

Ministry of Education and Science of Ukraine
**ODESSA NATIONAL ACADEMY OF
FOOD TECHNOLOGIES**

International Competition of
Student Scientific Works

BLACK SEA SCIENCE 2018 PROCEEDINGS



April, 4, 2018
ODESSA, ONAFT 2018

Ministry of Education and Science of Ukraine
Odessa National Academy of Food Technologies

International Competition of Student Scientific Works

BLACK SEA SCIENCE 2018

Proceedings

April 4, 2018

Odessa, ONAFT 2018

Міністерство освіти і науки України
Одеська національна академія харчових технологій

Міжнародний конкурс студентських наукових робіт

BLACK SEA SCIENCE 2018

Матеріали

4 квітня 2018 року

Одеса, ОНАХТ 2018

UDC 001(262.5):378.4.091.27(08)
BBC 421D221
B64

Editorial board:

Prof. B. Yegorov, D.Sc., Rector of the Odessa National Academy of Food Technologies, Editor-in-chief

Prof. M. Mardar, D.Sc., Vice-Rector for Scientific and Pedagogical Work and International Relations, Editor-in-chief

Dr. I. Solonytska, Ph.D., Assoc. Professor, Director of the M. V. Lomonosov Technological Institute of Food Industry, Head of the jury of «Food Science and Technology»

Dr. O. Kalaman, Ph.D., Assoc. Professor, Director of the G. E. Weinstein Institute of Applied Economics and Management, Head of the jury of «Economics and Administration»

Prof. V. Volkov, D.Sc., Head of the Department of Applied Mathematics and Programming, Head of the jury of «Automation»

Prof. S. Artemenko, D.Sc., Head of the Department of Computer Engineering, Head of the jury of «IT Technologies and Cybersecurity»

Prof. B. Kosoy, D.Sc., Director of the V. S. Martynovsky Institute of Refrigeration, Cryotechnology and Ecoenergetics, Head of the jury of «Renewable Energy Sources and Environmental Protection»

Prof. L. Morozyuk, D.Sc., Professor of the Department of Cryogenic Engineering, Head of the jury of «Refrigerating Machines and Equipment»

Dr. V. Kozhevnikova, Ph.D., Assistant Professor of the Department of Hotel and Catering Business, ONAFT, Technical Editor

Black Sea Science 2018: Proceedings of the International Competition of Student Scientific Works, April 4, 2018, Odessa / Odessa National Academy of Food Technologies; B. Yegorov, M. Mardar (editors-in-chief.) [*et al.*]. – Odessa: ONAFT, 2018. – 827 p.

Proceedings of International Competition of Student Scientific Works «Black Sea Science 2018» contain the works of winners of the competition.

The author of the work is responsible for the accuracy of the information.

ISBN 978-966-289-181-2

Odessa National Academy of Food Technologies

УДК 001(262.5):378.4.091.27(08)
ББК 421D221
В64

Редакційна колегія:

Єгоров Б.В. – д.т.н., професор, ректор Одеської національної академії харчових технологій, відповідальний редактор

Мардар М.Р. – д.т.н., професор, проректор з науково-педагогічної роботи та міжнародних зв'язків, відповідальний редактор

Солоницька І.В. – к.т.н., доцент, директор технологічного інституту харчової промисловості ім. М.В. Ломоносова, голова журі напрямку «Харчова наука і технологія»

Каламан О.Б. – к.е.н., доцент, директор інституту прикладної економіки та менеджменту ім. Г.Е. Вейнштейна, голова журі напрямку «Економіка і управління»

Волков В.Е. – д.т.н., професор, зав. кафедри прикладної математики і програмування, голова журі напрямку «Автоматизація»

Артеменко С.В. – д.т.н., професор, зав. кафедри комп'ютерної інженерії, голова журі напрямку «ІТ технології та кібербезпека»

Косой Б.В. – д.т.н., професор, директор інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського, голова журі напрямку «Відновлювані джерела енергії та охорона навколишнього середовища»

Морозюк Л.І. – д.т.н., професор кафедри кріогенної техніки, голова журі напрямку «Холодильні машини і установки»

Кожевнікова В.О. – к.т.н., асистент кафедри готельно-ресторанного бізнесу, технічний редактор

Black Sea Science 2018: Матеріали Міжнародного конкурсу студентських наукових робіт, 4 квітня 2018 р., Одеса / Одеська національна академія харчових технологій; Б. В. Єгоров, М. Р. Мардар (відп. ред.) [та ін.]. – Одеса: ОНАХТ, 2018. – 827 с.

Збірник включає матеріали робіт переможців Міжнародного конкурсу студентських наукових робіт «Black Sea Science 2018».

За достовірність інформації відповідає автор публікації.

Organizing committee:

Prof. Bogdan Yegorov, D.Sc., Rector of Odessa National Academy of Food Technologies, Head of the Committee

Prof. Maryna Mardar, D.Sc., Vice-Rector for Scientific and Pedagogical Work and International Relations of Odessa National Academy of Food Technologies, Deputy Head of the Committee

Prof. Stefan Dragoev, D.Sc., Vice-Rector on Research and Business Partnerships of University of Food Technologies (Bulgaria)

Prof. Baurzhan Nurakhmetov, D.Sc., First Vice-Rector of Almaty Technological University (Kazakhstan)

Prof. Andrzej Kowalski, Dr. habil., Director of Institute of Agricultural and Food Economics (Poland)

Dr. Olivera Djuragic, Ph.D., Director of Scientific Institute of Food Technology of University of Novi Sad (Serbia)

Prof. Mircea Bernic, Dr. habil., Vice-Rector on Research and Doctorate of Technical University of Moldova (Moldova)

Prof. Jacek Wrobel, Dr. habil., Rector of West Pomeranian University of Technology (Poland)

Prof. Michael Zinigrad, D.Sc., Rector of Ariel University (Israel)

Dr. Mei Lehe, PhD, Vice-President of Ningbo Institute of Technology, Zhejiang University (China)

Prof. Plamen Kangalov, Ph.D., Vice-Rector on Education of “Angel Kanchev” University of Ruse (Bulgaria)

Dr. Alexander Sychev, Ph.D., Assoc. Professor of Sukhoi State Technical University of Gomel (Belarus)

Dr. Hanna Lilishentseva, Ph.D., Assoc. Professor, Head of the Department of Merchandise of Foodstuff of Belarus State Economic University (Belarus)

Prof. Heinz Leuenberger, Ph.D., University of Applied Sciences and Arts Northwestern Switzerland (Switzerland)

Організаційний комітет:

Сторов Богдан Вікторович – д.т.н., професор, ректор – Одеська національна академія харчових технологій – голова оргкомітету

Мардар Марина Ромиківна – д.т.н., професор, проректор з науково-педагогічної роботи та міжнародних зв'язків – Одеська національна академія харчових технологій – заступник голови оргкомітету

Драгоєв Стефан Георгієв – д.т.н., професор, проректор з наукової роботи і бізнес партнерства – Університет харчових технологій (Болгарія)

Нурахметов Бауржан Кумаргалієвич – д.т.н., професор, перший проректор – Алматинський технологічний університет (Казахстан)

Ковальські Анджей – доктор-хабілітат, професор, директор інституту економіки сільськогосподарської та харчової промисловості – Інститут сільськогосподарської та продовольчої економіки (Польща)

Дюрагіц Олівера – доктор, директор інституту харчових технологій – Університет в м. Нові Сад (Сербія)

Бернік Мірча – доктор-хабілітат, професор, проректор з наукової роботи та докторантури – Технічний університет Молдови (Молдова)

Вробель Яцек – доктор-хабілітат, професор, ректор – Західнопоморський технологічний університет (Польща)

Зініград Михайл – доктор наук, професор, ректор – Аріельський університет (Ізраїль)

Лехе Мей – доктор, віце-президент – Технологічний інститут Нінбо Чжэцзянського університету (Китай)

Кангалов Пламен – професор, доктор, проректор з навчальної роботи – Русенський університет «Ангел Канчев» (Болгарія)

Сичев Олександр Васильович – к.т.н, доцент, проректор з навчальної роботи – Гомельський державний технічний університет ім. П. Й. Сухого (Білорусь)

Лілішенцева Анна Миколаївна – к.т.н, доцент, зав. кафедрою товарознавства продовольчих товарів – Білоруський державний економічний університет (Білорусь)

Леунбергер Хайнц – доктор, професор – Університет прикладних наук і мистецтв Північно-західної Швейцарії (Швейцарія)

USE OF COOLING POTENTIAL ABSORPTION-ELECTRIC REFRIGERATING MACHINE

Author – Bohza L., Bodu D.

Supervisor – Radchenko A.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding

The purpose of the research is the development of a cooling system at the entrance of the GTA by transforming the heat of exhaust gases with a booster degree of pre-cooling due to the cooling capacity of the absorption-ejector refrigerating machine, which is discharged at reduced thermal loads (external air temperatures), which provides reduction of the installed refrigeration capacity of the thermoformer – heat-using refrigeration machine – HRM) and, accordingly, capital expenditures.

For the first time, methods have been developed for cooling the air at the inlet of the GTU by heat-using refrigeration machines (HRM) – thermoformers – using the cooling capacity of the thermoformer, which is released at reduced thermal loads (external air temperatures), in the booster stage of the pre-cooling, which provides reduction of the installed refrigerating capacity of HRM and, respectively, capital expenditures.

For the first time, air cooling systems at the inlet of the GTA in HRM were developed using the excess cooling capacity of the transformer in the booster stage of the air cooler, which provides a reduction in the installed refrigerating capacity of the HRM and, accordingly, capital costs. Natural tests of the booster air cooler were conducted to obtain data to determine its thermal load in accordance with the temperature of the outside air.

