

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ПРЯДКО ОЛЕКСАНДР ІГОРОВИЧ



УДК 621.57

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНДИЦІОНУВАННЯ
ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ
АКУМУЛЯЦІЮ ХОЛОДУ**

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

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Одеса – 2021

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий керівник – кандидат технічних наук, доцент
Радченко Андрій Миколайович,
професор кафедри турбін Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова МОН
України

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Тітлов Олександр Сергійович,
завідувач кафедри нафтогазових технологій, інженерії
та теплоенергетики Одеської національної академії
харчових технологій МОН України;

доктор технічних наук, професор
Потанов Володимир Олексійович,
професор кафедри інтегрованих електротехнологій та
енергетичного машинобудування Державного біотех-
нологічного університету МОН України.

Захист дисертації відбудеться «20» грудня 2021 р. о 10.00 годині
в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д41.088.03 в Одеській на-
ціональній академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м.
Одеса, 65082, Україна.

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

Автореферат розіслано «17» листопада 2021 р.

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



ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Одним з перспективних напрямів розвитку холодильної техніки та техніки кондиціонування повітря є охолодження повітря на вході енергетичних установок за підвищених температур зовнішнього повітря, передусім шляхом застосування тепловикористовуючих холодильних машин (ТХМ), що утилізують теплоту відхідних газів, здебільшого – абсорбційних бромистолітієвих (АБХМ). Кондиціонування повітря на вході особливо суттєво впливає на паливну ефективність газотурбінних установок (ГТУ), в яких зниження температури повітря на вході на 10 °С приводить до зменшення питомої витрати палива на 5...8 г/(кВт·год). Охолодження повітря в АБХМ можливе не нижче 15...20 °С за температури холодної води на вході у повітроохолодники (ПО) 7...10 °С, тоді як у хладонових, наприклад, ежекторних холодильних машинах (ЕХМ) – до температури 10 °С і нижче, що забезпечує більше скорочення витрати палива.

Зі зміною температури зовнішнього повітря $t_{\text{сп}}$ суттєво змінюються і потреби у кондиціонуванні повітря на вході ГТУ. Так, в години пікових теплових навантажень може мати місце дефіцит холоду, тоді як за знижених теплових навантажень, навпаки, – надлишок. Цілком доцільно акумулювати надлишок холоду ТХМ за знижених теплових навантажень і витрачати його за підвищених. При цьому доцільно задіяти також охолоджувальний потенціал конденсату, що випадає у процесі конденсації водяної пари, присутньої у повітрі.

Розробленню систем кондиціонування, зокрема, повітря на вході енергоустановок, та відповідного холодильного тепловикористовуючого обладнання присвячені роботи А.А. Гоголіна, Ю.В. Захарова, М.І. Радченка, М.Г. Хмельнюка, Л.І. Морозюк, О.С. Тітлова, В.Р. Нікульшина, В. М. Клименка, Б.Д. Білеки, М.О. Дикого, J.N. Bortmany, M. Nixdorf, S. Campanary та інших відомих вчених. Однак, питання використання охолоджувального потенціалу конденсату, що відводиться від повітря у процесі його охолодження на вході ГТУ, залишаються невирішеними.

Науково-прикладною задачею, що вирішується в роботі, є підвищення ефективності кондиціонування повітря на вході ГТУ шляхом використання охолоджувального потенціалу конденсату, що відводиться від повітря у процесі охолодження, для його попереднього охолодження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Наведені у дисертації матеріали узагальнюють результати робіт, виконаних автором у рамках НДР № 0115U000300 "Науково-технічні основи тригенераційних полінарних технологій на низькокиплячих робочих тілах для двигунів і енергетичних установок", № ДР 0116U008669 "Розробка концепції комбінованого виробництва енергії в судновій та стаціонарній енергетиці на основі внутрішньоциклової низькотемпературної тригенерації", в яких він брав участь на посаді молодшого наукового співробітника.

Об'єктом дослідження є системи кондиціонування повітря на вході газотурбінних установок (ГТУ) тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ).

Предмет дослідження – процеси кондиціонування повітря на вході ГТУ з використанням охолоджувального потенціалу конденсату, що відводиться від повітря у процесі його охолодження, та їхні характеристики.

Метою наукового дослідження є підвищення ефективності кондиціонування повітря на вході ГТУ шляхом використання охолоджувального потенціалу конденсату, що відводиться від повітря у процесі його охолодження в ТХМ.

Основні завдання наукового дослідження:

– розробити підхід до зменшення встановленої холодопродуктивності ТХМ шляхом використання охолоджувального потенціалу конденсату, що відводиться від повітря у процесі його охолодження на вході ГТУ;

– розробити способи відведення (відповідно до температури), акумулювання та використання конденсату як холодоносія у процесах кондиціонування повітря на вході ГТУ;

– розробити математичну модель процесів тепловологісної обробки повітря у повітроохолодниках, що забезпечує визначення кількості та температури відведеного конденсату відповідно до поточних кліматичних умов, провести натурні випробування повітроохолодника з використанням конденсату як холодоносія для підтвердження адекватності математичної моделі;

– розробити схемні рішення систем кондиціонування повітря на вході ГТУ з використанням охолоджувального потенціалу конденсату, визначити характеристики та параметри процесів кондиціонування повітря, що забезпечують скорочення споживання палива при експлуатації в кліматичних умовах півдня України.

Методика і методи дослідження. Використано фізичний і математичний методи дослідження. Для обробки результатів натурних випробувань повітроохолодника використовувались статистичні методи оцінки похибки вимірювань. Рациональні параметри роботи систем кондиціонування повітря на вході ГТУ розраховували за розробленою програмою розрахунку характеристик трубно-пластинчастих повітроохолодників, адекватність результатів підтверджено даними натурних випробувань.

Наукові результати, що захищає автор, та їхня новизна.

Вперше:

1. Запропоновано новий підхід до рационального використання холодопродуктивності ТХМ шляхом реалізації охолоджувального потенціалу конденсату, що відводиться від повітря у процесі його охолодження на вході ГТУ, що забезпечує зменшення встановленої холодопродуктивності ТХМ.

2. Розроблено способи рациональної організації процесів кондиціонування повітря на вході ГТУ, а саме: відведення та акумулювання конденсату залежно від температури та його використання як холодоносія у ступені поперед-

нього охолодження зовнішнього повітря з подальшим зниженням його температури в АБХМ або ЕХМ, що забезпечує зменшення проектного теплового навантаження на повітроохолодник, відповідно, і холодопродуктивності ТХМ на 20...30 %.

3. Розроблено математичну модель процесів тепловолгісної обробки повітря, яка дає змогу обчислювати локальні по ходу параметри повітря і конденсату за глибиною повітроохолодника відповідно до поточних кліматичних умов, завдяки чому – реалізувати роздільне відведення конденсату з різною температурою, акумулювання та його подальше використання як холодоносія. Адекватність розрахованих за математичною моделлю параметрів і характеристик повітроохолодника підтверджено результатами його натурних випробувань для попереднього охолодження повітря конденсатом.

4. Розроблено схемні рішення систем кондиціювання повітря на вході ГТУ з використанням конденсату як холодоносія, визначено характеристики та параметри процесів, що забезпечують скорочення споживання палива на 5...7 % при експлуатації в кліматичних умовах півдня України.

Отримає подальший розвиток підхід до підвищення ефективності кондиціювання повітря на вході ГТУ, який полягає в його попередньому охолодженні з використанням як холодоносія конденсату, відведеного від повітря у процесі його охолодження та акумульованого за знижених теплових навантажень.

Достовірність результатів роботи забезпечується коректною постановкою завдань теоретичного та експериментального досліджень, підтвердженням адекватності математичної моделі та задовільним узгодженням розрахункових і експериментальних даних, застосуванням сучасних методів експериментального дослідження та чисельного моделювання.

Практичну цінність становлять схемні рішення тепловикористовуючих систем кондиціювання повітря, що забезпечують їх ефективну експлуатацію в кліматичних умовах півдня України; дані натурних випробувань повітроохолодника за різних температур конденсату; методики розрахунку параметрів роботи системи кондиціювання повітря на вході ГТУ з урахуванням зміни кліматичних умов експлуатації; рекомендації з визначення раціональних характеристик систем кондиціювання у кліматичних умовах півдня України.

Впровадження результатів досліджень. Результати роботи у вигляді схемно-конструктивних рішень і рекомендацій з проектування, методики розрахунку раціональних конструктивних і теплових характеристик повітроохолодників використовуються в ПАТ "Завод"Екватор", ТОВ "Холодотехніка" (м. Миколаїв) у теплогідродинамічних розрахунках повітроохолодників і визначенні їх раціональних параметрів при проектуванні систем кондиціювання повітря і теплообмінного обладнання, у навчальному процесі Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова при вико-

нанні магістерських робіт та у лекційних курсах зі спеціальності "Холодильні машини та установки".

Особистий внесок здобувача підтверджений самостійними публікаціями, в яких наведені основні наукові та прикладні результати роботи. У спільних публікаціях автору належать такі результати: способи кондиціонування повітря на вході ГТУ, схемні рішення систем кондиціонування повітря, дані натурних випробувань повітроохолодника з теплових характеристик; фізична і математична моделі процесів охолодження повітря на вході ГТУ; результати експериментально-розрахункових досліджень, аналізу й узагальнення отриманих результатів.

