

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Ел Гербі Рамзі Камел

УДК 621.438: 621.57

**ТРАНСФОРМАЦІЯ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ
РЕГЕНЕРАТИВНИХ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК
АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
(в тропічних умовах Лівії)**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Миколаїв – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник – д-р техн. наук, професор **Радченко Микола Іванович**,
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, завідувач кафедри
кондиціонування та рефрижерації.

Офіційні опоненти:

д-р техн. наук, професор **Голіков Володимир Антонович**,
Одеська національна морська академія Міністерства освіти і науки України,
завідувач кафедри технічної експлуатації флоту,

д-р техн. наук, старший науковий співробітник **Білека Борис Дмитрович**,
Інститут технічної теплофізики НАН України,
завідувач лабораторії технологій комбінованого виробництва енергії.

Захист відбудеться "___" _____ 2015 р. о _____ годині на засіданні
спеціалізованої вченої ради Д38.060.01 Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова за адресою:
ауд. 360, просп. Героїв Сталінграда, 9, м. Миколаїв, 54025.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова за адресою:
просп. Героїв Сталінграда, 9, м. Миколаїв, 54025.

Автореферат розісланий "___" _____ 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
д-р техн. наук, професор

А.П. Шевцов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність дослідження. В установках автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення широко застосовуються газотурбінні двигуни (ГТД) малої потужності (до 300 кВт) регенеративного типу – з нагріванням стисненого повітря перед камерою згоряння випускними газами. Через високі температури навколишнього повітря $t_{\text{нп}}$ на вході питома витрата палива b_e зростає, а ефективна потужність ГТД N_e падає до 70...80 % номінальної величини. З метою зниження температури повітря на вході ГТД доцільно трансформувати в холод теплоту відпрацьованих газів.

Абсорбційні бромистолітєві термотрансформатори (АБТТ) здатні охолоджувати повітря на вході ГТД не нижче 15 °С, оскільки температура отриманого в них холодоносія (холодної води) $t_x = 7...10$ °С. Тому вони застосовуються, як правило, для кондиціювання повітря об'єктів різного призначення (офісів, готельних та інших комплексів). У той же час тепловий потенціал випускних газів регенеративних ГТД (температура випускних газів $t_{\text{вг}} \approx 250$ °С) недостатній для ежекторних термотрансформаторів (ЕТТ) на низькокиплячих робочих тілах (НРТ) з температурою $t_x \approx 2...5$ °С, яким властива невисока ефективність трансформації теплоти в холод (коефіцієнти трансформації теплоти $\zeta = 0,1...0,3$) і в яких можливе глибоке (до 10 °С і нижче) охолодження повітря, але за наявності достатньої кількості скидної теплоти. Отже, через порівняно невисокий тепловий потенціал випускних газів ГТД установок автономного енергозабезпечення існуючі термотрансформатори не здатні забезпечити комплексне холодопостачання: охолодження повітря на вході ГТД та кондиціювання повітря об'єктів різного призначення в умовах тропічного клімату. То ж резерви вдосконалення газотурбінних установок (ГТУ) автономного енергопостачання на базі регенеративних ГТД з обмеженим потенціалом скидної теплоти випускних газів пов'язані з підвищенням ефективності трансформації теплоти газів у холод і розробкою термотрансформаторів принципово нового комбінованого типу з використанням переваг існуючих термотрансформаторів: високих коефіцієнтів трансформації теплоти ζ в АБТТ і можливістю глибокого охолодження повітря на вході ГТУ до 10 °С і нижче в ЕТТ на НРТ.

Підвищення ефективності ГТУ присвячені праці В.І.Романова, М.О.Дикого, Б.Д.Білеки, В.М.Клименка, С.В.Спіфанова, І.І.Петухова, S. Campanary, E. Macchi, M. Chaker, R. Bhargava та інших відомих учених. Ефективність охолодження повітря в енергоустановках і комплексах, а також утилізації скидної теплоти досліджувалася провідними академічними інститутами, навчальними закладами й організаціями: ІТТФ НАНУ, НТУУ "КПІ", НТУ "ХПІ", НАУ "ХАІ", НУК, ОНАХТ, ОНМА, ОНМУ, ДП НВКГ "Зоря"—"Машпроект", "Мотор-Січ", Сумське ВО ім. М.В.Фрунзе, ПАТ "Завод "Екватор", ТОВ "Холодотехніка" (м. Миколаїв).