ВИКОРИСТАННЯ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО ПОТЕНЦІАЛУ АБСОРБЦІЙНО-ЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Автор – Богза Л. Л., Боду Д. Ж.

Керівник – Радченко А. М.

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Вступ

Ефективність теплових двигунів, зокрема газотурбінних (ГТД), залежить від температури повітря на вході $t_{\text{нв}}$ і з її підвищенням суттєво погіршується: питома витрата палива b_e зростає, а ефективна потужність N_e зменшується. То ж з метою зниження температури повітря на вході ГТД доцільно трансформувати в холод теплоту відпрацьованих газів. Глибина охолодження повітря на вході ГТУ термотрансформаторами залежить від температури отриманого в них холодоносія t_x , що подається в повітроохолоджувачі (ПО) на вході ГТУ. Так, в абсорбційних бромистолітієвих термотрансформаторах (АБТТ) – абсорбційних бромистолітієвих холодильних машинах (АБХМ), можливе охолодження повітря до $t_{\text{в2}} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$ (температура холодної води $t_x = 7 \dots 10^\circ\text{C}$), яка для умов помірного клімату, характерного для України, недостатньо низька, щоб забезпечити високий коефіцієнт використання АБХМ. Застосування в термотрансформаторах, зокрема ежекторного типу (ЕТТ), низькокиплячих робочих тіл (НРТ) – хладонів – дозволяє охолоджувати повітря в ПО до більш низьких температур $t_{\text{в2}} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$ і нижче, що забезпечувало б додаткове скорочення питомої витрати палива при помірних температурах зовнішнього повітря на вході ГТУ $t_{\text{нв}} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$. Однак ефективність трансформації теплоти в ЕТТ невисока порівняно з АБТТ: тепловий коефіцієнт ЕТТ $\zeta = 0,2 \dots 0,3$ проти $\zeta = 0,7 \dots 0,8$ для АБТТ, що потребує в 2–3 рази більших витрат теплоти (тепловий коефіцієнт $\zeta = Q_0 / Q_{\text{г}}$ – відношення отриманої холодопродуктивності Q_0 до витрат теплоти гарячого теплоносія-води $Q_{\text{г}}$).

Очевидно, що використання охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, що вивільняється при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря), у бустерному ступені попереднього охолодження, забезпечувало б скорочення встановленої холодильної потужності ТХМ і, відповідно, капітальних витрат. Це потребує розробки принципово нових способів охолодження повітря на вході ГТУ та відповідних схем систем охолодження.

Тому розробка систем охолодження повітря на вході трансформацією теплоти відпрацьованих газів з бустерним ступенем попереднього охолодження за рахунок потенціалу охолодження термотрансформатора, який висвобождається при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря), є актуальною науково-прикладною задачею.

Підвищенню ефективності ГТУ присвячені роботи М.О. Дикого, Б.Д. Білеки, В.М. Клименка, Н.М. Фіалки, В.І. Романова, С.В. Епіфа-

нова, І.І. Петухова, J.N. Bortmany, M. Nixdorf, M. Chaker, R. Bhargava, C.B. Meher-Homji, S. Campanary, R. Yokoyama та інших відомих вчених.

Проте питання визначення параметрів ПО і термотрансформаторів, зокрема температури холодоносія та охолодженого повітря, встановленої холодильної потужності (проектного теплового навантаження і, відповідно, площі поверхні ПО), від яких залежать, з одного боку, глибина охолодження й отримуваний ефект, а з іншого, – витрати потужності ГТУ (відповідно, й палива) на подолання аеродинамічного опору ПО, що особливо актуально для експлуатації ГТУ при помірних температурах зовнішнього повітря, характерних для кліматичних умов України, та скорочення теплового навантаження на ПО, потребує принципово нових підходів і методики проектування ПО комбінованого типу з бустерним ступенем попереднього охолодження, високотемпературним ступенем (водяного охолодження повітря) попередньої тепловологісної обробки повітря та хладоновим низькотемпературним ступенем охолодження лишаються невирішеними. Вирішення цих питань забезпечувало б суттєве скорочення споживання палива і стабільну ефективну експлуатацію ГТУ упродовж року, сприяло широкому застосуванню охолодження повітря на вході ГТУ в кліматичних умовах України.

Науково-прикладною задачею, що вирішується в роботі, є розробка системи охолодження повітря на вході ГТУ трансформацією теплоти відпрацьованих газів з бустерним ступенем попереднього охолодження за рахунок охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, який вивільняється при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря), що забезпечує скорочення встановленої холодильної потужності термотрансформатора (тепловикористовуючої холодильної машини – ТХМ) і, відповідно, капітальних витрат.

Об'єктом дослідження є процеси охолодження повітря на вході ГТУ трансформацією скидної теплоти у тепловикористовуючих холодильних машинах (ТХМ).

Предметом дослідження є параметри і процеси охолодження повітря на вході ГТУ трансформацією скидної теплоти у ТХМ з бустерним ступенем попереднього охолодження за рахунок охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, який вивільняється при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря).

Метою роботи є розробка системи охолодження повітря на вході ГТУ трансформацією теплоти відпрацьованих газів з бустерним ступе-

нем попереднього охолодження за рахунок охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, який вивільняється при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря), що забезпечує скорочення встановленої холодної потужності термотрансформатора (тепловикористовуючої холодильної машини – ТХМ) і, відповідно, капітальних витрат, або ж скорочення споживання палива та збільшення потужності ГТУ при одній і тій же встановленій холодній потужності термотрансформатора.

Основні задачі дослідження:

- проаналізувати вплив температури зовнішнього повітря на вході на паливну ефективність та потужність ГТУ КС та виявити резерви їх підвищення при експлуатації в кліматичних умовах України шляхом охолодження повітря трансформацією в холод теплоти відхідних ГТУ;
- розробити систему охолодження повітря на вході ГТУ КС трансформацією теплоти відпрацьованих газів з бустерним ступенем попереднього охолодження за рахунок охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, який вивільняється при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря);
- розробити алгоритм та методику розрахунку характеристик ТХМ і параметрів процесів охолодження повітря на вході ГТУ в ТХМ та охолоджувального потенціалу ТХМ, що дозволяє враховувати зміну теплового навантаження на ступені охолодження відповідно до поточних кліматичних умов експлуатації та проектувати повітроохолоджувачі з мінімальною встановленою потужністю;
- визначити раціональні параметри процесів охолодження повітря на вході ГТУ з бустерним ступенем попереднього охолодження за рахунок охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, який вивільняється при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря), які забезпечують скорочення питомої витрати палива ГТУ в кліматичних умовах експлуатації в Україні;
- провести натурні випробування бустерного повітроохолоджувача з метою отримання даних для визначення його теплового навантаження відповідно до температури зовнішнього повітря;
- реалізувати наукові результати роботи при розробці схематехнічних рішень та рекомендацій з проектування та модернізації систем охолодження повітря на вході ГТУ компресорних станцій (наприкладі Південно-Бузької компресорної станції в м. Південно-Українськ Миколаївської обл.).

Методи дослідження. Використано фізичний та математичний методи дослідження. Рациональні параметри системи трансформації скидної теплоти ГТУ в холод обчислювалися за розробленою програмою розрахунку характеристик повітроохолоджувачів, адекватність результатів якої підтверджено даними натурних випробувань.

Основні наукові результати та їхня новизна:

1. Запропоновано принципово новий підхід до охолодження повітря на вході ГТУ трансформацією теплоти відпрацьованих газів з бустерним ступенем попереднього охолодження, який забезпечує використання охолоджувального потенціалу термотрансформатора, який вивільняється при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря), завдяки чому – скорочення встановленої холодильної потужності термотрансформатора (тепловикористовуючої холодильної машини – ТХМ) на 25...30 % і, відповідно, капітальних витрат, або ж скорочення споживання палива та збільшення потужності ГТУ при одній і тій же встановленій холодильній потужності термотрансформатора.

2. Вперше розроблено системи охолодження повітря на вході ГТУ трансформацією теплоти відпрацьованих газів з бустерним ступенем попереднього охолодження за рахунок охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, який вивільняється при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря).

3. Розроблено алгоритм та методику розрахунку характеристик ТХМ і параметрів процесів охолодження повітря на вході ГТУ в ТХМ та охолоджувального потенціалу ТХМ, що дозволяє враховувати зміну теплового навантаження на ступені охолодження відповідно до поточних кліматичних умов експлуатації та проектувати повітроохолоджувачі з мінімальною встановленою потужністю.

4. Визначено рациональні параметри процесів охолодження повітря на вході ГТУ з бустерним ступенем попереднього охолодження за рахунок охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, які забезпечують скорочення питомої витрати палива ГТУ в кліматичних умовах півдня України на 7...10 г/(кВт/год).

5. Проведено натурні випробування бустерного повітроохолоджувача в широкому діапазоні теплових навантажень відповідно до температури зовнішнього повітря.

6. Наукові результати роботи реалізовано при розробці схемотехнічних рішень та рекомендацій з проектування та модернізації систем охолодження повітря на вході ГТУ компресорних станцій (на прикладі

Південно-Бузької компресорної станції в м. Південно-Українськ Миколаївської обл.).

Достовірність результатів дослідження забезпечена коректною постановкою науково-прикладної задачі, задовільним узгодженням розрахункових значень теплових навантажень повітроохолоджувачів з даними натурних випробувань, позитивними результатами порівняльного аналізу запропонованих та існуючих технічних рішень.

Основні результати роботи у вигляді методики розрахунку характеристик, схемо-технічних рішень і рекомендацій з проектування систем охолодження і трансформації теплоти використано в держбюджетній темі № 0115U000300 "Науково-технічні основи тригенераційних полінарних технологій на низькокиплячих робочих тілах для двигунів і енергетичних установок", а також в лекційному курсі "Тригенераційні технології", при курсовому та дипломному проектуванні в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова.