Апробація результатів роботи. Результати дисертаційного дослідження доповідалися та одержали позитивну оцінку на міжнародних конференціях: "Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації" (Миколаїв: НУК, 2015, 2017); Еколого-енергетичні проблеми сучасності (Одеса, ОНАХТ, 2015 р.); "Інновації в суднобудуванні й океанотехніці" (Миколаїв: НУК, 2015–2017); VIII, IX конференції "Проблеми екології й енергозбереження в суднобудуванні" (Миколаїв: НУК, 2016, 2017).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 19 наукових праць, у тому числі 11 статей у наукових спеціалізованих виданнях, що входять до переліку, затвердженого ДАК МОН України (10 статей входять до наукометричних баз, зокрема Scopus, WoS), 11 доповідей і тез доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях (без співавторів 5).

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів і висновків. У додатках наведено документи, що підтверджують впровадження основних результатів дослідження.

Обсяг дисертації становить 178 сторінок, включаючи 139 сторінок основного тексту і 70 рисунків. Бібліографія містить 114 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

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

У першому розділі проаналізовані способи кондиціонування зовнішнього повітря на вході енергоустановок, зокрема газотурбінних установок (ГТУ), та акумуляції холоду, встановлені мета та завдання дослідження.

Кондиціонування повітря на вході ГТУ тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують скидку теплоту випускних газів, є одним з основних напрямків підвищення їх паливної ефективності. В абсорбційних бромистолітєвих холодильних машинах (АБХМ) повітря можна охолоджувати до температури $t_{п2} = 15...20$ °С (температура холодної води $t_x \approx 7...10$ °С), чого для помірних кліматичних умов України недостатньо.

Глибше охолодження повітря до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче забезпечують хладонові, зокрема, ежекторні холодильні машини (ЕХМ) як конструктивно найпростіші та надійніші в експлуатації. Однак, теплові коефіцієнти ЕХМ невисокі: $\zeta_E = 0,2...0,3$ порівняно з АБХМ $\zeta_A = 0,7...0,8$.

Розроблення холодоакумулюючих систем особливо важливе для модернізації та реконструкції діючих енергоустановок. Зняття пікових навантажень дозволяє збільшити виробництво енергії без введення в експлуатацію нових потужностей і досягається за порівняно невеликих додаткових капітальних вкладень завдяки високому коефіцієнту застосування акумуляторів.

У **другому розділі** обґрунтовано підходи та розроблена математична модель процесів кондиціювання повітря на вході ГТУ з акумуляцією холоду, наведені основні гіпотези та припущення, опис експериментальної установки, контрольно-вимірювальні прилади, методика дослідження та обробки експериментальних даних, аналіз похибки вимірювань, результати перевірки адекватності математичних моделей повітроохолодників.

Схеми проаналізованих систем охолодження повітря на вході ГТУ з АБХМ та ЕХМ наведені на рис. 1.

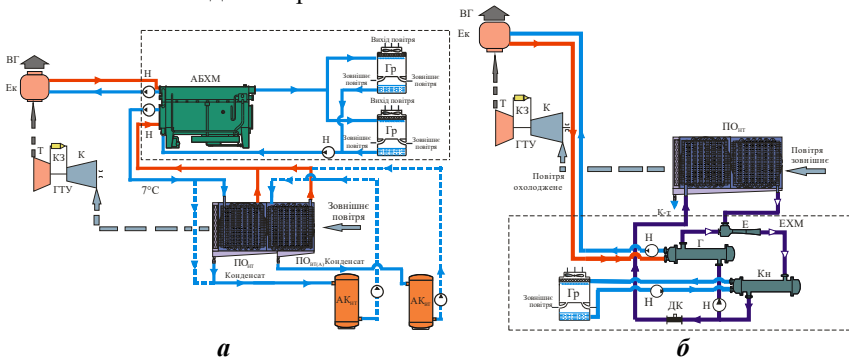


Рис. 1. Схеми систем охолодження повітря на вході ГТУ з АБХМ (а) та ЕХМ (б): К – компресор; Т – турбіна; КЗ – камера згоряння; ВГ – відхідні газ; Ек – економайзер нагрівання води; ПО_{НТ} – базовий низькотемпературний охолодник повітря в АБХМ або ЕХМ; ПО_{ВТ(А)} – високотемпературний охолодник повітря водою з акумулятора АК_{НТ}; АК_{НТ} – акумулятор конденсату низькотемпературний; АК_{ВТ} – акумулятор конденсату високотемпературний; Гр – градирня; К-т – конденсат; Е – ежектор; Г – генератор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дросельний клапан

В основі вибору проектного теплового навантаження (холодопродуктивності ТХМ) базового традиційного повітроохолодника $Q_{оп}$ та його величини з урахуванням використання надлишку холоду, накопичуваного в акумуляторі за знижених поточних теплових навантажень, лежить вихідне посилання, відповідно до якого базовий повітроохолодник розбивають на два ступеня:

умовно низькотемпературний ступінь $ПО_{HT}$ з холодопостачанням від ТХМ – повітроохолодник водяного охолодження $ПО_{HT(A)}$ у випадку АБХМ або хладоновий повітроохолодник $ПО_{HT(A)}$ у разі ЕХМ, а також високотемпературний ступінь $ПО_{BT}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря, який підлягає заміщенню бустерним ступенем $ПО_B$ попереднього охолодження зовнішнього повітря водою завдяки закумуляованому холоду, накопиченому в акумуляторах. Для цього загальне теплове навантаження обох ступенів вибирають, виходячи з максимального річного ефекту від охолодження повітря на вході ГТУ (зокрема максимальної річної економії палива) згідно з методологією раціонального проектування систем охолодження повітря на вході теплових двигунів на основі методу термочасового потенціалу охолодження, розробленою А.М. Радченком.

Оскільки зміна поточних тепловологісних параметрів зовнішнього повітря упродовж доби, тижня, місяця й року спричиняє зміну поточних теплових навантажень $ПО_{BT(A)}$ і базового $ПО_{HT}$ ступенів, то математична модель процесів охолодження повітря в повітроохолодниках повинна давати можливість розрахунку локальних за ходом повітря параметрів процесів і теплових характеристик (передусім теплових навантажень) повітроохолодників з метою визначення надлишку холоду та його раціонального використання.

Розрахункова схема бустерного ступеня $ПО_B$, покладена в основу математичної моделі процесів охолодження повітря водою, подана на рис. 2.

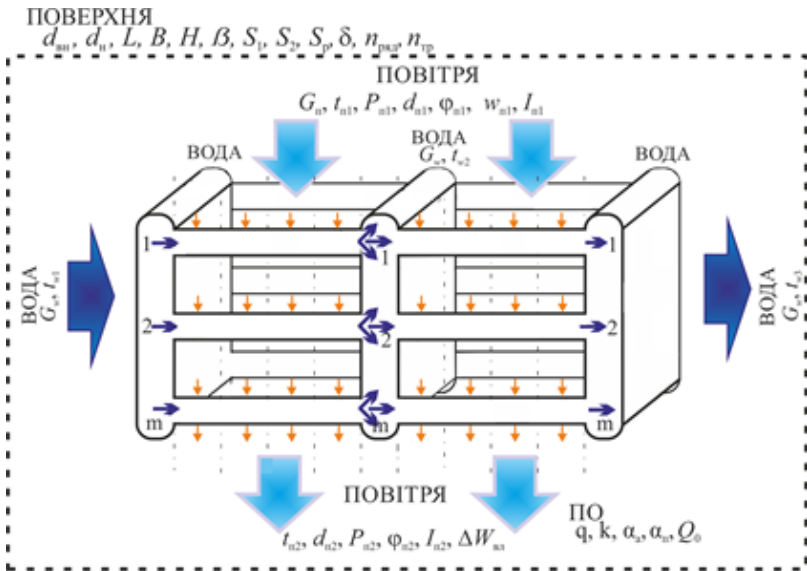


Рис. 2. Розрахункова схема бустерного охолодника повітря $ПО_B$ для охолодження водою з акумулятора холоду

Відповідно до розрахункової схеми повітроохолодника на рис. 1 довжину прямої труби L у поперечному перерізі повітряного потоку розбиваємо на елементарні відрізки кількістю k і довжиною dz кожний.

Течію повітря і води у трубках приймаємо перехресною, а всю витрату повітряного потоку розбиваємо на кількість струменів відповідно до кількості елементарних відрізків трубки. Приймаємо також, що окремі струмені повітря не змішуються за глибиною повітроохолодника – за течією повітря. На виході з повітроохолодника середні у перерізі повітряного потоку температура $t_{п2}$, відносна вологість $\varphi_{п2}$, вологовміст $d_{п2}$ повітря розраховували як середньоарифметичні.

Параметри на вході ПО_Б. Геометричні характеристики: висота H і ширина B фронтального перерізу; довжина прямої трубки L у поперечному перерізі; внутрішній $d_{вн}$ та зовнішній d_3 діаметри трубки; крок трубок за висотою S_1 та крок трубок за глибиною S_2 ; кількість рядів трубок за висотою n_1 поперечного перерізу та за глибиною n_2 повітроохолодника; товщина ребра δ_p ; крок ребра S_p ; степінь оребрення β ; коефіцієнт оребрення β' ; коефіцієнт живого перерізу k_f .

Параметри повітря на вході ПО_Б: температура $t_{п1}$; тиск $P_{п1}$; вологовміст $d_{п1}$; відносна вологість $\varphi_{п1}$; питома ентальпія $I_{п1}$; швидкість повітряного потоку на вході $w_{п1}$; масова витрата повітря $G_{п1}$.

Параметри води на вході ПО_Б: температура t_{w1} ; масова витрата G_w .

Вихідні параметри. Параметри повітря на виході ПО_Б: температура $t_{п2}$; відносна вологість $\varphi_{п2}$; вологовміст $d_{п2}$; питома ентальпія $I_{п2}$; коефіцієнт вологовипадання ξ ; кількість вологи $\Delta W_{вол}$, яка випадає у процесі охолодження повітря. Температура води на виході t_{w2} .