Незважаючи на численні дослідження способів охолодження повітря на вході ГТУ, у тому числі й трансформацією теплоти випускних газів, залишаються невирішеними питання підвищення ефективності трансформації теплоти з глибоким (до 10 °С і нижче) охолодженням повітря в умовах обмеженого теплового потенціалу скидної теплоти.

Науково-прикладною задачею, яка вирішується в дисертаційній роботі, є розроблення системи трансформації низькопотенційної теплоти випускних газів (температура близько 250 °С) регенеративних ГТУ малої потужності в холод принципово нового – ступінчастого типу з високоефективним АБТТ (з високим коефіцієнтом трансформації теплоти ζ) як високотемпературним ступенем і менш ефективним ЕТТ як низькотемпературним, що забезпечує охолодження повітря на вході ГТУ та холодопостачання автономних комплексів різного призначення, значну економію палива і збільшення потужності ГТУ в умовах тропічного клімату.

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

Наведені в дисертації матеріали узагальнюють результати робіт, виконаних автором у рамках державної науково-технічної програми "Новітні та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі" і планів НДР Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, НДР № Д.Р. 0111U009084 "Системні дослідження та розробка моделей програмно-цільового розвитку систем теплопостачання України на основі новітніх технологій та процесів енергоперетворення", в яких автор брав участь як молодший науковий співробітник.

Об'єктом дослідження є процеси трансформації низькопотенційної теплоти випускних газів регенеративних ГТУ в холод.

Предмет дослідження – процеси й параметри трансформації низькопотенційної теплоти випускних газів регенеративних ГТУ з охолодженням повітря на вході.

Метою наукового дослідження є підвищення ефективності трансформації низькопотенційної теплоти випускних газів регенеративних ГТУ з охолодженням повітря на вході, що забезпечує скорочення витрати палива та збільшення потужності установок автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення.

Основні задачі наукового дослідження:

- проаналізувати ефективність існуючих систем трансформації низькопотенційної теплоти випускних газів регенеративних ГТУ в холод і виявити резерви її підвищення в умовах тропічного клімату;
- уточнити фізичну й математичну моделі процесів трансформації теплоти випускних газів регенеративних ГТУ в холод ступінчастим абсорбційно-ежекторним термотрансформатором (САЕТТ), підтвердити їхню адекватність експериментальним даним;

– розробити способи раціональної організації процесів трансформації теплоти випускних газів у холод, що забезпечують глибоке (до 10°C) охолодження повітря на вході регенеративних ГТУ з одночасним холодозабезпеченням комплексів електро-, тепло і холодоспоживання при високих температурах зовнішнього повітря;

– розробити систему трансформації низькопотенційної теплоти регенеративних ГТУ в холод принципово нового – ступінчастого абсорбційно-ежекторного типу, яка забезпечує глибоке (до 10°C) охолодження повітря на вході ГТУ і, як наслідок, підвищення паливної ефективності установок автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення;

– визначити раціональні параметри процесів абсорбційно-ежекторної трансформації низькопотенційної теплоти випускних газів регенеративних ГТУ в холод, які забезпечують скорочення споживання палива і збільшення виробництва електроенергії при високих температурах зовнішнього повітря, характерних для Лівії.

Методика і методи дослідження. Використано фізико-математичний метод дослідження (узагальнення експериментальних даних і моделювання роботи термотрансформаторів). Раціональні параметри системи ступінчастої трансформації скидної теплоти ГТУ в холод обчислювалися за розробленою методикою, адекватність результатів підтверджено експериментальними даними.

Наукові результати, які автор захищає, та їх новизна:

1. Отримали подальший розвиток способи підвищення ефективності регенеративних ГТУ малої потужності у тропічних умовах експлуатації шляхом раціональної організації процесів трансформації теплоти відпрацьованих газів та охолодження повітря на вході: ступінчасті трансформація теплоти та охолодження повітря, що забезпечують додаткове скорочення питомої витрати палива та зростання потужності ГТУ за рахунок більшого зниження температури повітря порівняно з одноступінчастими процесами.

2. Уперше розроблена система трансформації низькопотенційної теплоти регенеративних ГТУ установок автономного енергозабезпечення принципово нового – ступінчастого абсорбційно-ежекторного типу з АБТТ як високотемпературним ступенем і ЕТТ як низькотемпературним, яка забезпечує більш глибоке (до 10°C) охолодження повітря на вході ГТУ і, як наслідок, на 30...40 % більше скорочення витрати палива для кліматичних умов Лівії порівняно з традиційними абсорбційними системами.