Конкретна особиста участь авторів полягає у виконанні розрахунків поточних параметрів і визначенні раціональних параметрів систем трансформації скидної теплоти ГТД з бустерним охолодженням повітря на вході, а також параметрів повітроохолоджувачів за даними їх натурних випробувань.

Розділ 1. Обґрунтування напряму підвищення ефективності ГТУ охолодженням повітря на вході

1.1. Аналіз способів підвищення ефективності ГТУ

Про зростання питомої витрати палива b_e та зменшення потужності N_e з підвищенням температури повітря на вході t_n можна судити з кліматичних характеристик ГТУ виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" на рис. 1.1.

Залежності питомої витрати палива b_e , потужності N_e і ККД η_e від температури зовнішнього повітря на вході $T_{зп}$ для ГТУ регенеративного типу газотурбокомпресора ГТК-10-4 Південно-Бузької компресорної станції (м. Південно-Українськ, Миколаївська обл.) в абсолютних b_e , N_e , η_e та відносних $N_e = N_e / N_{ISO}$ (N_{ISO} при 15°C) величинах подано на рис. 1.2.

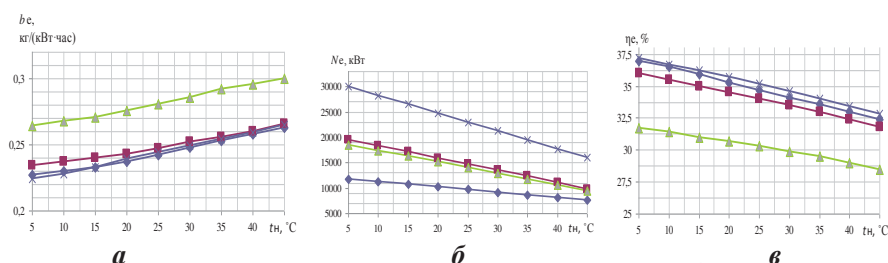


Рис. 1.1. Залежності питомої витрати палива b_e (а), потужності N_e (б) і ККД η_e (в) ГТУ виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" від температури повітря на вході t_n : ♦ – UGT 10000; ■ – UGT 15000; ▲ – UGT 16000; × – UGT 25000

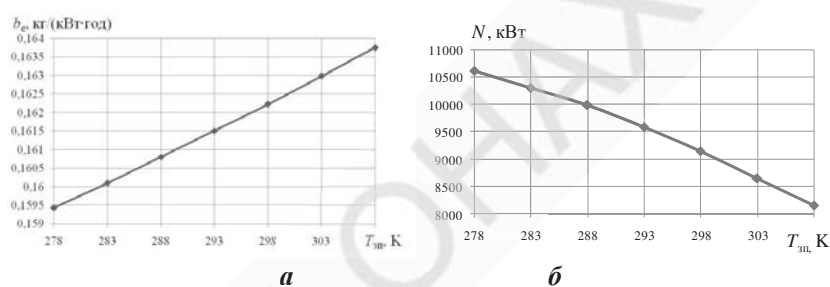


Рис. 1.2. Залежності питомої витрати палива b_e (а) і потужності N_e (б) в залежності від температури повітря на вході $T_{вх}$ для ГТУ регенеративного типу газотурбокомпресора ГТК-10-4 Південно-Бузької компресорної станції (м. Південно-Українськ, Миколаївська обл.)

Як видно, при підвищенні температури повітря на вході t_n на 1 °C питомої витрати палива b_e зростає на 0,7...0,8 г/(kW·год), а потужність ГТУ N_e зменшується на 0,8...1,2 %, що свідчить про необхідність охолодження повітря на вході ГТУ. Найбільшого поширення набуло охолодження повітря на вході ГТУ абсорбційними бромистолітєвими холодильними машинами (АБХМ), що використовують теплоту відпрацьованих газів (рис. 1.3,а). При цьому в повітроохолоджувач на вході ГТУ подають отриману в АБХМ холодну воду з температурою $t_x = 7...10$ °C. Конструктивно найбільш простими, а відтак і найбільш надійними в експлуатації є ежекторні холодильні машини (ЕХМ), в яких функцію компресора виконує струменевий апарат – ежектор (рис. 1.3,б). При цьому мають місце температури: $t_{y1} = 250$ °C і $t_{y2} = 100...120$ °C – відхідних газів на вході та

виході економайзера-нагрівача води; $t_{ГВ1} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $t_{ГВ2} = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ – гарячої води (теплоносія) на вході та виході з АБХМ; $t_{х1} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $t_{х2} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ – холодної води (холодоносія) на виході з випарника (охолодженої) та вході у випарник АБХМ; t_{w1} і t_{w2} – води системи оборотного охолодження конденсатора (Кн) і абсорбера (А) АБХМ на вході та виході з АБХМ

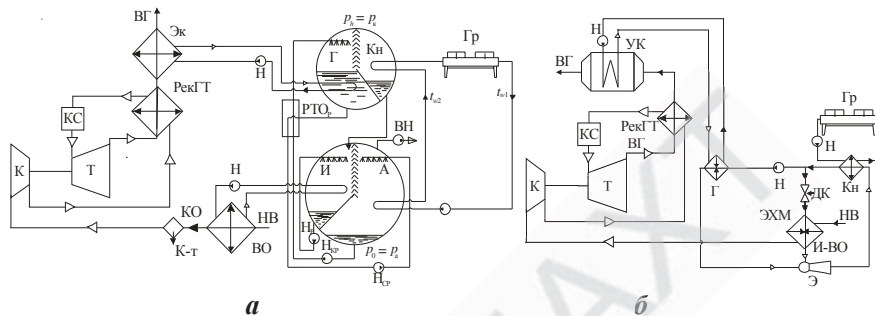


Рис. 1.3. Схеми систем трансформації теплоти випускних газів ГТУ в АБХМ з охолодженням повітря на вході у водяному повітроохолоджувачі до температури $t_{в2} = 15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (а) та в хладоновому випарнику-повітроохолоджувачі до $t_{в2} = 7...10\text{ }^{\circ}\text{C}$ з ЕХМ (б)

К – компресор; Т – турбіна; КС – камера згоряння; РекГТ – рекуперативний теплообмінник нагріву стисненого повітря відхідними газами; Эк – економайзер нагріву води, він же УК – водогрійний утилізаційний котел; ВО – повітроохолоджувач; КО – краплівідокремлювач; К-т – конденсат; Н – насос; Гр – градирня; А – повітря на вході; АБХМ: Г – генератор (десорбер); Кн – конденсатор; А – абсорбер; И – випарник-охолоджувач холодоносія; РТО_р – регенеративний теплообмінник розчинів; Н_{ср} – насос слабкого розчину; Н_{мр} – насос міцного розчину; Н_р – рециркуляційний водяной насос; ВН – вакуумний насос; Гр – градирня; ЕХМ: И-ВО – випарник-повітроохолоджувач; Э – ежектор; ДК – дросельний клапан; Кн – конденсатор хладоу Н – насос; Г – генератор пароподібного хладоу

1.2. Обґрунтування гіпотез і напрямку підвищення ефективності ГТД охолодженням повітря на вході. Постановка мети та задач дослідження

Особливістю експлуатації систем охолодження повітря на вході ГТУ в умовах помірного клімату, характерного для України, є те, що глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температур $t_{в2} = 7...10\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче в повітроохолоджувачах на низькокиплячих робочих тілах (НРТ) – хладо-

нах –забезпечувало б додаткове суттєве скорочення питомої витрати палива навіть при помірних температурах зовнішнього повітря $t_{\text{нв}} = 15 \dots 20^\circ\text{C}$, які мають місце у міжсезоння та нічні-ранкові часи літніх місяців.

Звідси гіпотеза 1: в умовах помірного клімату України доцільним є глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температур $t_{\text{в2}} = 7 \dots 10^\circ\text{C}$ і нижче, можливе лише в повітроохолоджувачах на низькокиплячих робочих тілах (НРТ) – хладаонах.

В умовах обмежених обсягів наявної теплоти відпрацьованих газів в існуючих системах утилізації ГТУ компресорних станцій (КС), обладнаних утилізаційними котлами (УК)-економізаторами, що використовують теплоту відпрацьованих газів ГТУ для нагріву води до температури близько 90°C для теплофікаційних потреб самих КС (ГТУ когенераційного типу) (рис. 1.4), а також через обмежений тепловий потенціал відпрацьованих газів регенеративних ГТУ з відносно невисокою температурою газів ($t_{\text{вт}} = 250 \dots 260^\circ\text{C}$) застосування існуючих способів трансформації тепла в холод (окремо в хладонових ЕХМ або АБХМ) глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температур $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ і нижче вельми проблематичне.



Рис. 1.4. Водогрійні утилізаційні котли – економізатори в газовипускному тракті ГТУ ГТК-10-4 на Південно-Бузькій компресорній станції (м. Південно-Українськ, Миколаївська обл.):
a – загальний вигляд; *б* – трубчасті секції котла; *в* – впускний тракт забору зовнішнього повітря та газовипускні труби газотурбокомпресора ГТК-10-4

Гіпотеза 2: Глибоке охолодження повітря на вході ГТУ КС можливе за умови застосування термотрансформаторів комбінованого абсорбційно-

ежекторного типу, що поєднують високу ефективність трансформації теплоти в холод в АБХМ ($\zeta = 0,7 \dots 0,8$) з глибоким охолодженням повітря в менш ефективних ЕХМ ($\zeta = 0,2 \dots 0,3$).