Теплові характеристики повітроохолодника: теплове навантаження Q_0 ; щільності теплового потоку q , віднесена до внутрішньої гладкої поверхні трубки з боку води; коефіцієнт тепловіддачі з боку води α_w ; коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря $\alpha_п$; коефіцієнт теплопередачі K .

Теплові баланси за повітрям і водою та рівняння теплопередачі для i -го елементарного відрізка прямої трубки у поперечному перерізі повітряного потоку відповідно до розрахункової схеми повітроохолодника на рис. 1:

$Q_{0m(i)} = G_{п(i)} c_B \cdot (t_{п1m(i)} - t_{п2m(i)}) \cdot \xi$; $Q_{0m(i)} = G_w c_{pw} \cdot (t_{w2m(i+1)} - t_{w2m(i)})$; $Q_{0m(i)} = K_i \theta_i F_i$, в яких $G_{п(i)}$ – витрата повітря через i -й відрізок прямої трубки $G_{п(i)} = G_{п1}/k$, де $G_{п1}$ – витрата повітря, яке обтікає пряму трубку довжиною L по ходу повітря за загальної кількості трубок (рядів труб за глибиною ПО_Б) n_2 , k – число трубок у поперечному перерізі повітряного потоку. Витрата повітря через трубки одного ряду за глибиною: $G_{п1} = G_{п}/n_1$, де n_1 – кількість рядів трубок за висотою поперечного перерізу повітряного потоку. Температура повітря на виході з i -го відрізка трубки з порядковим номером трубки m за ходом повітря є температурою на вході i -го відрізка наступної за ходом повітря трубки.

Розрахунок теплопередачі проводять послідовно по довжині L прямої трубки у поперечному перерізі повітряного потоку для i -х елементарних відрізків ($i = 1 \dots k$) довжиною z кожний, визначаючи температуру води на виході i -го відрізка $t_{w2(i+1)}$ з теплових балансів для елементарного відрізка.

Кількість теплоти $Q_{0m(i)}$, яка підводиться до i -го відрізка трубки від повітря, знаходять з теплового балансу за повітрям $Q_{0m(i)} = G_{п(i)} (I_{п1m(i)} - I_{п2m(i)})$, де $I_{п1m(i)}$ і $I_{п2m(i)}$ – питомі ентальпії повітря перед i -м відрізком трубки m та за ним на вході i -го відрізка наступної за ходом повітря ($m+1$) трубки за загальної кількості рядів трубок за глибиною повітроохолодника і за рівнянням теплопередачі для i -го відрізка довжиною z : $Q_{0m(i)} = K_{m(i)} \cdot \theta_{m(i)} \pi \cdot d_{вн} \cdot z$, де $q_{m(i)}$ – щільність теплового потоку на i -му відрізку, віднесена до гладкої поверхні з боку води: $q_{m(i)} = K_{m(i)} \cdot \theta_{m(i)}$.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої гладкої поверхні з боку води:

$$K_{m(i)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пm(i)} E_H \beta} + \Sigma R_i + \frac{1}{\alpha_{wm(i)} \cdot E_H \cdot \beta}}, \quad (1)$$

де $\alpha_{п}$ і α_a – коефіцієнти тепловіддачі від повітря до зовнішньої ребристої поверхні

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до площі внутрішньої гладкої поверхні:

$$K_{пm(i)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{пm(i)} E_H \beta} + \Sigma R_i + \frac{1}{\alpha_{wm(i)} \cdot E_H \cdot \beta}}, \quad (2)$$

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

Логарифмічна різниця температур на i -му відрізку трубки:

$$\theta_{m(i)} = \frac{(t_{п1m(i)} - t_{w1m(i)}) - (t_{п2m(i)} - t_{w2m(i)})}{\ln \left(\frac{t_{п1m(i)} - t_{w1m(i)}}{t_{п2m(i)} - t_{w2m(i)}} \right)}. \quad (2)$$

Температура повітря за i -м відрізком трубки m – повітря на вході i -го відрізка наступної за ходом повітря ($m+1$)-ї трубки, яка залежить від кількості теплоти $Q_{0m(i)}$, підведеної до i -го відрізка від повітря: $t_{в2m(i)} = t_{в1m(i)} -$

– $Q_{0m(i)}/(G_{п(i)} \cdot \xi_{(i)} \cdot c_{вол})$, де коефіцієнт $\xi_{m(i)}$ вологовипадання: $\xi_{m(i)} = (I_{п1m(i)} - I_{п1m(i)})/[c_{вол} \cdot (t_{п1m(i)} - t_{п2m(i)})]$.

Оскільки температура $t_{п2}$ повітря на виході i -го відрізка залежить від відведеної на ньому від повітря теплоти $Q_{0m(i)}$ і заздалегідь невідома, то система рівнянь теплових балансів і теплопередачі розв'язується ітераційним способом. Для цього зручно задаватись тепловим навантаженням i -го відрізка $Q_{0m(i)}$ з таким уточненням.

Середня температура води: $t_{w,сep,m(i)} = 0,5 \cdot (t_{w1m(i)} + t_{w2m(i)})$.

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої трубчасто-пластинчастої поверхні у мокрому режимі:

$$\alpha_{пm(i)} = 0,25 \frac{\lambda_{п}}{d_3} Re_{п}^{0,56} \xi_{п(i)}^{2,41-0,56 \lg Re_{п}} \quad (3)$$

Критерій Рейнольдса для повітряного потоку: $Re_{п} = w_{п} \cdot d_e / \nu_{п}$, де $\nu_{п}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря; d_e – еквівалентний гідравлічний діаметр для повітряного потоку в міжреберному каналі.

Температура повітря за першою трубною секцією ПО обчислювалась як середньоарифметична для всіх елементарних відрізків (кількістю k) прямої трубки останнього ряду ($m = n_2$) за ходом повітря:

$$t_{п2} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k t_{п2m(i)} \quad (4)$$

Коефіцієнт тепловіддачі до води: $\alpha_w = 0,023 \cdot \frac{\lambda_w}{d_{вн}} \cdot Pr_w^{0,4} \cdot Re_w^{0,8}$ (5)

Температура води, яка виходить з першої трубної секції ПО (у проміжній змішувальній камері), обчислювалась як середньоарифметична на

виході з усіх труб: $t_{w2} = \frac{\sum_{k=1}^{m/2} t_{w2m(k)}}{m/2}$. Вона ж є температурою води на вході в

трубки другої секції ПО, а параметри повітря на вході в другу секцію ті самі, що і на вході першої секції: це параметри зовнішнього повітря.

Принципова схема розроблених повітроохолодників на основі базового охолодника повітря як низькотемпературного ступеня ПО_{нт} охолодження повітря на вході ГТУ в ЕХМ до $t_{п2} \approx 10$ °С (киплячим хладоном R142В за температури кипіння $t_0 = 2...5$ °С) та додатковим бустерним ступенем ПО_б охолодження повітря холодною водою, накопичуваною в акумуляторі холоду, наведена на рис. 3.

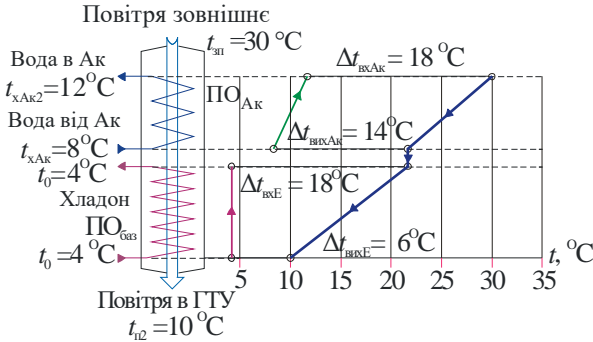


Рис. 3. Принципова схема повітроохолодника і характер зміни температур в його ступенях: t_0 – температура киплячого хладону від ЕХМ; $t_{xАк}$ – холодної води з акумулятора; $\Delta t_{вхАк}$, $\Delta t_{вихАк}$, $\Delta t_{вхЕ}$ і $\Delta t_{вихЕ}$ – характерні різниці температур на вході та виході ступенів

Різницю температур на виході з повітроохолодника між охолодженим повітрям і холодоносієм (хладоном) $\Delta t_{ПО} = t_{в2} - t_x$ приймають $5 \dots 7^\circ\text{C}$ за нижчих $t_x = 3 \dots 5^\circ\text{C}$.

Основні положення математичної моделі базового повітроохолодника $ПО_{НТ}$ з кипінням хладону в змійовиках наведені нижче.

Рівняння теплового балансу за повітрям, хладоном і теплопередачею для i -го елементарного відрізка прямої трубки у поперечному перерізі повітряно-го потоку:

$$Q_i = G_{п} c_{вол} \cdot (t_{ni} - t_{n(i+1)}) \cdot \xi; \quad Q_i = G_0 r (x_{2i} - x_{1i}); \quad Q_i = \theta_i K_i F_i,$$

де r – питома теплота фазового перетворення хладону; θ_i – середньологарифмічна різниця температур для i -го відрізка прямої трубки; K_i – коефіцієнт теплопередачі, віднесений до площі внутрішньої гладкої поверхні; F_i – площа внутрішньої поверхні i -го відрізка прямої трубки довжиною dz : $F_i = \pi d_{вн} dz$.

На кожному i -му відрізку з рівнянь теплових балансів для хладону та повітря, а також теплопередачі визначали масовий паровміст хладону x_i , температуру t_{ni} , і ентальпію I_i повітря та кількість теплоти Q_i , відведеної від повітря та підведеної до киплячого хладону.