3. Визначені параметри раціональної організації процесів трансформації теплоти відпрацьованих газів регенеративних ГТУ малої потужності з охолодженням повітря на вході (температури охолодження повітря та питомі холодопродуктивності ступенів трансформації теплоти), які забезпечують скорочення питомої витрати палива на 7...12 г/(кВт·год.) і

збільшення потужності ГТУ на 10...15 % для умов високих температур зовнішнього повітря, притаманних Лівії.

4. Уперше розроблені фізична та математична моделі процесів утилізації теплоти відпрацьованих газів регенеративних ГТУ малої потужності шляхом ступінчастої абсорбційно-ежекторної трансформації скидної теплоти газів з охолодженням повітря на вході ГТУ, які дозволяють визначати раціональні параметри абсорбційного й ежекторного ступенів (тепловий коефіцієнт, питомі холодопродуктивності ступенів) для тропічних умов експлуатації, підтверджена їх адекватність.

Достовірність результатів досліджень забезпечена коректною постановкою науково-прикладного завдання, використанням даних фірм-розробників ГТУ з питомої витрати палива та потужності, параметрів робочого тіла ГТУ (повітря, випускних газів), а також даних з параметрів абсорбційних АБТТ, задовільним узгодженням результатів розрахунків ефективності ступінчастої трансформації теплоти за математичною моделлю з експериментальними даними інших авторів для ЕТТ як низькотемпературного ступеня.

Теоретичне значення має подальший розвиток:

- способів підвищення ефективності регенеративних ГТУ малої потужності шляхом раціональної організації процесів трансформації теплоти відпрацьованих газів та охолодження повітря на вході: ступінчасті трансформація теплоти та охолодження повітря, що забезпечують скорочення питомої витрати палива та зростання потужності ГТУ;

- систем утилізації скидної теплоти ГТУ установок автономного енергозабезпечення абсорбційно-ежекторною трансформацією, яка забезпечує глибоке охолодження повітря на вході ГТУ і, як наслідок, більше скорочення споживання палива порівняно з традиційними одноступінчастими системами;

- фізичної та математичної моделей процесів утилізації теплоти відпрацьованих газів ГТУ в умовах їх обмеженого теплового потенціалу, зокрема її ступінчастою абсорбційно-ежекторною трансформацією з охолодженням повітря на вході ГТУ.

Практичну цінність становлять результати дослідження:

методика визначення раціональних типу й параметрів системи утилізації теплоти відпрацьованих газів з охолодженням повітря на вході регенеративних ГТУ установок автономного енергозабезпечення; раціональні параметри процесів трансформації низькопотенційної теплоти випускних газів регенеративних ГТУ з охолодженням повітря на вході, які забезпечують скорочення питомої витрати палива на 7...12 г/(кВт·год) і збільшення потужності ГТУ на 10...15 % при високих температурах зовнішнього повітря, характерних для Лівії; рекомендації з проектування двоступінчастих абсорбційно-ежекторних термотрансформаторів, зокрема з

визначення питомої холодопродуктивності при експлуатації в кліматичних умовах Лівії.

Результати роботи (методики розрахунків раціональних параметрів процесів трансформації теплоти з охолодженням повітря та застосуванням НРТ, конструктивних характеристик охолоджувачів; схеми систем утилізації й охолодження) використані при проектуванні систем утилізації й установок охолодження, теплообмінного обладнання енергетичних комплексів: ПАТ "Завод "Екватор", ТОВ "Холодотехніка" (м. Миколаїв), у навчальному процесі Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова при виконанні магістерських робіт і дипломних проектів зі спеціальностей "Турбіни", "Газотурбінні установки компресорних станцій".

Апробація роботи. Основні результати отримали позитивну оцінку на міжнародних конференціях: XVI–XVIII міжнародних конгресах двигунобудівників; 3–5-й міжнародних науково-технічних конференціях "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці" (Миколаїв: НУК, 2012–2014); VII міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні" (Миколаїв: НУК, 2012).

Публікації. По темі дисертації опубліковано 22 наукові праці, у тому числі 8 статей у спеціалізованих виданнях (3 в наукометричних і 1 в закордонному) та 14 доповідей і тез доповідей (без співавторів 1).

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів і висновків. У додатках наведені результати допоміжних розрахунків, документи, що підтверджують впровадження основних результатів дослідження.