Зміна поточних тепловологісних параметрів (температури $t_{\text{нв}}$ і відносної вологості $\phi_{\text{нв}}$) зовнішнього повітря характеризується тим, що при підвищених температурах $t_{\text{нв}}$ зовнішнього повітря, наприклад опівдні, його відносна вологість $\phi_{\text{нв}}$, навпаки, низька ($\phi_{\text{нв}} = 40 \dots 50\%$ на рис. 1.5), що в свою чергу зумовлює недостатньо високу інтенсивність тепловіддачі від повітря до зовнішньої трубчато-пластинчастої поверхні повітроохолоджувачів, отримавших найбільш поширене застосування, коли має місце теплообмін в "сухому" режимі через термічний опір у міжреберних каналах, і передусім у місцях контакту ребер з трубками.

Звідси гіпотеза 3: підвищення ефективності охолодження повітря на вході ГТУ із застосуванням хладонових ПО можливе його попередньою тепловологісною обробкою в високотемпературному ступені водяного охолодження, який забезпечує підвищення вологості повітря та інтенсивний теплообмін у мокрому режимі – з вологовипадінням і змоченою конденсатом зовнішньою ребристою поверхнею хладонового низькотемпературного ступеня охолодження при підвищеній температурі $t_{\text{нв}}$ та зниженій вологості $\phi_{\text{нв}}$ зовнішнього повітря.

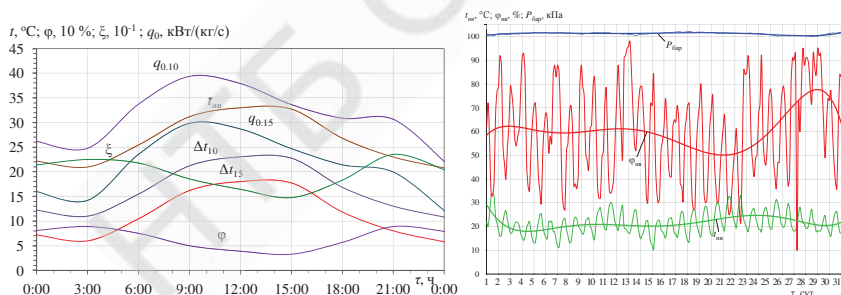


Рис. 1.5. Зміна температури $t_{\text{нв}}$, відносної вологості ϕ та барометричного тиску $P_{\text{бар}}$ зовнішнього повітря, зниження температури повітря на вході ГТУ Δt_{10} – від $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ (в ЕХМ) і Δt_{15} – від $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ (в АБХМ), питомих витрат холодопродуктивності (питомих теплових навантажень на ТХМ) q_0 на охолодження зовнішнього повітря на вході ГТУ від $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 15^\circ\text{C}$ в АБХМ $q_{0.15}$ і від $t_{\text{нв}}$ до $t_{\text{в2}} = 10^\circ\text{C}$ в ЕХМ $q_{0.10}$ протягом 20.07.2017 р. та липня 2017 р. (Південно-Бузька КС, м. Південно-Українськ, Миколаївська обл.)

Наслідком зміни температури $t_{\text{нв}}$ і відносної вологості ϕ зовнішнього повітря є коливання теплового навантаження на термотрансформатори q_0 , що ускладнює вибір його розрахункової (проектної) величини, яка забезпечувала б отримання максимального упродовж року ефекту від охолодження повітря на вході ГТУ.

Гіпотеза 4: вибір теплового навантаження повітроохолоджувачів комбінованого типу охолодження має здійснюватись з урахуванням його зменшення на високотемпературний ступінь водяного охолодження ПО_{ВТ} за можливості його зменшення та заміщення зменшеної частини бустерним повітроохолоджувачем, під час теплонапружених годин, який працює за рахунок резерву холодопродуктивності, що виник при знижених теплових навантаженнях, з метою зменшення проектного теплового навантаження та холодопродуктивності ТХМ, відповідно і їх вартості.

Сформульовано мету й задачі дослідження, подані у вступі.

Розділ 2. Експериментальне дослідження бустерного ступеня двоступеневого повітроохолоджувача абсорбційно-ежекторної холодильної машини (АЕХМ)

2.1. Експериментальна установка та прилади вимірювання параметрів бустерного водяного охолоджувача повітря двоступеневого повітроохолоджувача.

Експериментальні дослідження бустерного ступеня водяного охолодження повітря проведено в теплотехнічній лабораторії ПАО "Завод "Екватор". Загальний вигляд експериментальної установки та бустерний охолоджувач повітря водяний типу ОПВМ показані на рис. 2.1.



Рис. 2.1. Загальний вигляд експериментальної установки (а) та бустерний охолоджувач повітря водяний типу ОПВМ (б)

Дослідження проведене з метою встановлення залежності теплових і аеродинамічних характеристик бустерного повітроохолоджувача (ПО) від поточних параметрів повітря та охолоджувальної води для визначення теплового навантаження водяного і хладонового ступенів ПО на вході ГТУ та кліматичних умов, за яких доцільний перехід з охолодження абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ) на охолодження в хладоновому низькотемпературному ступені.

Теплове навантаження на ПО регулювалось зміною витрати G_v та температури повітря на вході t_{v1} , а також витрати G_w та температури води на вході t_{w1} . При цьому ентальпія вологого повітря на вході та виході ПО визначалась за температурами по сухому та мокрому термометрах на вході t_{v1} і t_{m1} та виході t_{v2} і t_{m2} .

Температуру охолоджувальної води вимірювали лабораторними термометрами з ціною поділу $0,1^\circ\text{C}$. Витрату охолоджувальної води вимірювали ротаметром РМ-2,5, а витрату повітря визначали за допомогою вимірювального колектора, який являє собою насадку повного тиску. Параметри повітря на вході в ПО підтримувались шляхом його охолодження в розсільному охолоднику холодильної машини або нагріву термоелектричним нагрівачем в повітроводі на вході ПО. На сталому тепловому режимі установка працювала упродовж 15 хв. Вимірювання параметрів на кожному режимі проводилось три рази через кожні 5 хв. Потім показання осереднювались. В обробку приймалися досліди з відхиленням теплових балансів по повітрю та воді, що не перевищували 10 %.

Перелік вимірюваних параметрів, контрольно-вимірювальних приладів і меж вимірювання, класів точності та похибки вимірювання подано в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Контрольно-вимірювальні прилади

Вимірювана величина	Засоби вимірювання	Межі вимірювань	Клас точності, похибка
1	2	3	4
Витрата повітря	Витратомір з мікроманометром РД 50-213-80	Понад 40 м ³ /год	1,5%
Тиск повітря	Манометр чашковий, однотрубний, з нахиленою трубкою ММН-240	0...240 мм вод.ст.	1,0
Тиск холодоагенту	Манометр зразковий МО	0...6 кгс/см ²	0,4

1	2	3	4
Температура	Термометр лабораторний нормальний ТЛ-4	$-30 \dots 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $0 \dots 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $50 \dots 105 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $100 \dots 155 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $150 \dots 205 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\pm 0,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\pm 0,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Витрата охолоджувальної води	Ротаметр РМ – VI РМ-2,5	До $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ До 3000 л/ч	$\pm 2,5 \text{ } \%$
Напруга, сила струму, споживана потужність	Комплект приладів вимірювальний	$0 - 600 \text{ В}$ $0 - 100 \text{ А}$ $0 - 60 \text{ кВт}$	$\pm 0,5 \text{ } \%$ $\pm 0,5 \text{ } \%$ $\pm 0,5 \text{ } \%$

2.2. Оцінка похибки обчислення експериментальних даних

В табл. 2.2 наведені значення відносної похибки визначення питомого теплового навантаження при $P = 0,68$ и $0,9$.

Таблиця 2.2 – Значення відносної похибки визначення питомого теплового навантаження

№ п/п	Теплове наванта- ження	Відносна похибка			№ п/п	Теплове наванта- ження	Відносна похибка		
		Систе- матич- на	Вірогідність				Систе- матич- на	Вірогідність	
			0,68	0,90				0,68	0,90
	q , Вт	$\Delta q/q$	$\Delta q/q$	$\Delta q/q$		q , Вт	$\Delta q/q$	$\Delta q/q$	$\Delta q/q$
1	6530	0,074	0,040	0,088	15	7590	0,062	0,034	0,074
2	9750	0,048	0,026	0,057	16	9170	0,052	0,028	0,061
3	11150	0,044	0,023	0,052	17	9450	0,051	0,028	0,061
4	13500	0,037	0,020	0,044	18	10010	0,048	0,026	0,057
5	7430	0,064	0,034	0,076	19	10370	0,046	0,025	0,055
6	10990	0,045	0,024	0,054	20	8980	0,055	0,030	0,066
7	11160	0,043	0,023	0,051	21	7210	0,064	0,034	0,076
8	11350	0,042	0,022	0,050	22	8300	0,028	0,015	0,033
9	11200	0,043	0,023	0,051	23	11240	0,043	0,023	0,051
10	7980	0,061	0,033	0,073	24	12180	0,040	0,022	0,048
11	10140	0,048	0,026	0,057	25	14590	0,034	0,018	0,040
12	10380	0,047	0,025	0,056	26	14180	0,035	0,019	0,042
13	10370	0,047	0,025	0,056	27	11980	0,040	0,022	0,048
14	10610	0,046	0,025	0,055	28	12490	0,039	0,021	0,046

Як видно з табл. 2.2, максимальна, що відповідає суми систематичної похибки та довірчого інтервала Ст'юдента, величина похибки визначення теплового навантаження не перевищує 10 %.