Попередньо приймали теплоту, яка відводиться на i -му відрізку трубки повітроохолодника Q_i , обчислювали температуру $t_{ni+1} = t_{ni} - Q_i / (G_{п} \cdot \xi \cdot c_{в})$ і ентальпію $I_{n(i+1)} = I_{ni} - Q_i$ повітря за i -м відрізком трубки; теплоту, яка підводиться на i -му відрізку прямої трубки повітроохолодника від повітря до киплячого хладону $Q_i = K_i \theta_i \pi d_{вн} \Delta z$; приріст масового паровмісту Δx у процесі випаровування та масовий паровміст $x_{i+1} = x_i + \Delta x$ на виході з i -го відрізка трубки; коефіцієнти тепловіддачі до повітря $\alpha_{п}$, хладону α_a і теплопередачі K .

Приріст масового паровмісту хладону Δx під час випаровування знаходили з балансів теплоти, підведеної теплопередачею $Q_i = K_i \cdot \theta_i \cdot \pi d_{\text{вн}} \Delta z$, та витраченої на випаровування $Q_i = G_0 r (x_{2i} - x_{1i}) = \rho w \cdot \pi d_{\text{вн}}^2 / 4 \cdot r \cdot (x_{2i} - x_{1i})$:

$$\Delta x = (x_{2i} - x_{1i}) = 4 \cdot K_i \cdot \theta_i \cdot \Delta z / (\rho w \cdot r \cdot d_{\text{вн}}), \quad (6)$$

де ρw – масова швидкість хладону.

Щільність теплового потоку на i -му відрізку прямої трубки $q_i = Q_i / (\pi d_{\text{вн}}^2 / 4)$, віднесена до поверхні з боку киплячого хладону, обчислювали за рівнянням теплопередачі: $Q_i = K_i \cdot \theta_i \cdot F_i$.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до площі внутрішньої гладкої поверхні:

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \Sigma R_i + \frac{1}{\alpha_{\text{п}} \cdot E_{\text{п}} \cdot \beta}}, \quad (7)$$

де $\alpha_{\text{п}}$ і α_a – коефіцієнти тепловіддачі від повітря до зовнішньої ребристої поверхні трубки і хладону до внутрішньої гладкої поверхні трубки, $E_{\text{п}}$ – коефіцієнт ефективності оребрення; β – степінь оребрення (відношення зовнішньої оребреної поверхні трубки до внутрішньої гладкої), $\Sigma R_i = \delta_i / \lambda_i$ – термічний опір матеріалу стінки трубки, забруднень тощо.

Середньологарифмічна різниця температур на елементарному відрізку прямої трубки у поперечному перерізі повітряного потоку:

$$\theta_i = \frac{(t_{\text{п}i} - t_0) - (t_{\text{п}i+1} - t_0)}{\ln \frac{(t_{\text{п}i} - t_0)}{(t_{\text{п}i+1} - t_0)}}. \quad (8)$$

Коефіцієнт тепловіддачі внутрішньотрубного кипіння хладону за змоченої хладоном внутрішній поверхні стінки трубки:

$$\alpha_a = 0,04 \cdot \frac{\lambda_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Pr}_{\text{п}} \cdot \text{Re}_{\text{п}}^{3/4} \cdot \Phi_{\text{п}}^{6/7}, \quad (9)$$

де $\Phi_{\text{п}}$ – параметр Мартинеллі для рідкої фази:

$$\Phi_{\text{п}} = \Phi_{\text{п}} / X_{\text{п}} = X_{\text{п}}^{-1} + 2,85 X_{\text{п}}^{-0,48}. \quad (10)$$

Параметр Мартинеллі-Нельсона:

$$X_{\text{п}} = \left(\frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}}} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{v_{\text{п}}}{v_{\text{п}}} \right)^{0,5}, \quad (11)$$

де $\mu_{\text{п}}$ та $\mu_{\text{п}}$ – динамічна в'язкість рідини та пари хладону; $v_{\text{п}}$ і $v_{\text{п}}$; $\rho_{\text{п}}$ і $\rho_{\text{п}}$ – питомі об'єм і щільність рідини та пари; w – швидкість; (ρw) – масова швидкість.

Число Прандтля для рідини хладону: $Pr_p = \frac{\mu_p c_p}{\lambda_p}$.

Коефіцієнт тепловіддачі для дисперсної течії хладону обчислювали за рівнянням для течії пари:

$$\alpha_a = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}} \cdot Pr_{\text{п}}^{0,4} \cdot Re_{\text{п}}^{0,8}. \quad (12)$$

Температура повітря за i -м елементарним відрізком прямої трубки: $t_{\text{п}i+1} = t_{\text{п}i} - Q_i / (G_{\text{п}} \cdot \xi \cdot c_{\text{в}})$. Середньоарифметична температура охолодженого повітря для останньої за течією повітря трубки у вихідному перерізі повітроохолодника: $t_{\text{п.вих2}} = \sum t_{\text{п}2i} / k$.

Розрахунки проводили методом послідовних наближень, приймаючи тепловий потік Q_i на i -му елементарному відрізку прямої трубки у першому наближенні з наступним уточненням, оскільки тепловий потік Q_i заздалегідь не відомий. Аеродинамічний опір повітроохолодника обчислювали як для процесу охолодження з вологовипаданням.

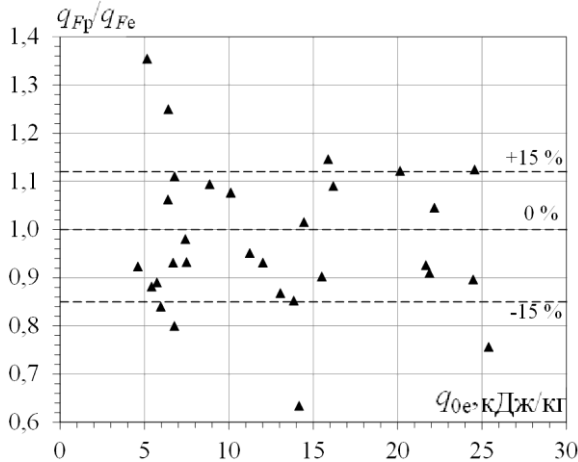


Рис. 4. Порівняння розрахункових і експериментальних щільностей теплового потоку q_{Fp}/q_{Fe} залежно від питомого теплового навантаження q_{0e} для повітроохолодника попереднього охолодження повітря

Порівняння розрахункових і експериментальних значень щільностей теплового потоку q_{Fp} та q_{Fe} у вигляді їх відношення q_{Fp}/q_{Fe} залежно від питомого теплового навантаження $q_{0e} = Q_{0e}/G_{\text{п}}$, кВт/(кг/с), де $G_{\text{п}}$ – витрата повітря, кг/с, для повітроохолодника ПО_А попереднього охолодження повітря подано на рис. 4.

Експериментальні дані з теплових характеристик повітроохолодників

акумулятора холоду Ак) і t_{BT2Ak} на виході з $PO_{BT.Ak}$ розробленого варіанта PO з PO_B і Ак, його відносної вологості $\varphi_{BT2(24)}$, а також сумарного за нарощенням надлишку (невикористаного) холоду АБХМ $\sum Q_{0.BT24налд}$ для базового PO_{BT} ($Q_{0.BT24пр} = 960$ кВт) і $\sum Q_{0.BT17Ak(24)налд}$ для $PO_{BT.Ak}$ ($Q_{0.BT17пр} = 680$ кВт), дефіциту холодопродуктивності АБХМ $\sum Q_{0.BT24д}$ для базового PO_{BT} і $\sum Q_{0.BT17Ak(24)д}$ для $PO_{BT.Ak}$ ($Q_{0.BT17пр} = 680$ кВт) з використанням резерву холоду $\sum Q_{0.BT17Ak(24)налд}$ для покриття дефіциту холоду упродовж 3-х діб (8–10.07.2015, м. Вознесенськ, Миколаївська обл., витрата повітря 40 кг/с, холодної води 80 т/год) за поточних значень температури $t_{нп}$ і відносної вологості $\varphi_{нп}$ навколишнього повітря наведені на рис. 6, 7.

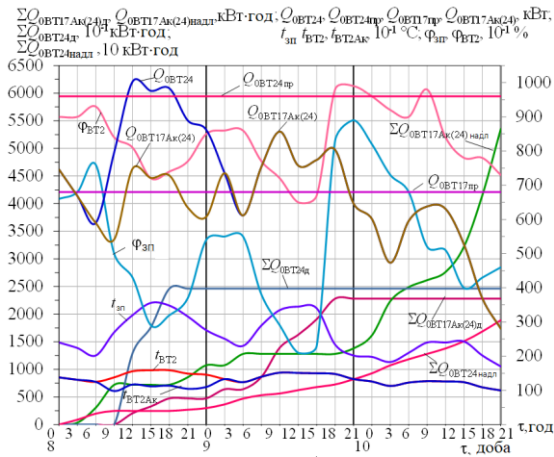


Рис. 6. Поточні значення температури $t_{нп}$ і відносної вологості $\varphi_{нп}$ навколишнього повітря, температури повітря $t_{БТ2}$ на виході з базового PO_{BT} і $t_{БТ2Ak}$ на виході з $PO_{BT.Ak}$ (PO_B) і Ак, його відносної вологості φ_{BT2} , теплових навантажень $Q_{0.BT24}$ на базовий PO_{BT} , $Q_{0.BT17Ak(24)}$ на $PO_{BT.Ak}$, сумарного надлишку холоду АБХМ $\sum Q_{0.BT24налд}$ для базового PO_{BT} і $\sum Q_{0.BT17Ak(24)налд}$ для $PO_{BT.Ak}$, дефіциту холоду АБХМ $\sum Q_{0.BT24д}$ для базового PO_{BT} і $\sum Q_{0.BT17Ak(24)д}$ для $PO_{BT.Ak}$ упродовж 3 діб (8–10.07.2015)