Обсяг дисертації складає 125 сторінок основного машинописного тексту і 18 сторінок додатків, 61 рисунок і 7 таблиць. Бібліографія містить 136 найменувань на 11 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **першому розділі** проаналізовано ефективність експлуатації ГТУ малої потужності регенеративного типу як найбільш поширених базових двигунів установок автономного енергозабезпечення комплексів електро-, тепло- і холодоспоживання різного призначення. Виходячи з суттєвого погіршення паливної ефективності ГТУ при високих температурах навколишнього повітря $t_{\text{вх}}$ на вході, доцільним є його охолодження трансформацією в холод теплоти відхідних газів. Проте через обмежений тепловий потенціал газів регенеративних ГТУ існуючі способи трансформації теплоти (в АБТТ і ЕТТ) не в змозі забезпечити охолодження циклового повітря на вході ГТУ та холодопостачання систем кондиціонування повітря (СКП) різних об'єктів в умовах тропічного клімату. То ж вирішення проблеми охолодження повітря на вході ГТУ установок

автономного енергозабезпечення можливе за умови підвищення ефективності трансформації скидної теплоти відпрацьованих газів в холод.

За результатами аналізу сформульовано мету і задачі наукового дослідження.

У **другому розділі** обґрунтовано напрям дослідження, пов'язаний з підвищенням ефективності трансформації теплоти відхідних газів ГТУ з охолодженням повітря на вході з метою покращення паливної ефективності.

За результатами аналізу кліматичних характеристик ГТУ установок автономного енергозабезпечення отримано дані зі зменшення питомої витрати палива $\Delta b_e / \Delta t$ та збільшення електричної потужності $\Delta N_e / N_{eISO} / \Delta t$ (N_{eISO} – специфікаційна потужність при $t_{нп} = 15^\circ\text{C}$) при охолодженні повітря на вході на 1°C (рис. 1), які було використано для оцінки ефекту від охолодження повітря на вході ГТУ.

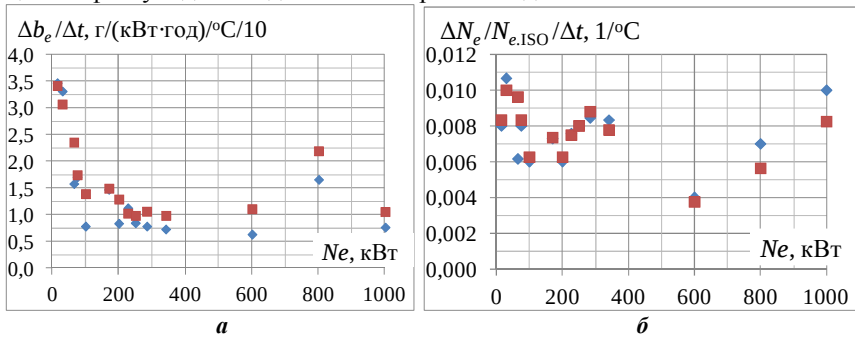


Рис. 1. Зменшення питомої витрати палива $\Delta b_e / \Delta t$ (а) та збільшення електричної потужності $\Delta N_e / N_{eISO} / \Delta t$ у відносних величинах порівняно з N_{eISO} ($t_{нп} = 15^\circ\text{C}$) при охолодженні повітря на вході на 1°C для ГТУ різної потужності N_e :

■ – $\Delta t_{нп} = 40^\circ\text{C}$: від $t_{нп} = 55^\circ\text{C}$ до 15°C ; ♦ – $\Delta t_{нп} = 25^\circ\text{C}$: від $t_{нп} = 40^\circ\text{C}$ до 15°C

Обґрунтовано напрям вдосконалення систем трансформації теплоти випускних газів ГТУ шляхом розробки комбінованих систем з використанням переваг АБТТ – ефективної трансформації теплоти з високим тепловим коефіцієнтом $\zeta = 0,7...0,8$ в холод високого температурного рівня (температура охолодженого в АБТТ повітря $t_{н2} = 15^\circ\text{C}$ і вище), з одного боку, та здатності (завдяки застосуванню в НРТ) більш глибокого охолодження повітря ($t_{н2} = 10^\circ\text{C}$ і нижче) термодинамічно менш ефективними ЕТТ ($\zeta = 0,15...0,30$), з іншого боку. Подано загальну методику дослідження.

Розробці математичної моделі процесів комбінованої абсорбційно-ежекторної трансформації теплоти випускних газів ГТУ з охолодженням повітря на вході присвячено **третій розділ**. Схема розробленої системи ступінчастої абсорбційно-ежекторної трансформації теплоти (САЕТТ)

випускних газів регенеративної ГТУ з охолодженням повітря на вході наведена на рис. 2.