Розділ 3. Використання охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини для підвищення ефективності ГТУ охолодженням повітря на вході

3.1. Система охолодження повітря на вході ГТУ абсорбційно-ежекторною холодильною машиною з використанням її охолоджувального потенціалу у бустерному повітроохолоджувачі

Запропонована схема системи охолодження повітря на вході ГТУ абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ) з використанням надлишкового холоду холодильних машин у бустерному ступені ПО_Б попереднього охолодження повітря, високотемпературним ПО_{ВТ} ступенем охолодження холодною водою від АБХМ та низькотемпературним хладонним ступенем ПО_{НТ} глибокого охолодження повітря в ЕХМ наведена на рис. 3.1.

Застосування абсорбційно-ежекторного охолодження, яке поєднує високу ефективність трансформації теплоти в холод в АБХМ (до $t_{в2} = 15 \dots 20$ °С при $\zeta = 0,7 \dots 0,8$) з глибоким охолодженням повітря до низької температури $t_{в2} = 7 \dots 10$ °С в менш ефективних ЕХМ ($\zeta = 0,2 \dots 0,3$), забезпечує зменшення витрат теплоти $Q_T = Q_0 / \zeta$, що особливо важливо в умовах обмеженого теплового потенціалу відпрацьованих газів ГТУ.

За базовий ПО прийнято повітроохолоджувач, який включає два ступені ПО_{ВТ}, в який підводиться холодна вода з температурою $t_x = 7$ °С від АБХМ, і ПО_{НТ}, в якому використовується хладон від ЕХМ, при проектному тепловому навантаженні обох ступенів (холодопродуктивності АБХМ і ЕХМ) $Q_{0\text{вонр}} = 1360$ кВт без використання резервного холоду. При цьому ступінь ПО_{ВТ} підлягає зменшенню теплового навантаження за рахунок застосування бустерного ступеня попереднього охолодження повітря ПО_Б з використанням резервного холоду від акумуляторів АК_{ВТ} і АК_{НТ}. Розрахунки показали (рис. 3.2), що сумарна за 3 доби кількість надлишкового (резервного) холоду АБХМ та ЕХМ, який утворюється при знижених поточних теплових навантаженнях на базовий ПО_{ВТ}, становить приблизно 15,3 МВт·год, тоді як його дефіцит при високих теплових навантаженнях всього лише 2,5 МВт·год. Це свідчить про необхідність акумулювання резервного холоду і його використання при підвищених теплових навантаженнях у бустерному

ступені $ПО_{\text{Б}}$, за рахунок чого можна зменшити встановлену (проектну) холодопродуктивність АБХМ і відповідно вартість установки.

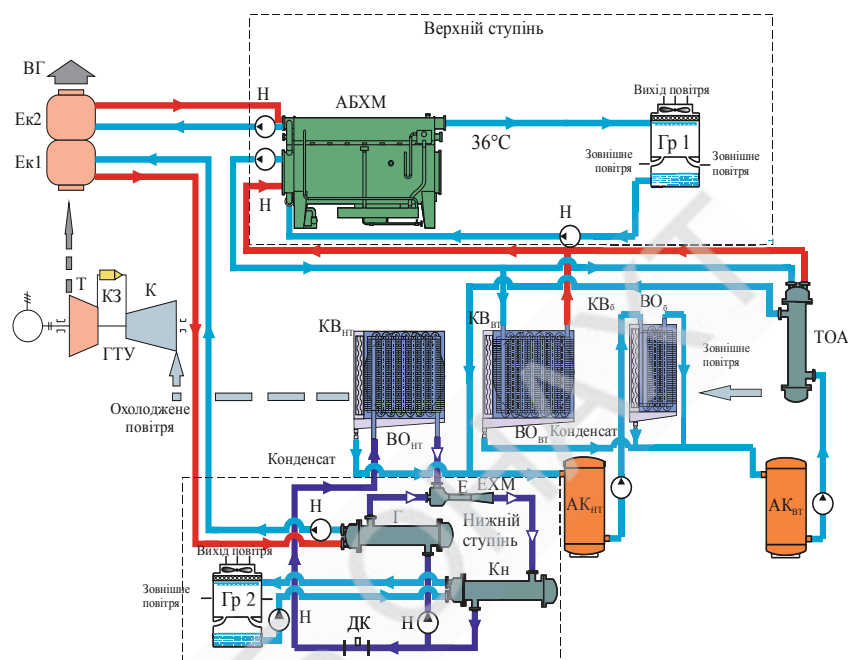


Рис. 3.1. Принципова схема запропонованої системи охолодження повітря на вході ГТУ з використанням резервного охолоджувального потенціалу АБХМ та ЕХМ у бустерному ступені повітроохолоджувача
 К – компресор; Т – турбіна; КЗ – камера згоряння; Н – насос; ВГ – відхідні гази; Ек – економайзер нагріву води (теплоносія для АБХМ та ЕХМ);

$ПО_{\text{Б}}$ – бустерний ступінь повітроохолоджувача (АК);

$ПО_{\text{ВТ}}$ – високотемпературний ступінь повітроохолоджувача (АБХМ);

$ПО_{\text{НТ}}$ – низькотемпературний ступінь повітроохолоджувача (ЕХМ);

$АК_{\text{НТ}}$ – акумулятор конденсату й резервного холоду низькотемпературний; $АК_{\text{ВТ}}$ – акумулятор конденсату високотемпературний (для нагріву зворотної води до $t_{w2} = 12^\circ\text{C}$ на вході АБХМ);

ТОА – теплообмінний апарат; Е – ежектор; Г – генератор;

$К_{\text{н}}$ – конденсатор; ДК – дросельний клапан; Гр – градирня охолодження оборотної води ТХМ; КВ – краплевідокремлювач

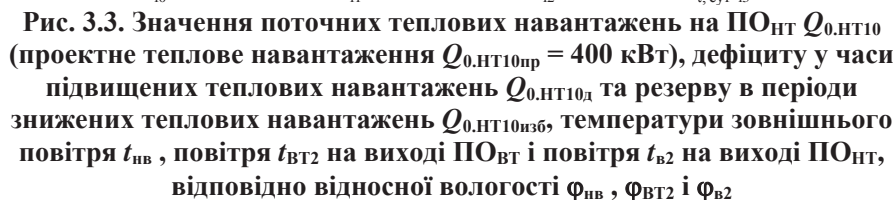
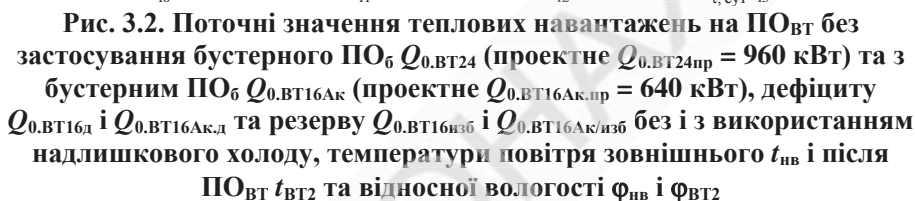
З метою підтвердження цієї гіпотези було проведено моделювання процесів охолодження повітря: в $ПО_{BT}$, спроектованому на менше теплове навантаження $Q_{0.BT16пр} = 640$ кВт, і бустерному ступені $ПО_{Б}$, який використовує холодну воду з акумулятора $АК_{HT}$, охолоджену за рахунок резервного холоду, зі збереженням теплового навантаження на $ПО_{HT}$, яке становить $Q_{0.HT10пр} = 400$ кВт (схема на рис. 3.1).

3.2. Оцінка скорочення споживання палива ГТУ з охолодженням повітря на вході абсорбційно-ежекторною холодильною машиною і використанням резервного холоду у бустерному повітроохолоджувачі

Результати розрахунків поточних теплових навантажень на високотемпературний ступінь $ПО_{BT}$ без використання резервного холоду $Q_{0.BT24}$ (проектні холодопродуктивність АБХМ і теплове навантаження на $ПО_{BT}$ $Q_{0.BT24пр} = 960$ кВт), на $ПО_{BT}$ з використанням надлишкового холоду $Q_{0.BT16Ак}$ (проектні теплове навантаження на $ПО_{BT}$ $Q_{0.BT16Ак.пр} = 640$ кВт і бустерний $ПО_{Б}$ $Q_{0.б.пр} = 320$ кВт), дефіциту холодопродуктивності у часи з підвищеним тепловим навантаженням на $ПО_{BT}$ $Q_{0.BT16д}$ без використання резервного холоду в $ПО_{Б}$ і $Q_{0.BT16Акд}$ з використанням резервного холоду в $ПО_{Б}$ та резерву холодопродуктивності в періоди зниженого теплового навантаження $Q_{0.BT16изб}$ і $Q_{0.BT16Ак.изб}$ відповідно для розрахунків без і з використанням надлишкового холоду, температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, повітря t_{BT2} на виході $ПО_{BT}$, відносної вологості зовнішнього повітря $\phi_{нв}$ та після $ПО_{BT}$ ϕ_{BT2} наведені на рис. 3.2.

З результатів розрахунку, представлених на рис. 3.2, видно, що зменшена проектна холодопродуктивність не може забезпечити необхідне теплове навантаження на $ПО_{BT}$ в часи підвищених теплових навантажень. Однак у часи зменшених теплових навантажень прослідковується наявність резерву холодопродуктивності, яку можна акумулювати для подальшого використання в часи підвищених теплових навантажень.

Результати розрахунків поточних теплових навантажень $Q_{0.HT10}$ на $ПО_{HT}$ (проектні холодопродуктивність ЕХМ і теплове навантаження на $ПО_{HT}$ $Q_{0.HT24пр} = 400$ кВт), дефіциту у часи підвищених теплових навантажень $Q_{0.HT10д}$ та резерву при зниженні теплового навантаження $Q_{0.HT10изб}$, температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, повітря t_{BT2} на виході $ПО_{BT}$ і повітря $t_{в2}$ на виході $ПО_{HT}$, відповідно відносної вологості $\phi_{нв}$, ϕ_{BT2} і $\phi_{в2}$ наведені на рис. 3.3.