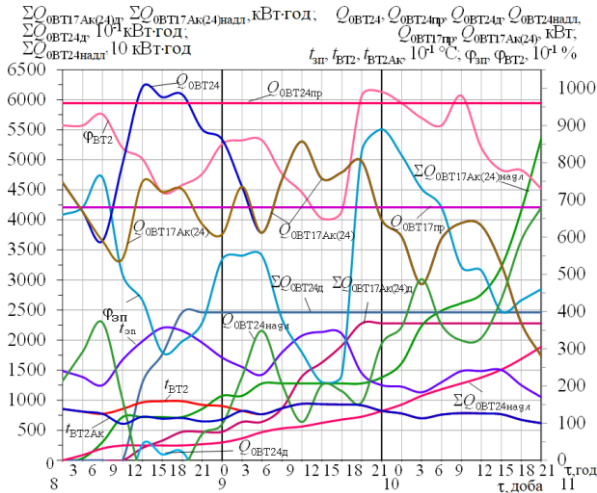


Рис. 7. Поточні значення $t_{зп}$, $\phi_{зп}$, $t_{ВТ2}$ і $t_{ВТ2Ак}$, $\phi_{ВТ2(24)}$, теплових навантажень $Q_{0.ВТ24}$, $Q_{0.ВТ17Ак(24)}$, надлишку холоду холодопродуктивності $Q_{0.ВТ24надл}$ і $Q_{0.ВТ17Ак(24)надл}$, дефіциту холодопродуктивності АБХМ $Q_{0.ВТ24д}$ і $Q_{0.ВТ17Ак(24)д}$, сумарного надлишку холоду АБХМ $\Sigma Q_{0.ВТ24надл}$ і $\Sigma Q_{0.ВТ17Ак(24)надл}$, дефіциту холоду АБХМ $\Sigma Q_{0.ВТ24д}$ і $\Sigma Q_{0.ВТ17Ак(24)д}$ упродовж 3 діб (8–10.07.2015)

Аналіз наведених на рис. 6, 7 результатів розрахунку поточних теплових навантажень $Q_{0.ВТ24}$ на базовий ПОВТ ($Q_{0.ВТ24пр} = 960$ кВт) і розроблений ПОВТ.Ак за значно меншій встановленій (проектній) холодопродуктивності АБХМ ($Q_{0.ВТ17пр} = 680$ кВт, тобто $Q_{0.ВТ17пр} \approx 0,7Q_{0.ВТ24пр}$) з бустерним ступенем ПОВБ додаткового холодопостачання від акумулятора завдяки надлишку (невикористаній) холодопродуктивності АБХМ $Q_{0.ВТ17Ак(24)надл}$, що утворюється за знижених поточних теплових навантажень, а також сумарного за нарощенням надлишку (невикористаного) холоду АБХМ $\Sigma Q_{0.ВТ24надл}$ для базового ПОВТ ($Q_{0.ВТ24пр} = 960$ кВт) і $\Sigma Q_{0.ВТ17Ак(24)надл}$ для розробленого ПОВТ.Ак ($Q_{0.ВТ17пр} = 680$ кВт), дефіциту холодопродуктивності АБХМ $\Sigma Q_{0.ВТ24д}$ для базового ПОВТ і $\Sigma Q_{0.ВТ17Ак(24)д}$ для ПОВТ.Ак ($Q_{0.ВТ17пр} = 680$ кВт) дозволяє зробити висновок про те, що наявність бустерного ступеня додаткового холодопостачання від акумулятора завдяки адаптації до поточних кліматичних умов забезпечує отримання ефекту у вигляді економії палива за зменшеної приблизно на 30 % встановленої (проектної) холодопродуктивності АБХМ, відповідно і вартості АБХМ для теплонапружених умов експлуатації в літні місяці.

У **четвертому розділі** на основі моделювання процесів охолодження повітря розроблені способи їх раціональної організації і система охолодження повітря, яка їх реалізує (рис. 8).

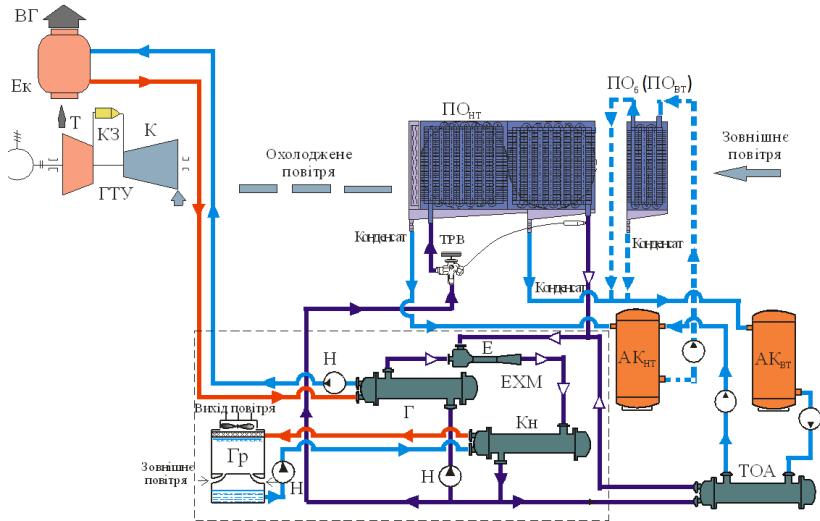


Рис. 8. Принципова схема системи охолодження повітря на вході ГТУ в ЕХМ з використанням охолоджувального потенціалу конденсату у бустерному ступені повітроохолодника: $ПО_Б$ ($ПО_{ВТ}$) – повітроохолодник бустерний замість ступеня $ПО_{ВТ}$ базового хладонового $ПО$; $ПО_{НТ}$ – низькотемпературний хладоновий ступінь повітроохолодника; $АК_{НТ}$ і $АК_{ВТ}$ – акумулятори конденсату низько- і високотемпературний; $ТОА$ – теплообмінний апарат; $Е$ – ежектор; $Г$ – генератор; $Кн$ – конденсатор; $ТРВ$ – терморегулювальний вентиль

Високотемпературний ступінь $ПО_{ВТ}$ хладонового $ПО$ є об'єктом заміщення бустерним теплообмінником $ПО_Б$ водяного охолодження завдяки використанню резерву холодопродуктивності ТХМ, що утворюється за знижених теплових навантажень.

На рис. 9 подані результати порівняння теплових характеристик процесів охолодження повітря в розробленому двоступеневому $ПО$ комбінованого типу та базовому хладоновому $ПО$.

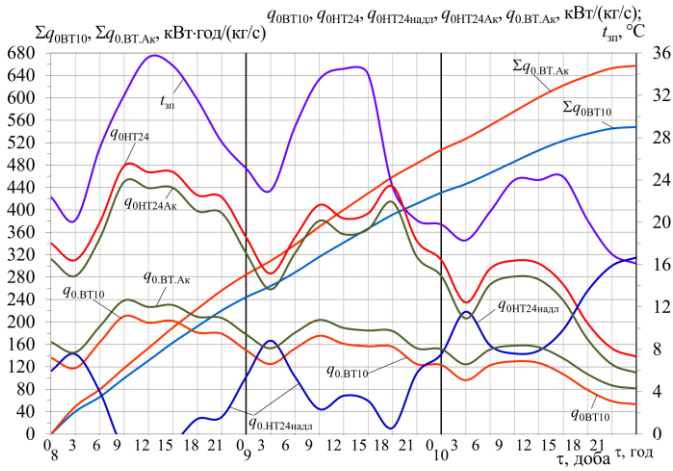


Рис. 9. Поточні значення температури $t_{\text{зн}}$ навколишнього повітря, повітря $t_{\text{В}2}$ на виході з хладонового ПО_{HT}, повітря $t_{\text{В}2\text{АК}}$ на виході з бустерного водяного ступеня ПО_{ВТ}, питомих теплових навантажень $q_{0.\text{ВТ}10}$ на ПО_{ВТ} і $q_{0.\text{HT}24}$ на ПО_{HT} базового хладонового ПО, навантажень $q_{0.\text{ВТ.АК}}$ на бустерний водяний ПО_{ВТ} (ПО_б) і $q_{0.\text{HT}24\text{АК}}$ на хладоновий ПО_{HT} ступені (з акумулятором Ак і використанням резерву холоду в бустерному ПО_{ВТ}) розробленого ПО, надлишку холодопродуктивності ЕХМ $q_{0.\text{HT}24\text{надл}}$, відповідного закумуляованого наявного сумарного надлишку холоду ЕХМ $\Sigma q_{0.\text{ВТ.АК}}$ і сумарних необхідних витрат холоду $\Sigma q_{0.\text{ВТ}10}$ для базового ПО_{ВТ}: проектні питомі теплові навантаження базових $q_{0.\text{ВТпр}} = 10$ кВт/(кг/с) на ПО_{ВТ}, $q_{0.\text{HTпр}} = 24$ кВт/(кг/с) на ПО_{HT} і $q_{0\text{пр}} = 34$ кВт/(кг/с) на весь ПО; $q_{0.\text{HT}24\text{надл}} = q_{0.\text{HTпр}} - q_{0.\text{HT}24}$, упродовж 3 діб (8–10.07.2015, м. Вознесенськ, Миколаївська обл.)