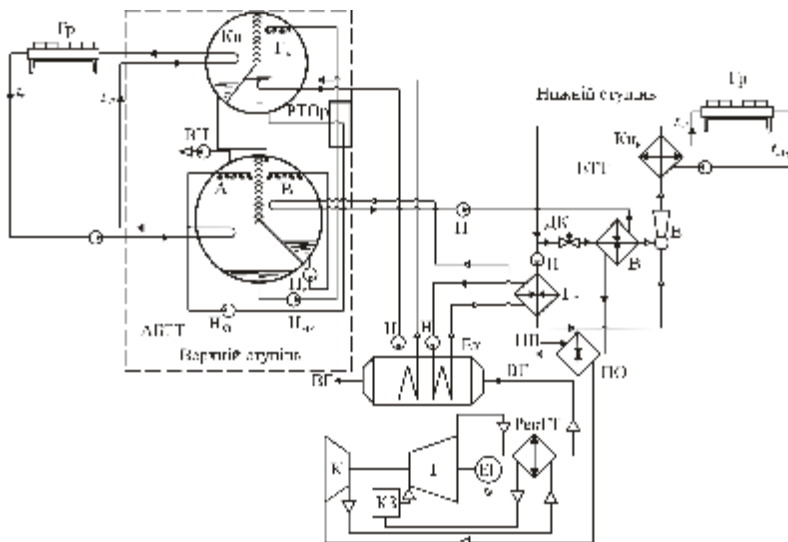


Рис. 2. Схема системи ступінчастої абсорбційно-ежекторної трансформації теплоти (САЕТТ) випускних газів регенеративної ГТУ з охолодженням повітря на вході: К – компресор; Т – турбіна; ЕГ – електрогенератор; КЗ – камера згоряння; РекГТ – рекуперативний теплообмінник ГТД для нагріву стисненого повітря; Ек – економайзер нагріву води (теплоносія для АБТТ і ЕТТ); НП – навколишнє повітря; ВГ – випускні газі; Н – насос; ПО – повітряохолоджувач; АБТТ: Г_А – генератор (десорбер); К_н – конденсатор; А – абсорбер; В – випарник; РТО_р – регенеративний теплообмінник розчинів, Н_{ср} – насос слабкого розчину; Н_{мр} – насос міцного розчину; Н_р – рециркуляційний водяний насос; ВН – вакуум-насос; ЕТТ: Е – ежектор; К_{нЕ} – конденсатор; Г_Е – генератор пари НРТ; В – випарник-охолоджувач води; ДК – дросельний клапан; ГР – градирня

Основні положення математичної моделі для розрахунку параметрів низькотемпературного ежекторного ступеня термотрансформатора з використанням теплоти випускних газів ГТУ для охолодження повітря на вході наведено нижче.

Параметри на вході: тиск і температура силового (робочого) потоку (P_r , t_r), який подається в робоче сопло ежектора з генератора, всмоктуваного (неробочого) потоку з випарника (P_0 , t_0) і стисненого сумарного потоку (P_k , t_k), що надходить з ежектора в конденсатор; масові витрати повітря G_{np} та випускних газів ГТУ G_{vr} .

Параметри на виході: теплові коефіцієнти ζ трансформації теплоти випускних газів ГТУ в холод в ЕТТ і САЕТТ.

Тепловий коефіцієнт (коефіцієнт ефективності трансформації скидної теплоти в холод) ζ являє собою відношення отриманої холодопродуктивності (витрат холоду) Q_0 до витрат теплоти Q_{Γ} випускних газів (теплого навантаження генератора пари НРТ): $\zeta = Q_0 / Q_{\Gamma}$.

Тепловий коефіцієнт ЕТТ ζ обчислюють в залежності від температур робочого циклу ЕТТ: кипіння НРТ у випарнику t_0 і генераторі пари t_r та конденсації t_k : $\zeta = f(t_0, t_r, t_k)$.

Розрахунок теплового коефіцієнта $\zeta_{\text{САЕТТ}}$ ступінчастого абсорбційно-ежекторного термотрансформатора (САЕТТ) з АБТТ і ЕТТ як верхнім високотемпературним і нижнім низькотемпературним ступенями включає визначення теплових коефіцієнтів АБТТ і ЕТТ. Тепловий коефіцієнт АБТТ (визначають за даними фірм-виробників АБТТ) $\zeta_A = Q_{0,A} / Q_{\Gamma,A}$, де $Q_{0,A}$ – холодопродуктивність АБТТ; $Q_{\Gamma,A}$ – теплове навантаження на генератор пари АБТТ. Тепловий коефіцієнт ЕТТ $\zeta_E = Q_{0,E} / Q_{\Gamma,E}$, де $Q_{0,E}$ – холодопродуктивність ЕТТ; $Q_{\Gamma,E}$ – теплове навантаження на генератор ЕТТ.