Як видно з результатів розрахунку низькотемпературного ступеня $ПО_{HT}$, поточні значення його теплового навантаження $Q_{0,HT10}$ завжди нижче проектного навантаження $Q_{0,HT10pr}$, що свідчить про наявність резерву холодопродуктивності.

Надалі моделювалися процеси охолодження повітря з використанням в часи підвищеного теплового навантаження резерву холодопродуктивності, закумульованого в часи знижених поточних теплових навантажень. Резервний (невикористаний) холод АБХМ та ЕХМ $\Sigma Q_{0,BOH36}$, накопичений в акумуляторі AK_{HT} , витрачали на покриття його дефіциту в теплонапружені години роботи (рис. 3.4).

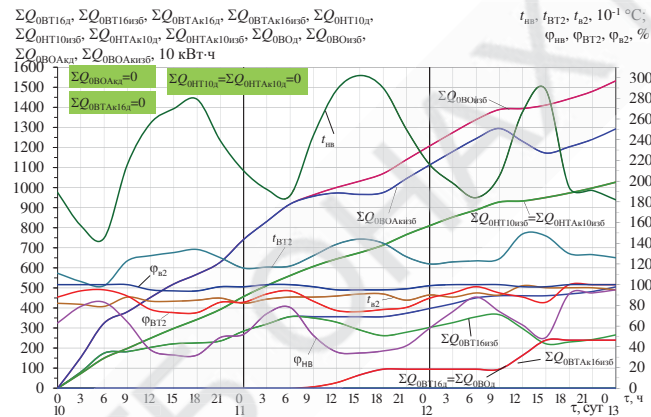


Рис. 3.4. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{вн}$, повітря на виході з $ПО_{BT}$ t_{BT2} (на вході $ПО_{HT}$) і на виході з $ПО_{HT}$ $t_{в2}$, відносної вологості зовнішнього повітря на вході $\varphi_{вн}$, на виході з $ПО_{BT}$ φ_{BT2} і на виході з $ПО_{HT}$ $\varphi_{в2}$, сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0,BAK16d}$ та надлишку $\Sigma Q_{0,BAK16изб}$ холодопродуктивності АБХМ (без використання резервного холоду в бустерному $ПО_{Б}$), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0,BAK16d}$ та надлишку $\Sigma Q_{0,BAK16изб}$ холодопродуктивності АБХМ (з використанням резервного холоду в бустерному $ПО$), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0,HT10d}$ та надлишку $\Sigma Q_{0,HT10изб}$ холодопродуктивності ЕХМ (без використання резервного холоду в $ПО_{Б}$), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0,HTAK10d}$ та надлишку $\Sigma Q_{0,HTAK10изб}$ холодопродуктивності ЕХМ (з використанням резервного холоду в $ПО_{Б}$), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0,BOd}$ та надлишку $\Sigma Q_{0,BOизб}$ холодопродуктивності двоступеневого $ПО$ (без використання резервного холоду в $ПО_{Б}$) та сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0,BOAKd}$ і надлишку $\Sigma Q_{0,BOAKизб}$ розробленого триступеневого $ПО$ (з використанням резервного холоду в $ПО_{Б}$)

Як видно з рис. 3.4, при проектних теплових навантаженнях на $ПО_Б$ 320 кВт, $ПО_{ВТ}$ 640 кВт і $ПО_{НТ}$ 400 кВт поступова витрата накопиченого за 3 доби холоду усуває дефіцит холодопродуктивності АБХМ, про що свідчить зміна його сумарної величини: від $\Sigma Q_{0,ВОд} = 2500 \text{ кВт}\cdot\text{год}$ до $\Sigma Q_{0,ВОАк,д} = 0$. Наявність значного надлишку холодопродуктивності після покриття дефіциту $\Sigma Q_{0,ВОАк,изб}$ підтверджує правомірність вибору значно меншого проектного теплового навантаження на $ПО_{ВТ}$, відповідно й сумарного навантаження на $ПО_{ВТ}$ та $ПО_{НТ}$ (холодопродуктивності АБХМ і ЕХМ) 1040 кВт (з використанням резервного холоду в бустерному $ПО_Б$ порівняно з початковим 1360 кВт (без використання $ПО_Б$), а також наявність резерву для подальшого скорочення холодопродуктивності АБХМ.

То ж був змодельований варіант з ще більшим зменшенням проектного навантаження на $ПО_{ВТ}$ (холодопродуктивності АБХМ) до 480 кВт, тобто наполовину порівняно з вихідним 960 кВт, зі збільшенням проектного теплового навантаження на $ПО_Б$ до 480 кВт при збереженні його величини на $ПО_{ВТ}$ (відповідно й ЕХМ) 400 кВт.

Результати моделювання процесів охолодження повітря при проектних навантаженнях на $ПО_Б$ 480 кВт, $ПО_{ВТ}$ 480 кВт та $ПО_{НТ}$ 400 кВт з використанням в часи підвищеного теплового навантаження резерву холодопродуктивності, закумульованого при знижених поточних теплових навантаженнях (рис. 3.5).

Як видно з рис. 3.5, при проектних теплових навантаженнях на $ПО_Б$ 480 кВт, $ПО_{ВТ}$ 480 кВт і $ПО_{НТ}$ 400 кВт поступова витрата накопиченого за 3 доби холоду ліквідує дефіцит холодопродуктивності АБХМ, про що свідчить зміна його сумарної величини: від $\Sigma Q_{0,ВОд} = 9500 \text{ кВт}\cdot\text{год}$ до $\Sigma Q_{0,ВОАк,д} = 0$. Відповідно має місце суттєве скорочення надлишку холодопродуктивності після покриття дефіциту $\Sigma Q_{0,ВОАк,изб}$ майже до 15 % початкового варіанту без використання бустерного охолодження, що підтверджує можливість зменшення наполовину початкової проектної холодопродуктивності АБХМ, накопичення надлишку холоду при знижених теплових навантаженнях в акумуляторі $АК_{НТ}$ з наступним його використанням у бустерному повітроохолоджувачі $ПО_Б$ при підвищених теплових навантаженнях при практично незмінному тепловому навантаженні низькотемпературного ступеня $ПО_{НТ}$ та зменшеній холодопродуктивності АБХМ і ЕХМ 880 кВт порівняно з початковою 1360 кВт (без використання бустерного охолодження повітря на вході).

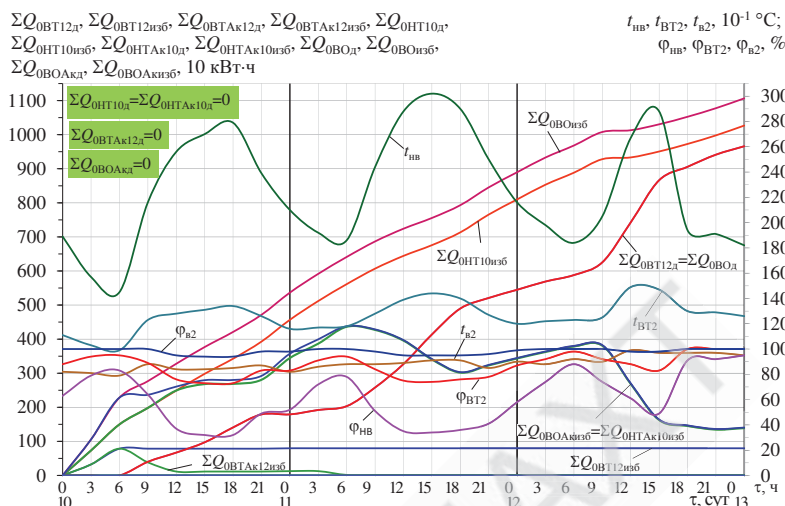


Рис. 3.5. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, повітря на виході з ПО_{ВТ} t_{BT2} (на вході ПО_{HT}) і на виході з ПО_{HT} $t_{в2}$, відносної вологості зовнішнього повітря на вході $\phi_{нв}$, на виході з ПО_{ВТ} ϕ_{BT2} і на виході з ПО_{HT} $\phi_{в2}$, сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0BT12д}$ та надлишку $\Sigma Q_{0BT12изб}$ холодопродуктивності АБХМ (без використання резервного холоду в бустерному ПО_Б), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0BТАк12д}$ та надлишку $\Sigma Q_{0BТАк12изб}$ холодопродуктивності АБХМ (з використанням резервного холоду в бустерному ПО), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0HT10д}$ та надлишку $\Sigma Q_{0HT10изб}$ холодопродуктивності ЕХМ (без використання резервного холоду в ПО_Б), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0HTАк10д}$ та надлишку $\Sigma Q_{0HTАк10изб}$ холодопродуктивності ЕХМ (з використанням резервного холоду в ПО_Б), сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0ВОд}$ та надлишку $\Sigma Q_{0ВОизб}$ холодопродуктивності двоступеневого ПО (без використання резервного холоду в ПО_Б) та сумарного дефіциту $\Sigma Q_{0ВОАкд}$ і надлишку $\Sigma Q_{0ВОАкизб}$ розробленого тріступеневого ПО (з використанням резервного холоду в ПО_Б)

В результаті обґрунтована гіпотеза щодо можливості зменшення проектного теплового навантаження на холодильні машини (встановленої холодопродуктивності) шляхом використання при підвищених поточних теплових навантаженнях резерву холодопродуктивності, який утворюється в часи знижених поточних теплових навантажень.

На рис. 3.6 наведено результати розрахунку поточної економії палива B_e , а також сумарної по накопиченню економії палива ΣB_e в залежності від зовнішніх кліматичних умов за 3 доби роботи комбінованого повітроохолоджувача.