Як видно з рис. 9, значення поточних питомих теплових навантажень $q_{0.\text{ВТ.АК}}$ на бустерний водяний ступінь ПО_{ВТ} завдяки акумуляції й використанню в ньому надлишку холодопродуктивності ЕХМ $q_{0.\text{HT}24\text{надл}}$ дещо більше їх величин $q_{0.\text{ВТ}10}$ на хладоновий ПО_{ВТ} базового варіанта (без акумуляції та використання надлишку холодопродуктивності ЕХМ), внаслідок більшого зниження температура повітря $t_{\text{В}2\text{АК}}$ на виході з бустерного водяного ступеня ПО_{ВТ}, який використовує надлишок холоду, нижче за температуру повітря $t_{\text{В}2}$ на виході з базового хладонового високотемпературного ступеня ПО_{ВТ} (без використання надлишку холодопродуктивності ЕХМ). Відповідно до зниження $t_{\text{В}2\text{АК}}$ (на вході ПО_{HT}) зменшується теплове навантаження на ПО_{HT}: $q_{0.\text{HT}24\text{АК}} < q_{0.\text{HT}24}$.

Як показують результати порівняльного аналізу теплових характеристик розробленого ПО комбінованого типу з хладоновим ПО_{HT} і бустерним водя-

ним ступенем PO_{BT} (PO_6), який використовує надлишковий холод, і базового хладонового ПО ($PO_{HT} + PO_{BT}$) на рис. 9, сумарний за 3 доби надлишок кількості холоду ЕХМ $\sum q_{0,BT,AK}$ перевищує необхідні витрати $\sum q_{0,BT10}$ на попереднє охолодження повітря у бустерному ступені PO_{BT} (PO_6).

Результатом дослідження є заміщення хладонового ступеня PO_{BT} базового ПО бустерним водяним PO_{BT} (PO_6) з використанням як холодоносія води з температурою $t_{w2} \approx 8...10^\circ C$, яку в свою чергу охолоджують за рахунок надлишку холодопродуктивності ЕХМ $q_{0,HT24надл}$.

Поточні температури конденсату $t_{ктBT}$, утвореного в PO_{BT} (PO_6), осереднені по масі температури конденсату $t_{ктBTcp}$, значення сумарного накопичення конденсату W_{BT} від PO_{BT} , сумарної економії палива $B_{e,BT}$ за рахунок зниження температури повітря в PO_{BT} (PO_6) $\Delta t_{BT} = t_{зп} - t_{BT2}$ на рис. 10.

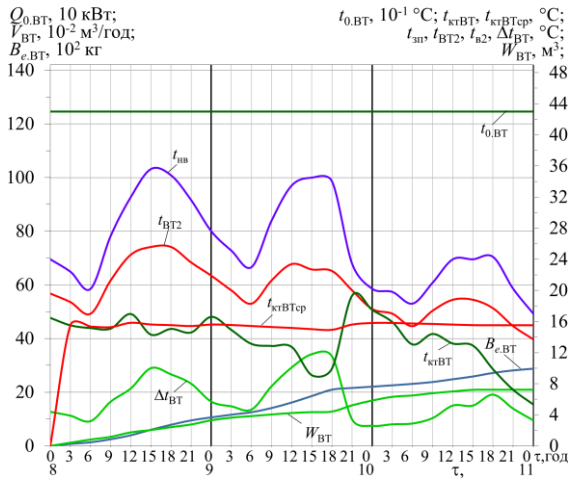


Рис. 10. Поточні значення температури $t_{зп}$, повітря на виході з високотемпературного (бустерного) ступеня PO_{BT} t_{BT2} , конденсату $t_{ктBT}$, утвореного в PO_{BT} , відповідні осереднені по масі температури накопичуваного конденсату $t_{ктBTcp}$, кількості накопичуваного конденсату W_{BT} , утвореного в PO_{BT} , економії палива $B_{e,BT}$ за рахунок зниження температури повітря Δt_{BT} в бустерному PO_{BT} (витрата повітря 40 кг/с) упродовж 3 діб (8–10.07.2015, м. Вознесенськ, Миколаївська обл.)

Як видно, при значних коливаннях поточних значень температури конденсату $t_{ктBT}$, що відводиться від PO_{BT} , осереднені по масі температури конденсату $t_{ктBTcp}$, який накопичується в акумуляторі, становлять близько 14...15 $^\circ C$, що спрощує розрахунок витрат холодопродуктивності на його охолодження. При цьому поточні значення середньозваженої (осередненої по масі) температури конденсату $t_{ктBTcp}$ від PO_{BT} , який накопичується в акумуляторі, розраховують як $t_{ктBTcp} = \frac{\sum(t_{ктBT} \cdot V_{BT})}{\sum V_{BT}}$, де V_{BT} – годинні витрати конденсату для PO_{BT} . Відповідно й для PO_{HT} : $t_{ктHTcp} = \frac{\sum(t_{ктHT} \cdot V_{HT})}{\sum V_{HT}}$.

Для низькотемпературного ступеня ПО_{НТ} базового хладонового ПО поточні значення температури повітря на виході з високотемпературного ПО_{ВТ} $t_{ВТ2}$ і низькотемпературного ПО_{НТ} $t_{НТ2}$ хладонових ступенів, киплячого хладону $t_{0,НТ}$ в ПО_{НТ}, температури конденсату $t_{ктНТ}$, утвореного в ПО_{НТ}, осереднені по масі температури конденсату $t_{ктНТср}$, утвореного в ПО_{НТ} упродовж 3 діб, теплових навантажень $Q_{0,ВТ}$ на ПО_{ВТ}, $Q_{0,НТ}$ на ПО_{НТ} і Q_0 на весь ПО, годинних витрат конденсату $V_{НТ}$ для ПО_{НТ}, сумарного накопичення конденсату $W_{НТ}$ при проектних питомих теплових навантаженнях $q_{0,ВТ}$ на ПО_{ВТ} і $q_{0,НТ}$ на ПО_{НТ}: $q_{0,ВТ} = 10$ кВт/(кг/с); $q_{0,НТ} = 24$ кВт/(кг/с) для кліматичних умов м. Вознесеньк, Миколаївська обл.) наведено на рис. 11.

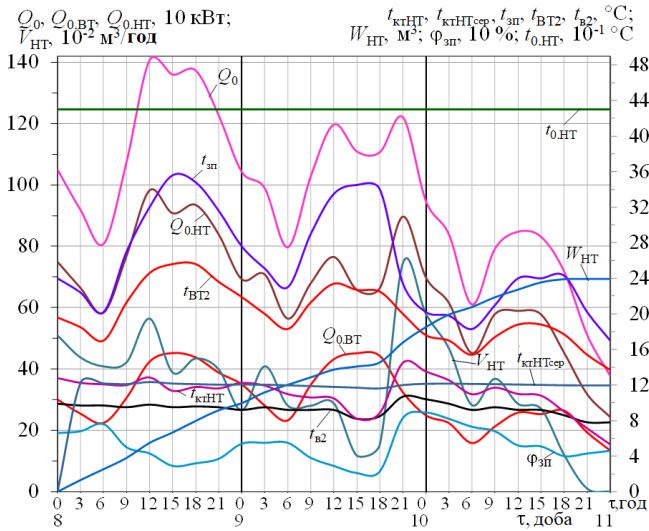


Рис. 11. Поточні значення температури $t_{сп}$ і відносної вологості $\phi_{сп}$ навколишнього повітря, температури повітря на виході з високотемпературного ПО_{ВТ} $t_{ВТ2}$ і низькотемпературного ПО_{НТ} $t_{НТ2}$ хладонових ступенів, киплячого хладону $t_{0,НТ}$ в ПО_{НТ}, конденсату $t_{ктНТ}$, утвореного в ПО_{НТ}, відповідні осереднені по масі температури конденсату $t_{ктНТср}$, утвореного в ПО_{НТ}, значення теплових навантажень $Q_{0,ВТ}$ на ПО_{ВТ}, $Q_{0,НТ}$ на ПО_{НТ} і Q_0 на весь ПО, годинних витрат конденсату $V_{НТ}$ для ПО_{НТ}, сумарного накопичення конденсату $W_{НТ}$ від ПО_{НТ} (витрата повітря 40 кг/с) упродовж 3 діб (8–10.07.2015)

Як видно, при значних коливаннях поточних значень температури конденсату $t_{ктВТ}$, що відводиться від ПО_{ВТ}, і менших коливаннях поточних значень температури конденсату $t_{ктНТ}$, що відводиться від ПО_{НТ}, осереднені по масі температури конденсату зберігаються відносно сталими і становлять для ПО_{ВТ} $t_{ктВТср} \approx 15...16$ °С при $q_{0,ВТ} = 10$ кВт/(кг/с) згідно з рис. 10, тоді як для $t_{ктНТср} \approx 12$ °С при $q_{0,ВТ} = 24$ кВт/(кг/с) (рис. 11), тобто на 4...5 °С нижче для $t_{ктНТср}$, що свідчить про доцільність роздільного відведення конденсату від ступенів охолодження відповідно до його температури з погляду подальшого

його використання. Осереднені по масі температури всього конденсату для двоступеневого охолодження в ПО становлять $t_{\text{ктВТср}} \approx 13^\circ\text{C}$. При цьому сумарне накопичення конденсату за 3 доби становить близько $W_{\text{ВТ}} \approx 8\text{ т}$ (рис. 10) і $W_{\text{НТ}} \approx 24\text{ т}$ (рис. 11).

Оскільки година витрата холодної води для $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ становить 80 т/год, необхідно оцінити час, упродовж якого можна отримати таку кількість конденсату в $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$. Дані по накопиченню конденсату упродовж 17-31 липня 2015 р. при проектних величинах $q_{0,\text{ВТ}} = 10\text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с})$ наведені на рис. 12.