Для двоступінчастого охолодження повітря на вході ГТУ тепловий коефіцієнт ступінчастого абсорбційно-ежекторного термотрансформатора (САЕТТ): $\zeta_{\text{САЕТТ}} = (Q_{0,A} + Q_{0,E}) / (Q_{\Gamma,A} + Q_{\Gamma,E})$.

Холодопродуктивність АБТТ (теплове навантаження): $Q_{0,A} = G_{\text{п}} c_{\text{р,п}} \xi(t_1 - t_2')$, де $G_{\text{п}}$ – витрата повітря; $c_{\text{р,п}}$ – теплоємність повітря; ξ – коефіцієнт вологовипадіння; t_1 – температура навколишнього повітря на вході: $t_1 = t_{\text{нп}}$; t_2' – температура повітря, охолодженого в АБТТ.

Холодопродуктивність ЕТТ: $Q_{0,E} = G_{\text{п}} c_{\text{р,п}} \xi(t_2' - t_2)$, де t_2 – температура повітря, охолодженого в ЕТТ (на вході в ГТУ).

$$\text{Тепловий коефіцієнт САЕТТ: } \kappa_{\text{САЕТТ}} = \frac{t_1 - t_2'}{t_1 - t_2' + t_2' - t_2} \cdot \frac{\kappa_A}{\kappa_E}.$$

Адекватність математичної моделі ЕТТ як низькотемпературного ступеня САЕТТ встановлювали шляхом порівняння розрахункових значень теплового коефіцієнта $\zeta_{\text{р}}$ з експериментальними даними $\zeta_{\text{е}}$, отриманими в ОДАХ-ОНАХТ для серії дослідів при різних температурах кипіння НРТ R142b у випарнику ЕТТ t_0 , температурах конденсації $t_k = 35$ °С, кипіння в генераторі $t_r = 80$ °С (рис. 3).

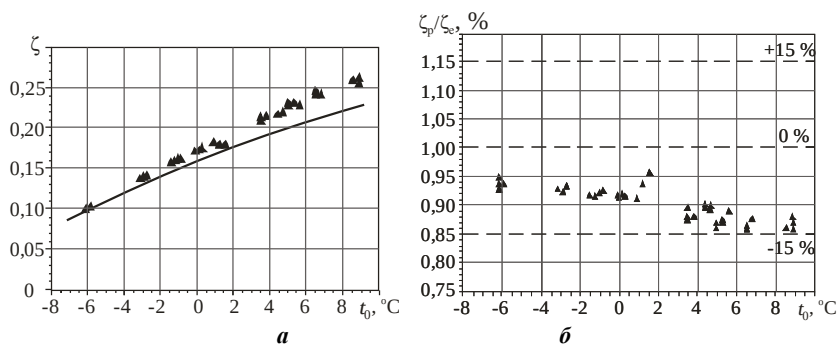


Рис. 3. Результати порівняння розрахункових значень теплового коефіцієнта з експериментальними (ОДАХ-ОНАХТ) при різних температурах кипіння R142b у випарнику ЕТТ t_0 : **a** – $\blacktriangle$ – експериментальні величини ζ ; — – розрахункові ζ ;
б – ζ_p/ζ_e – відношення розрахункових і експериментальних значень

Як видно, в усьому діапазоні температур кипіння НРТ у випарнику ЕТТ t_0 відхилення розрахункових значень теплового коефіцієнта ζ_p від експериментальних ζ_e не перевищує 10...15 %, що свідчить про адекватність математичної моделі.

Залежності теплових коефіцієнтів САЕТТ $\zeta_{\text{САЕТТ}}$, отриманих за розробленою автором методикою, а також АБТТ $\zeta_{\text{АБТТ}}$ та ЕТТ $\zeta_{\text{ЕТТ}}$ на НРТ R142b від температури охолоджувальної конденсатори АБТТ і ЕТТ води $t_{\text{охл}}$ подано на рис. 4.