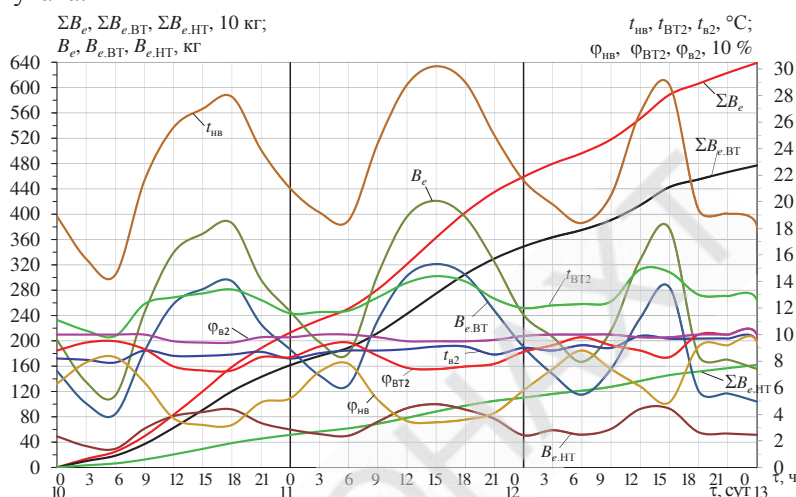


Рис. 3.6. Поточні значення температури зовнішнього повітря t_{nv} , повітря на виході з ПО_{BT} t_{bt2} (на вході ПО_{NT}) і на виході з ПО_{NT} t_{n2} , відносної вологості зовнішнього повітря на вході ϕ_{nv} , на виході з ПО_{BT} ϕ_{bt2} і на виході з ПО_{NT} ϕ_{n2} , поточної економії палива високотемпературного ступеня охолодження $B_{e,BT}$, низькотемпературного – $B_{e,NT}$, та ПО загалом B_e сумарної економії палива високотемпературного ступеня охолодження $\Sigma B_{e,BT}$, низькотемпературного – $\Sigma B_{e,NT}$, та ПО загалом ΣB_e

Отже, наявність бустерного ступеня додаткового холодопостачання від акумулятора АК_{HT} завдяки адаптації до поточних кліматичних умов забезпечує отримання ефекту у вигляді економії палива при зменшеній на 50 % встановленій холодопродуктивності, відповідно і вартості АБХМ, для найбільш теплонпружених умов експлуатації в літні місяці при незмінній холодопродуктивності ЕХМ.

На рис. 3.7 наведено результати розрахунку питомої (на 1 кВт потужності ГТУ) економії палива по місяцях $B_{т,10}$ і $B_{т,15}$ (при $t_{n2} = 10$ і 15 °C) без врахування аеродинамічного опору повітроохолоджувачів ПО ΔP_{BO} , з одного боку, і питомих витрат палива на подолання аеродинамічного опору повітроохолоджувачів за місяць $B_{т,BO10;15}$, з іншого боку.

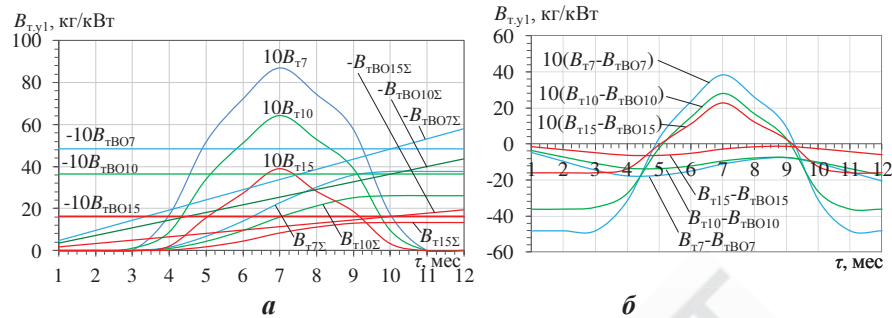


Рис. 3.7. Значення щомісячних і річної питомої (на 1 кВт потужності N_e) економії палива $B_{т.7...15}$ без урахування витрат палива $B_{т.ВО}$ через аеродинамічний опір ПО на вході ГТУ, а також щомісячних $B_{т.ВО7...15}$ і річної $B_{т.ВО7...15Σ}$ питомої витрат палива через аеродинамічний опір ПО на вході ГТУ (а), а також щомісячних $B_{т.7} - B_{т.ВО}$ і по нарощуванні річної питомої економії палива $B_{т.7} - B_{т.ВО}$ з урахуванням витрат палива $B_{т.ВО}$ через аеродинамічний опір ПО на вході ГТУ при безперервній упродовж року подачі повітря через ПО на вході ГТУ і різних температурах охолодженого повітря $t_{в2}$: $B_{т.7}$ і $B_{т.10}$; $B_{т.ВО7}$ і $B_{т.ВО10}$ – при $t_{в2} = 7$ і 10 °С (АЕХМ); $B_{т.15}$ і $B_{т.ВО15}$ – при $t_{в2} = 15$ °С (АБХМ), помірних кліматичних умов

Як видно з порівняння щомісячних питомої (на 1 кВт потужності N_e) економії палива $B_{т.7...15}$ без урахування витрат палива $B_{т.ВО}$ через аеродинамічний опір ПО на вході ГТУ, з одного боку, та щомісячних $B_{т.ВО7...15}$ питомих витрат палива через аеродинамічний опір ПО, з іншого боку, при охолодженні повітря до температури $t_{в2} = 10$ °С (АЕХМ) витрати палива $B_{т.ВО10}$ через аеродинамічний опір ПО на вході ГТУ компенсуються щомісячною економією палива $B_{т.10}$ ($B_{т.10} = B_{т.ВО10}$) на початку травня ($\tau \approx 5$), при $t_{в2} = 7$ °С та питомому тепловому навантаженні на ПО (завищений для ЕХМ-ступеня $q_{0.Э} = q_{0.7-15} = 16$ кВт/(кг/с) і занижений для АБХМ-ступеня $q_{0.А} = 18$ кВт/(кг/с) та загальній для всієї АЕХМ $q_{0.7} = q_{0.10} = 34$ кВт/(кг/с) – теж на початку травня, як і у разі охолодження повітря до температури $t_{в2} = 15$ °С (АБХМ).

Подібним чином можна визначити час, коли треба байпасувати ПО, подаючи неохоложене зовнішнє повітря безпосередньо в ГТУ – на початку вересня.

Про ефект від охолодження повітря на вході ГТУ у вигляді економії палива $B_{т.7}$ з урахуванням відповідних витрат палива $B_{т.ВО}$ через аеродинамічний опір ПО за літній період та 5 місяців (травень–вересень) можна

судити по даних на рис. 3.8. При цьому решту часу зовнішнє повітря подають безпосередньо в ГТУ, обминаючи ПО.

Як видно, сумарна за червень–серпень місяці питома, що припадає на 1 кВт потужності N_e , економії палива $B_T - B_{TBO}$ з урахуванням витрат палива B_{TBO} через аеродинамічний опір ПО на вході ГТУ, при охолодженні повітря до температури $t_{b2} = 7$ і 10 °С (в АЕХМ) становить відповідно $B_{T7} - B_{TBO7} = 9$ кг/кВт і $B_{T10} - B_{TBO10} = 6$ кг/кВт, тоді як за травень–вересень $B_{T7} - B_{TBO7} = 10$ кг/кВт і $B_{T10} - B_{TBO10} \approx 6$ кг/кВт.

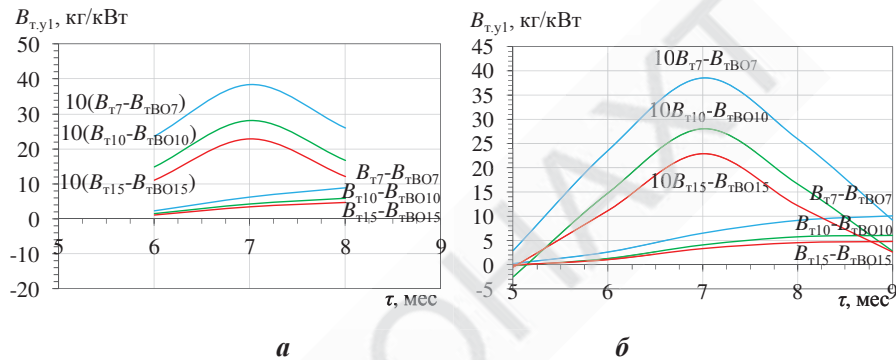


Рис. 3.8. Значення щомісячних і сумарної за червень–серпень. питомих, що припадає на 1 кВт потужності N_e , економії палива $B_T - B_{TBO}$ з урахуванням витрат палива B_{TBO} через аеродинамічний опір ПО на вході ГТУ (а) та за травень–вересень. (б) при різних температурах охолодженого повітря t_{b2} : $B_{T,7}$ і $B_{T,10}$; B_{TBO7} і B_{TBO10} – при $t_{b2} = 7$ і 10 °С (АЕХМ); $B_{T,15}$ і B_{TBO15} – при $t_{b2} = 15$ °С (АБХМ), для помірних кліматичних умов

Таким чином, збільшення періоду охолодження повітря в ПО на вході ГТУ з 3 літніх місяців до 5 місяців (травень–вересень) доцільно тільки при глибокому охолодженні повітря до температури $t_{b2} = 7$ °С і нижче (в АЕХМ). Для більш точного визначення часу переходу ГТУ на роботу з охолодженням повітря на вході слід брати більш короткі поточні періоди часу протяжністю, наприклад, в тиждень замість місяця.

Річна економія вартості паливного газу C_T , \$, за 2009 р. для ГТУ UGT 10000 (потужність 10 МВт) за рахунок скорочення його споживання (при ціні 150 \$ за 1000 м³) відповідно до кліматичних умов експлуатації КС наведена на рис. 3.9.