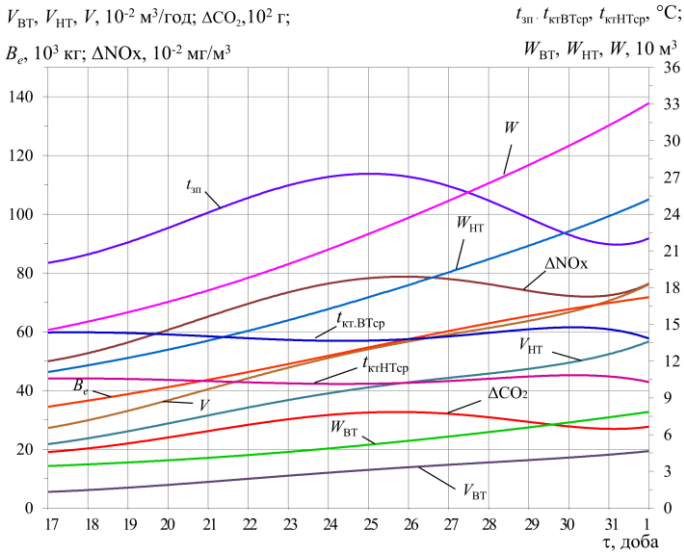


Рис. 12. Поточні усереднені значення температури $t_{\text{зп}}$, конденсату середня по масі $t_{\text{ктВТср}}$, отриманого у $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$, $t_{\text{ктНТср}}$ у $\text{ПО}_{\text{НТ}}$, $t_{\text{ктПОср}}$ у всьому ПО сумарна за накопиченням кількість конденсату $W_{\text{ВТ}}$, отриманого у $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$, $W_{\text{НТ}}$ у $\text{ПО}_{\text{НТ}}$, W у всьому ПО, сумарна економія палива B_e за рахунок охолодження повітря в ПО (витрата повітря 40 кг/с, витрата холодної води 80 т/год, проектне теплове навантаження $Q_{0,\text{ВТпр}} = 400\text{ кВт}$), зменшення викидів оксидів азоту ΔNO_x і діоксиду вуглецю ΔCO_2 упродовж 17-31 липня 2015 р. для кліматичних умов м. Вознесенськ, Миколаївська обл.

Як видно, кількість конденсату, отриманого у процесі охолодження зовнішнього повітря в $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$ на вході ГТУ (потужність ГТУ $N_e = 10\text{ МВт}$, витрата повітря 40 кг/с, $Q_{0,\text{ВТпр}} = 400\text{ кВт}$) упродовж 17-31 липня 2015 р., становить $W_{\text{ВТ}} \approx 80\text{ т}$ і близька його необхідній витраті для циркуляції через $\text{ПО}_{\text{ВТ}}$.

В результаті заміни базового хладонового ПО вдосконалим ПО комбінованого типу з бустерним водяним ступенем ПО_6 можна скоротити встановлену (проектну) питому холодопродуктивність базової ЕХМ понад 30 %

порівняно з базовою для хладонового ПО – відповідно до співвідношення $q_{0,6} \approx q_{0,ВТпр} = 10 \text{ кВт/(кг/с)}$ і $q_{0,НТпр} = 24 \text{ кВт/(кг/с)}$, а відтак і вартість ЕХМ.

Запропонований підхід до реалізації надлишку холодопродуктивності ТХМ, який утворюється при знижених теплових навантаженнях на апарати охолодження повітря на вході ГТУ, шляхом відведення конденсату з різною температурою від повітроохолоджувачів, його акумуляції, охолодження за рахунок надлишку холодопродуктивності ТХМ та використання як холодоносія у процесах холодопостачання додаткового водяного ступеня високотемпературного охолодження повітря з наступним його охолодженням в ТХМ (АБХМ або ЕХМ), розроблені способи раціональної організації процесів кондиціювання повітря на вході ГТУ та системи, які їх реалізують, методика визначення теплових характеристик систем і апаратів охолодження повітря дають змогу визначати теплофізичні умови, за яких можливе зменшення встановленої холодопродуктивності ТХМ, а відповідно і їх вартості для конкретного періоду і кліматичних умов при різних проектних питомих теплових навантаженнях, або ж, навпаки, збільшити холодопродуктивність, а відтак і глибину охолодження повітря на вході ГТУ з відповідним скороченням споживання палива шляхом використання надлишку холодопродуктивності в додаткових ступенях охолодження повітря при конкретних холодильних потужностях вже встановлених ТХМ.

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

1. За результатами аналізу ефективності кондиціювання повітря на вході ГТУ виявлено резерви її підвищення, які пов'язані з використанням надлишку холодопродуктивності тепловикористовуючих холодильних машин (ТХМ), що утворюється за знижених теплових навантажень на повітроохолоднику, та охолоджувального потенціалу конденсату, який відводиться у процесі охолодження повітря.

2. Отримав подальший розвиток підхід до кондиціювання повітря на вході ГТУ з використанням надлишку холодопродуктивності ТХМ, закумуляованого за знижених теплових навантажень, для попереднього охолодження повітря, який полягає у використанні охолоджувального потенціалу конденсату, відведеного у процесі охолодження повітря й акумульованого за різних температур.

3. Розроблено способи раціональної організації процесів відведення й акумулювання конденсату відповідно до його температури, використання надлишку холодопродуктивності АБХМ або ЕХМ, що утворюється за зменшених теплових навантажень, для зниження температури конденсату та його використання у ступені попереднього охолодження повітря на вході ГТУ за підвищених теплових навантажень, що забезпечує зменшення проектного теплового навантаження на повітроохолодник і проектної (встановленої) хо-

лодопродуктивності АБХМ та ЕХМ на 20...30 % при охолодженні повітря відповідно до 15 і 10 °С.

3. Розроблено спосіб визначення надлишку холодопродуктивності ТХМ, кількості та температури конденсату, що відводиться від повітроохолодників з урахуванням змінних поточних кліматичних умов експлуатації, що базується на вдосконаленій математичній моделі процесів тепловологісної обробки повітря і дає змогу визначати ефективність використання охолоджувального потенціалу ТХМ за різних проектних теплових навантажень на повітроохолодник, розробляти високоєфективні системи кондиціонування повітря з акумуляцією холоду та конденсату, визначати раціональні режими їх функціонування з використанням закумульованого холоду.

4. Встановлено, що при значних коливаннях поточних значень температури конденсату, що відводиться у процесі охолодження повітря, осереднені по масі накопичуваного конденсату температури зберігаються відносно сталими, що є теплофізичним підґрунтям доцільності роздільного (за температурою) відведення конденсату при більш глибокому охолодженні повітря до 10 °С (порівняно з його охолодженням до 15 °С в АБХМ), його акумулювання та подальшого використання для попереднього охолодження повітря.

5. Розроблено схемні рішення системи кондиціонування повітря на вході ГТУ з використанням надлишку холодопродуктивності ТХМ, що утворюється за зменшених теплових навантажень, для зниження температури конденсату у разі застосування хладону як холодоносія, роздільного за температурою акумулювання конденсату та його використання для попереднього охолодження повітря у бустерному ступені повітроохолодника.

6. Визначено раціональні параметри процесів кондиціонування повітря на вході ГТУ з використанням надлишку холодопродуктивності ТХМ та конденсату як холодоносія повітроохолодника, що забезпечують скорочення споживання палива на 5...7 %, відповідне скорочення викидів вуглецю та оксидів азоту за експлуатації в кліматичних умовах півдня України.

Основні результати дисертації опубліковані в спеціалізованих виданнях:

1. Радченко, А.Н. Аккумуляция и использование конденсата в процессах охлаждения циклового воздуха газового двигателя тригенерационной установки автономного энергообеспечения / А.Н. Радченко, А. Стахель, А.И. Прядко, Ю.А. Долгунов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 4(121). – С. 85–89.

Дисертантом розрахована кількість і параметри конденсату.

2. Радченко, А.М. Підвищення ефективності використання абсорбційної бромистолітійової холодильної машини в комбінованій системі охолодження повітря на вході газотурбінної установки / А.М. Радченко, Б.С. Портной, С.А. Кантор, О.І. Прядко // *Авиационно-космическая техника и технология*. - 2017. – № 4. – С. 93–97.

Дисертантом розроблено схемні рішення комбінованої системи охолодження повітря на вході ГТУ.

3. Радченко, А.Н. Компьютерное моделирование теплоиспользующей системы охлаждения на входе газотурбинной установки с получением конденсата / А.Н. Радченко, Б.С. Портной, А.И. Прядко, С.А. Кантор // *Радиоелектронні і комп'ютерні системи*. – 2017. – № 2. – С. 49–53.

Дисертантом розроблено алгоритм розрахунку параметрів охолоджуваного повітря на вході ГТУ та холодоносія.

4. Радченко, А.Н. Получение конденсата при охлаждении воздуха на входе ГТУ / А.Н. Радченко, Б.С. Портной, А.И. Прядко, А.А. Андреев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – № 3. – С. 99–103.

Дисертантом досліджені поточні показники конденсату, що випадає.

5. Радченко, А.Н. Моделирование процессов получения конденсата при охлаждении воздуха на входе газотурбинной установки / А.Н. Радченко, Б.С. Портной, А.И. Прядко, С.А. Кантор // *Радиоелектронні і комп'ютерні системи*. – 2017. – № 3. – С. 62–67.

Дисертантом розроблено алгоритм розрахунку параметрів конденсату.

6. Радченко, А. М. Моделювання процесів охолодження повітря бромистолітєвою холодильною машиною з використанням резерву холодопродуктивності у бустерному повітроохолоджувачі / А.М. Радченко, М.І. Радченко, С.А. Кантор, Б.С. Портной, О.І. Прядко // *Радиоелектронні і комп'ютерні системи*. – 2017. – № 4 (84). – С. 95–100.