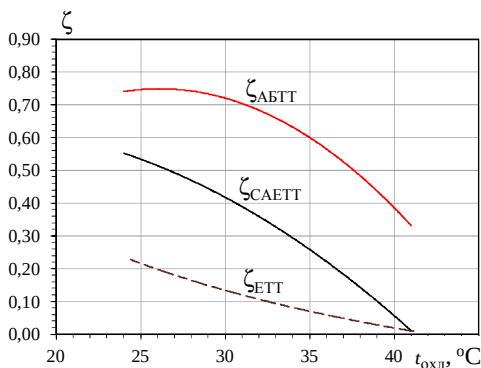


Рис. 4. Залежності теплових коефіцієнтів САЕТТ $\zeta_{\text{САЕТТ}}$, АБТТ $\zeta_{\text{АБТТ}}$ та ЕТТ $\zeta_{\text{ЕТТ}}$ на НРТ R142b від температури охолоджувальної конденсатори АБТТ і ЕТТ води $t_{\text{охл}}$

При цьому температури кипіння НРТ R142b в генераторі ЕТТ $t_g = 85$ °C; холодної води з АБТТ $t_{\text{х.в}} = 7$ °C; кипіння НРТ R142b у випарнику ЕТТ $t_0 = 2$ °C; конденсації НРТ R142b в конденсаторі ЕТТ $t_k = t_{\text{охл}} + 5$ °C. Як

видно, підвищення температури охолоджувальної конденсатори води $t_{\text{охл}}$ (відповідно й t_k) спричиняє значне зниження $\zeta_{\text{ЕТТ}}$, що особливо відчутне для систем оборотного охолодження з відведенням теплоти конденсації до зовнішнього повітря і потребує розробки ефективних способів трансформації теплоти в ЕТТ при високих $t_{\text{охл}}$ і t_k .

Четвертий розділ присвячено обґрунтуванню та розробці способів раціональної організації процесів трансформації теплоти відпрацьованих газів ГТУ з охолодженням повітря на вході ГТУ і схемних рішень систем, які їх реалізують. Виконано порівняння холодопродуктивності, отриманої трансформацією теплоти випускних газів ГТУ, та її потреб для охолодження повітря на вході ГТУ і для системи кондиціонування повітря (СКП) автономного комплексу електро-, тепло і холодоспоживання.

Про наявність надлишку холоду високотемпературного рівня ($t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$), отриманого трансформацією теплоти випускних газів ГТУ С1000 (потужність 1000 кВт) фірми "Capstone" $Q_{\text{вг}}$ в АБТТ (з високим тепловим коефіцієнтом $\zeta_A = 0,6...0,7$) $Q_{0,\text{вг},15}$, порівняно з сумарними витратами високотемпературного холоду ($t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$) $Q_{0,\text{сум}15}$ на СКП $Q_{0,\text{КП}}$ і охолодження циклового повітря на вході ГТУ (від $t_{\text{нп}}$ до $t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$) $Q_{0,15}$ та, навпаки, дефіциту холоду низькотемпературного рівня ($t_{\text{п2}} = 10^\circ\text{C}$), отриманого трансформацією теплоти газів $Q_{\text{вг}}$ в ЕТТ (з низьким $\zeta_E = 0,15...0,20$) $Q_{0,\text{вг},10}$ для глибокого охолодження повітря на вході ГТУ (від $t_{\text{нп}}$ до $t_{\text{п2}} = 10^\circ\text{C}$) $Q_{0,\text{сум},10}$, можна тлумачити за рис. 5.

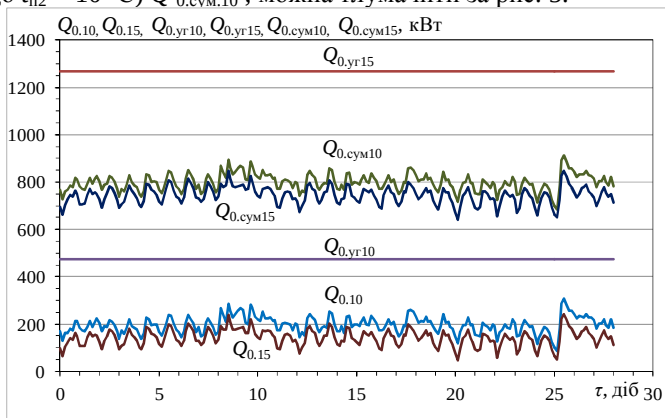


Рис. 5. Поточні сумарні витрати холоду АБТТ $Q_{0,\text{сум}15}$ і ЕТТ $Q_{0,\text{сум}10}$, а також холодопродуктивності, отримані з теплоти газів $Q_{\text{вг}}$ в АБТТ $Q_{0,\text{вг},15}$ (при $t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$) та в ЕТТ $Q_{0,\text{вг},10}$ (при $t_{\text{п2}} = 10^\circ\text{C}$): $Q_{0,\text{сум}15} = Q_{0,15} + Q_{0,\text{КП}}$ і $Q_{0,\text{сум}10,\text{см}} = Q_{0,10} + Q_{0,\text{КП},\text{см}}$; — — $Q_{0,\text{сум}10}$ і $Q_{0,10}$; - - - $Q_{0,\text{сум}10,\text{см}}$ і $Q_{0,10,\text{см}}$

При цьому весь холод $Q_{0,\text{вг},10}$ (з $Q_{0,\text{КП}}$ включно) отримано трансформацією наявної теплоти газів $Q_{\text{вг}}$ в ЕТТ: $\zeta_E = 0,15...0,25$.