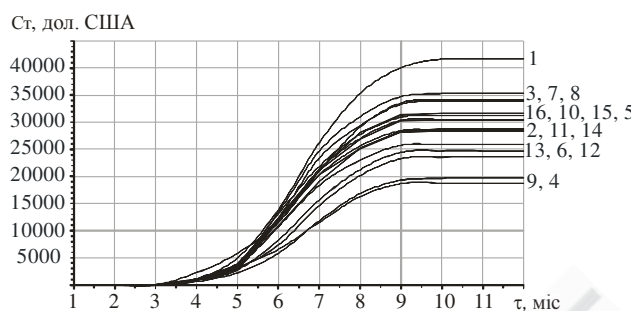


Рис. 3.9. Річна економія вартості паливного газу C_t , \$, за 2009 р. для ГТУ UGT 10000 (потужність 10 МВт) за рахунок скорочення його споживання відповідно до кліматичних умов експлуатації КС:

1 – Тарутине, Одеська обл.; 2 – Ставище, Київська обл.; 3 – Куп'янськ, Харківська обл.; 4 – Новопсков, Луганська обл.; 5 – Решетилівка, Харківська обл.; 6 – Бар, Вінницька обл.; 7 – Ужгород, Закарпатська обл.; 8 – Голятин, Закарп. обл.; 9 – Долина, Івано-Франківська обл.; 10 – Софіївка, Черкаська обл.; 11 – Гребінка, Полтавська обл.; 12 – Гусятин, Тернопільська обл.; 13 – Ромни, Сумська обл.; 14 – Зеньків, Полтавська обл.; 15 – Диканька, Полтавська обл.; 16 – Південно-Бузька КС, с. Південно-Українськ, Миколаївська обл.

З урахуванням того, що в середньому загальна потужність ГТУ однієї КС становить приблизно 50 МВт, річна економія по всіх КС за 2009 р. Може сягати 10 млрд дол. США. При цьому слід враховувати завантаженість КС упродовж року.

Висновки

1. Вперше розроблено систему охолодження повітря на вході ГТУ КС трансформацією теплоти відпрацьованих газів з бустерним ступенем попереднього охолодження за рахунок охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, який вивільняється при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря) та одноступеневого охолодження ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) при помірних температурах та високій вологості зовнішнього повітря.

2. Проаналізуван вплив температури зовнішнього повітря на вході на паливну ефективність та потужність ГТУ КС та виявлено резерви їх підвищення при експлуатації в кліматичних умовах України, шляхом охолодження повітря трансформацією в холод теплоти відхідних ГТУ

3. Уточнено методику визначення раціональних параметрів процесів охолодження повітря в повітроохолоджувачах (ПО) на вході ГТУ з бустерним ступенем попереднього охолодження за рахунок охолоджувального потенціалу абсорбційно-ежекторної холодильної машини, який висвобождається при знижених теплових навантаженнях (температурах зовнішнього повітря), які забезпечують скорочення питомої витрати палива ГТУ та обґрунтовано принцип вибору їх проектної холодопродуктивності для кліматичних умов України, відповідно до якого холодопродуктивність низькотемпературного хладонового ступеня $ПО_{HT}$ вибирають з розрахунком відключення (байпасування повітряним потоком) бустерного ступеня, а також $ПО_{BT}$ при зниженні температури зовнішнього повітря t_v до $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче (весняний та осінній сезони), що забезпечує мінімальні витрати потужності ГТУ (відповідно й витрати палива) на подолання аеродинамічного опору ПО і, як наслідок, скорочення питомої витрати палива на $7...10\text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ для ГТУ вітчизняного виробництва ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект" (ГТУ простої схеми) та прирощення потужності на $10...15\text{ \%}$ в кліматичних умовах експлуатації в Україні.

4. Запропоновано метод визначення кліматичних умов, при яких необхідне відключення (байпасування повітряним потоком) бустерного ступеня, та ступеня $ПО_{BT}$. Метод базується на зіставленні поточних величин скорочення витрат палива за рахунок охолодження повітря на вході ГТУ з їх витратами на подолання аеродинамічного опору ПО.

5. Проведено натурні випробування та розроблено методику обробки даних з теплових навантажень бустерного ступеня водяного охолодження повітря на вході ГТУ для визначення його теплового навантаження відповідно до температури зовнішнього повітря.

6. Наукові результати роботи реалізовано при розробці схемотехнічних рішень та рекомендацій з проектування та модернізації систем охолодження повітря на вході ГТУ компресорних станцій (на прикладі Південно-Бузької компресорної станції в м. Південно-Українськ Миколаївської обл.).

Перелік використаних джерел

1. Долинский А.А., Басок Б.И., Коломейко Д.А. Эффективность когенерационных тепловых схем // Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П. Могили. – Миколаїв: МДГУ. – 2007. – Т. 61. – Вип. 48. – С. 30–38.

2. Патент України на винахід № 81778 Радченко М.І., Білека Б.Д., Сирота О.А., Філоненко О.О., Радченко Р.М., Андрєєв А.А., Коновалов

Д.В., Тарасенко М.О., Радченко А.М. Спосіб перетворення теплової енергії в механічну роботу з утилізацією теплоти продуктів згоряння. – Бюлетень № 3. – 2008.

3. Патент України на винахід № 81779 Романов В.В., Білека Б.Д., Радченко М.І., Сирота О.А., Радченко Р.М., Андрєєв А.А., Тарасенко М.О., Радченко А.М., Коновалов Д.В. Спосіб перетворення теплової енергії в механічну роботу з утилізацією теплоти. – Бюлетень № 3. – 2008.

4. Патент України на винахід № 81780 Радченко М.І. Спосіб перетворення теплової енергії в механічну роботу з утилізацією теплоти продуктів згоряння / М.І. Радченко, В.В. Романов, Б.Д. Білека, О.А. Сирота, Р.М. Радченко, А.А. Андрєєв, Д.В. Коновалов, М.О. Тарасенко. – Бюлетень № 3. – 2008.

5. Радченко, А.Н. Термозкономический метод анализа эффективности охлаждения воздуха на входе двигателей теплоиспользующими холодильными машинами [Текст] / А.Н. Радченко // Холодильная техника та технологія. – 2014. – № 5(151). – 2014. – С. 30–36.

6. Bhargava, R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji // Proceedings of ASME TURBOEXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.

7. Radchenko, A. Method of thermo-hour potential of gas turbine inlet air chilling and designing of rational chillers for varying climatic conditions of performance [Text] / A. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2014. – Szczecin, Poland. – 2014. – P. 325–331.

8. Radchenko A., Ryzkov S., Radchenko N. Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2014. – Szczecin, Poland. – 2014. – P. 348–341.

9. Заявка на патент України на винахід № А2016 09429 від 12.09.16 Рижков С.С., Радченко А.М., Радченко Р.М., Кантор С.А. Радченко М.І. Ступінчастий охолоджувач повітря.

10. Заявка на патент України на винахід № А2016 09430 від 12.09.16 Рижков С.С., Радченко Р.М., Радченко А.М., Радченко М.І., Кантор С.А. Система ступінчастого охолодження повітря.

11. Заявка на патент України на винахід № А2016 09463 від 12.09.16 Радченко А.М., Рижков С.С., Радченко Р.М., Кантор С.А., Радченко М.І., Богза Л.Л. Спосіб охолодження повітря на ребристих поверхнях.

12. Заявка на патент України на винахід № А2016 09459 від 12.09.16 Радченко А.М., Рижков С.С., Радченко Р.М., Радченко М.І. Спосіб охолодження газопарової суміші.

13. Заявка на патент України на винахід № А2016 09443 від 12.09.16 Радченко Р.М., Рижков С.С., Радченко А.М., Радченко М.І., Богза Л.Л. Апарат поверхневого охолодження повітря.

14. Заявка на патент України на винахід № А2016 09446 від 12.09.16 Радченко А.М., Рижков С.С., Радченко Р.М., Радченко М.І. Спосіб ступінчастого охолодження повітря.

6. REFRIGERATING MACHINES AND EQUIPMENT 734

THE REFCONTAINER REFRIGERATING MACHINE FOR A
TRANSPORTATION OF THE FROZEN BLUEFIN TUNA CARCASSES
Author – Yerema V., Supervisor – Sokolovska-Yefymenko V..... 734

A NOVEL TWO-STAGE EJECTOR REFRIGERATOR WITH
MIXED REFRIGERANTS
Author – Xuehui Wang, Yifan Zhou, Yini Pan, Guangming Chen,
Supervisor – Wang Xuehui 747

USE OF COOLING POTENTIAL ABSORPTION-ELECTRIC
REFRIGERATING MACHINE
Author – Bohza L., Bodu D., Supervisor – Radchenko A..... 758

SAFETY ASPECTS OF THE RETROFIT OF R404A
IN A WALK-IN COOLER
Author – Radosław Paweł Szczakowski, Supervisor – Tomasz Łokietek..... 785

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE PAROCOMPRESSION
REFRIGERATING MACHINE FOR THE ENERGY EFFICIENCY
OF THE RECEIPT OF A COLD UNIT
Author – Yemelienko A., Supervisor – Kozin A. 796

Наукове видання

Міжнародний конкурс студентських наукових робіт

BLACK SEA SCIENCE 2018

Матеріали

Верстка – Н.М. Ковальчук

Формат 60x84/16. Гарнітура Times New Roman.
Умовно-друк. арк. 48,07. Тираж 300. Замовлення № 0518-105.

Видавництво і друкарня – Видавничий дім «Гельветика»

73034, м. Херсон, вул. Паровозна, 46-а, офіс 105

Телефон +38 (0552) 39 95 80

E-mail: mailbox@helvetica.com.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

ДК № 4392 від 20.08.2012 р.