Дисертантом розроблено алгоритм розрахунку надлишку холодопродуктивності.

7. Радченко, А. М. Моделювання процесів охолодження повітря з акумуляцією та використанням резерву холодопродуктивності ежекторної холодильної машини у бустерному повітроохолоджувачі / А.М. Радченко, С.А. Кантор, В.С. Ткаченко, Б.С. Портной, О.І. Прядко // *Радиоелектронні і комп'ютерні системи*. – 2017. – № 4 (84). – С. 89–94.

Дисертантом розроблено алгоритм розрахунку порівняння дефіциту та надлишку холодопродуктивності.

8. Радченко, А.Н. Использование конденсата при комбинированном охлаждении воздуха на входе газотурбинной установки / А.Н. Радченко, Б.С. Портной, А.И. Прядко, С.А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – № 6. – С. 52–57.

Дисертантом визначено показники ефективності використання конденсату при комбінованому охолодженні на вході ГТУ.

9. Радченко, А.М. Підвищення ефективності охолодження повітря на вході ГТД холодильними машинами шляхом акумуляції холоду/ А.М. Радченко, Б.С. Портной, С.А. Кантор, О.І. Прядко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2020. – № 4(164). – С. 22–27.

10. Радченко, А.М. Використання надлишку холодопродуктивності холодильних машин при охолодженні повітря на вході / А.М. Радченко, М.І. Радченко, Б.С. Портной, С.А. Кантор, О.І. Прядко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2020. – № 5 (165). – С.47–52.

11. Radchenko, A., Trushliakov, E., Tkachenko, V., Portnoi, B., Prjadko, O.: Improvement of the Refrigeration Capacity Utilizing for the Ambient Air Conditioning System. In: Tonkonogyi, V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes II*. InterPartner 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 714-723. Springer, Cham (2021). https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_69

Публікації, в яких додатково викладено зміст дисертації:

9. Радченко А.Н. Исследование бустерной ступени воздухоохладителя комбинированного типа / А.Н. Радченко, С.А. Кантор, А.С. Прядко // 36. наук. праць НУК. – 2015. – Вип. № 6 (462). – С.56–63.

Дисертантом досліджено утворення та використання надлишку холодопродуктивності абсорбційної холодильної машини.

10. Прядко А.И. Охлаждение воздуха на входе ГТУ с получением конденсата разной температуры / Прядко А.И. // Холод в енергетиці і на транспорті Матеріали ІV м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2017. – С. 247–250.

Дисертантом досліджено шляхи отримання конденсату різної температури.

11. Прядко А.И. Получение и использование конденсата с разной температурой в процессах охлаждения воздуха на входе ГТУ / А.И. Прядко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VІІІ м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2017. – С. 240–241.

Дисертантом досліджено використання конденсату різної температури.

12. Прядко, А.И. Получение конденсата в процессах охлаждения воздуха на входе ГТУ / А.И. Прядко // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали ІІІ м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2017. – С. 210–213.

Дисертантом досліджено утворення конденсату при охолодженні повітря на вході ГТУ.

13. Прядко, А.И. Отвод и аккумуляирование конденсата в процессах охлаждения воздуха на входе ГТУ / А.И. Прядко // Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні: Матеріали Х м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2017. – С.148–151.

Дисертантом досліджено утворення та акумулювання конденсату, визначено його параметри.

14. Прядко, А.И. Охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки с аккумуляцией и использованием полученного конденсата / А.И.Прядко // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей ХІ м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2017. – С. 90–92.

Дисертантом розроблено схемні рішення системи акумуляції і використання конденсату під час охолодження повітря на вході ГТУ.

15. Радченко А. Н. Получение конденсата как сопутствующего продукта процессов охлаждения приточного воздуха машинного отделения газовых двигателей установки автономного энергообеспечения [Электронный ресурс] / А.Н. Радченко, А. Стахель, А.И. Прядко // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей Х м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 42–45. – Режим доступу: <http://conference>.

Дисертантом визначено параметри конденсата, отриманого у процесі охолодження повітря на вході енергоустановки.

16. Радченко, А.Н. Получение и использование конденсата в процессах охлаждения воздуха газового двигателя автономного энергообеспечения [Электронный ресурс] / А.Н. Радченко, А. Стахель, А.И. Прядко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VІ м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – С. 220–223. – Режим доступу: [http://conference.nuos.edu.ua/ cata-](http://conference.nuos.edu.ua/)

log/lecturesList;jsessionid=8ff0fb9df3da86f997230459d978?conferenceId=32314

Дисертантом розроблено схемні рішення отримання і використання конденсату при охолодженні повітря на вході ГТУ.

17. Радченко А.Н. Повышение эффективности системы оборотного охлаждения газопоршневого двигателя [Электронный ресурс] / А. Н. Радченко, А. В. Грич, А.В. Коновалов, А.И. Прядко // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали III м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – с. 7.

Дисертантом досліджено умови експлуатації системи оборотного охолодження газопоршневого двигуна.

18. Радченко, М.І. Підвищення ефективності охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки автономного енергопостачання / М.І. Радченко, А.В. Грич, І.П. Єсін, О.І. Прядко // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2015. – Т.2. – С. 104–111.

Дисертантом розроблена методика обробки результатів дослідження ефективності охолодження повітря на вході двигунів.

19. Радченко, А.Н. Комбинированное охлаждение воздуха на входе газотурбинной установки с использованием конденсата / А.Н. Радченко, Б.С. Портной, А.И. Прядко// Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2017. – С. 207–210.

Дисертантом розроблено схемні рішення системи комбінованого охолодження повітря на вході ГТУ.

АНОТАЦІЯ

Прядко О.І. Підвищення ефективності кондиціонування повітря на вході газотурбінної установки акумуляцією холоду. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 "Холодильна, вакуумна і компресорна техніка, системи кондиціонування". – Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, 2021.

Дисертація присвячена вдосконаленню систем кондиціонування повітря на вході газотурбінної установки (ГТУ) шляхом попереднього охолодження зовнішнього повітря за рахунок надлишку холодопродуктивності тепловикористовуючої холодильної машини (ТХМ), що утворюється за знижених теплових навантажень, його акумуляції та використання за підвищених теплових навантажень. Попереднє охолодження зовнішнього повітря при пікових теплових навантаженнях за рахунок закумульованого резерву холоду забезпечує скорочення витрат холодопродуктивності на подальше зниження його температури в ТХМ.

Розроблено спосіб раціональної організації процесів роздільного відповідно до температури відведення, акумулювання та використання конденсату у процесах кондиціонування повітря на вході ГТУ за підвищених теплових навантажень як холодоносія ступеня попереднього охолодження повітря на вході ГТУ з використанням резерву холодопродуктивності ТХМ, що забезпечує

зменшення проектного теплового навантаження на базовий повітроохолодник, відповідно і встановленої холодопродуктивності ТХМ на 20...30 %.

Розроблено схемні рішення системи кондиціювання повітря на вході ГТУ, які реалізують запропоновані способи тепловологісної обробки повітря з використанням надлишку холодопродуктивності ТХМ, що утворюється за знижених теплових навантажень, у ступені попереднього охолодження повітря.

Визначено оптимальні параметри роботи системи кондиціювання повітря на вході ГТУ з використанням надлишку холодопродуктивності ТХМ та конденсату як холодоносія повітроохолодника, що забезпечують скорочення споживання палива на 5...7 % за експлуатації в кліматичних умовах півдня України.

Ключові слова: кондиціювання повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, повітроохолодник, термоакумулятор, теплове навантаження, кліматичні умови.

ABSTRACT

Priadko O.I. Increasing the efficiency of conditioning the air at the inlet of gas turbine unit through accumulation of a cold. - The qualification research work as a manuscript.

The dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences in the specialty 05.05.14 "Refrigeration, vacuum and compressor equipment, air conditioning systems". – Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, 2021.

The dissertation is devoted to the improvement of conditioning systems of the air at the inlet of gas turbine unit (GTU) through ambient air precooling due to the excess of cooling capacities of the waste heat recovery chiller (WHRCh), which is generated at decreased heat loads, with its accumulation and use at high heat loads on the air cooler. Ambient air precooling at peak heat loads due to accumulated excess of cooling capacities provides a reduction in cooling consumption for further decreasing the temperature of air in the WHRCh.

The method of rational organization of the processes of removal, storage and the use of condensate according to its temperature in the air conditioning processes at the inlet of GTU during increased heat loads as a coolant of the stage for precooling of air at the inlet of GTU with the use of a reserve of cooling capacities of the WHRC, that provides a reduction in the design heat load on the air cooler and accordingly the design cooling capacity of WHRCh by 20...30%.

The schema decisions of GTU inlet air conditioning systems, which realize the proposed ways of heat-humidity treatment processes of the air with using the excessive cooling capacity of WHRCh, which is generated at decreased heat loads, for the stage of air precooling.

The optimum performance parameters of GTU inlet air conditioning systems with using the excessive cooling capacity of WHRCh and the condensate as a coolant for air cooler, that provides decreasing a fuel consumption by 5...7 % while operation in climatic conditions of the south of Ukraine.

Key words: air conditioning, waste heat recovery chiller, air cooler, thermal accumulator, heat load, climatic conditions.

Підписано до друку 15.11.2021 р.
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times. Друк різнографічний.
Зам. № 4. Тираж 100 прим.

Надруковано ТОВ “Експрес поліграфія”
73001, м.Херсон, вул. Ушакова, 25.
тел. 050 842 36 29