комплекса автономного энергообеспечения [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Коновалов, А.В. Грич // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали IV м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 257–262.

26. Радченко А.Н., Грич А.В. Охлаждение приточного воздуха машинного отделения установки автономного энергообеспечения теплоиспользующим бромистолитиевым термотрансформатором [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Грич // Муниципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали 5 м.-н. н.-т. конф. Миколаїв: НУК, 2013.

27. Радченко А.Н., Грич А.В. Теплоиспользующее охлаждение приточного воздуха машинного отделения когенерационного модуля [Текст] / А.Н. Радченко, А.В. Грич // Суднова енергетика: Стан та проблеми: Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, науковців та фахівців. – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 221–228.

**Особистий внесок здобувача у праці, що опубліковані у співавторстві:** [1,3,6,13,14,16,17,21] – параметри процесів охолодження припливного повітря машинних відділень; [11,12,19,22,23,27] – спосіб трансформації теплоти в холод; [4,5,10,20,24,26] – зональна система кондиціонування; [2,7-9,15,18,25] – спосіб та результати розрахунку ефективності та раціональних характеристик повітроохолоджувачів.

#### АНОТАЦІЯ

**Грич А. В. Підвищення ефективності кондиціонування припливного повітря машинного відділення установки автономного енергозабезпечення. – Рукопис.**

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

Дисертація присвячена підвищенню ефективності кондиціонування машинного відділення (МВ) установки автономного енергозабезпечення шляхом скорочення енергетичних витрат на охолодження припливного повітря та зменшення споживання палива енергоустановкою за рахунок зонального повітропостачання та глибокого (до 7...10 °С) охолодження повітря на вході. Розроблені способи та визначено раціональні параметри процесів двоступеневого охолодження припливного повітря і трансформації скидної теплоти з холодопостачанням високотемпературного ступеня повітроохолоджувача від абсорбційної бромистолітєвої холодильної машини

(АБХМ) і низькотемпературного ступеня від каскадної абсорбційно-парокомпресорної холодильної машини (КАПКХМ), що забезпечують скорочення питомого споживання палива на 2...3 г/(кВт·год) і підвищення електричної потужності ГД JMS 420 на 2...3 %. Розроблено фізичну і математичну моделі двоступеневого повітроохолоджувача припливного повітря МВ, які відрізняються тим, що процеси тепловологісної обробки повітря розраховуються для повітряних потоків у міжреберних каналах для обох ступенів без їх змішування.

**Ключові слова:** кондиціювання повітря, машинне відділення, установка автономного енергозабезпечення, трансформація теплоти.

#### АННОТАЦИЯ

**Грич А.В. Повышение эффективности кондиционирования приточного воздуха машинного отделения установки автономного энергообеспечения. – Рукопись.**

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

Диссертация посвящена повышению эффективности кондиционирования воздуха машинного отделения (МО) установки автономного энергообеспечения путем сокращения энергетических затрат на охлаждение приточного воздуха и уменьшения потребления топлива энергоустановкою за счет зонального воздухообеспечения и глубокого (до 7...10 °С) охлаждения воздуха на входе.

Разработаны способы и определены рациональные параметры процессов двухступенчатого охлаждения приточного воздуха и трансформацией сбросной теплоты с холодоснабжением высокотемпературной ступени воздухоохладителя от абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ) и низкотемпературной ступени от каскадной абсорбционно-парокомпресорной холодильной машины (КАПКХМ), которые обеспечивают сокращение удельного потребления топлива на 2...3 г/(кВт·ч) и повышения на 2...3 % электрической мощности ГД JMS 420.

Разработаны усовершенствованные физическая и математическая модели двухступенчатого воздухоохладителя приточного воздуха МО установки автономного энергообеспечения, которые отличаются тем, что процессы тепловлажностной обработки воздуха рассчитываются для воздушных потоков в межреберных каналах без их смешивания в поперечном сечении, тогда как в существующих моделях – по усредненным параметрам воздушных потоков в поперечном сечении. Разработанные модели позволяют рассчитывать локальные тепловые характеристики двухступенчатого воздухоохладителя и оценивать его тепловую эффективность при переменных текущих параметрах наружного воздуха на входе, а затем выявлять резервы ее повышения и определять рациональные параметры воздухоохладителя для конкретных климатических условий эксплуатации.

Адекватность математических моделей подтверждено удовлетворительным согласованием рассчитанных тепловых характеристик воздухоохладителей с данными мониторинга и результатами расчета по программам фирм-разработчиков теплообменников.

Разработаны схемотехнические решения системы зонального кондиционирования приточного воздуха МО с двухступенчатым охлаждением и трансформацией сбросной теплоты ГД в КАПКХМ с холодоснабжением высокотемпературной ступени ВО<sub>ВТ</sub> от АБХМ и низкотемпературной ступени ВО<sub>НТ</sub> от КАПКХМ.

**Ключевые слова:** кондиционирование воздуха, машинное отделение, установка автономного энергообеспечения, трансформация теплоты.

#### ABSTRACT

**Hrych A.V. Increasing the efficiency of intake air conditioning for engine room of integrated energy system. – The manuscript.**

Thesis for scientific degree of candidate of technical sciences, specialty 05.05.14 – Refrigeration, Vacuum and Compression Engineering, Air Conditioning Systems. – Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, 2016

The dissertation is devoted to increasing the efficiency of air conditioning for engine room (ER) of integrated energy system by reducing energy consumption for intake air cooling and fuel consumption of power plant due to zone air supply and engine intake air deep cooling (to 7...10 °C). The methods are developed and rational parameters of processes of engine intake air two-stage cooling and waste heat recovery with cooling supply of high temperature stage of air cooler by absorption lithium-bromide chiller (ALBC) and of low temperature stage of air cooler by cascade absorption-vapour compression chiller (CAVCC) are defined to provide a decrease in specific fuel consumption by 2...3 g/(kW·h) and increase in engine electrical power output by 2...3 % for gas engine JMS 420. The improved physical and mathematical models of engine room intake air two-stage cooler are developed with calculation of the parameters of cooling processes (heat humidity treatment) of elementary air flows streams in channels formed by tube ribs of both stages without their mixing in cross sections and with account of running climatic conditions.

**Key words:** air conditioning, engine room, integrated energy system, heat transformation.