Наявної теплоти випускних газів регенеративної ГТУ $Q_{\text{вг}} = 1600$ кВт і отриманого з неї холоду $Q_{0,\text{вг},15}$ високотемпературного рівня ($t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$) в АБТТ ($\zeta_{\text{А}} = 0,7$) значно більше, ніж необхідно для покриття сумарних витрат високотемпературного холоду $Q_{0,\text{сум},15}$. Однак цієї теплоти газів $Q_{\text{вг}}$ і отриманого з неї холоду $Q_{0,\text{вг},10}$ низького температурного рівня ($t_{\text{п}2} = 10^\circ\text{C}$) в ЕТТ менше, ніж необхідно для покриття сумарних витрат низькотемпературного холоду $Q_{0,\text{сум},10}$.

Поточні значення різниці $Q_{0,\text{сум},10} - Q_{0,\text{сум},15}$ сумарних витрат холоду на охолодження повітря на вході ГТУ $Q_{0,\text{сум},10}$ (від поточних $t_{\text{нп}}$ до $t_{\text{п}2} = 10^\circ\text{C}$) і $Q_{0,\text{сум},15}$ (від $t_{\text{нп}}$ до $t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$), включно з витратами холоду на СКП $Q_{0,\text{кп}}$, тобто витрати холоду $Q_{0,10-15}$ на доохолодження циклового повітря на вході ГТУ від $t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$ (після АБТТ) до $t_{\text{п}2} = 10^\circ\text{C}$ в ЕТТ, а також надлишок теплоти випускних газів понад її потреби для АБТТ (на покриття витрат холоду на охолодження повітря на вході ГТУ від $t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{п}2} = 10^\circ\text{C}$ та СКП) $\Delta Q_{\text{вг},15} = Q_{\text{вг}} - \sum Q_{\text{г},15}$ наведені на рис. 6.

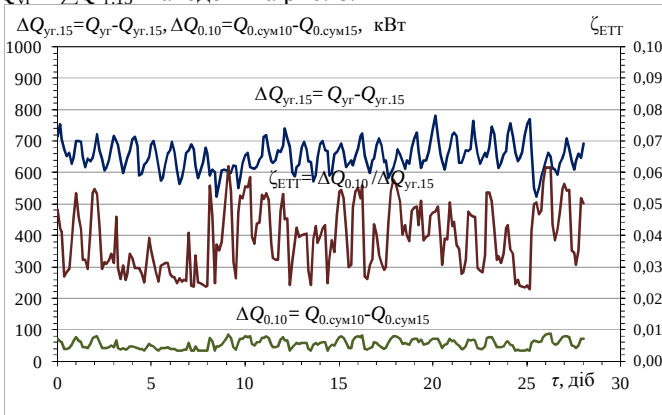


Рис. 6. Поточні значення різниці $Q_{0,\text{сум},10} - Q_{0,\text{сум},15}$ сумарних витрат холоду на охолодження циклового повітря на вході ГТУ $Q_{0,\text{сум},10}$ (від поточних $t_{\text{нп}}$ до $t_{\text{п}2} = 10^\circ\text{C}$) і $Q_{0,\text{сум},15}$ (від $t_{\text{нп}}$ до $t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$), включно з витратами холоду на СКП $Q_{0,\text{кп}}$, тобто витрати холоду $Q_{0,10-15}$ на доохолодження повітря на вході ГТУ від $t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$ (після АБТТ) до $t_{\text{п}2} = 10^\circ\text{C}$ в ЕТТ, а також надлишок теплоти випускних газів понад її потреби для АБТТ (на покриття витрат холоду на охолодження циклового повітря на вході ГТУ від $t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{п}2} = 10^\circ\text{C}$ та СКП) $\Delta Q_{\text{вг},15} = Q_{\text{вг}} - \sum Q_{\text{г},15}$

Співвідносячи надлишок теплоти випускних газів понад необхідну теплоту для АБТТ (на покриття витрат холоду на охолодження повітря на вході ГТУ від $t_{\text{нп}}$ до $t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$ і СКП): $\Delta Q_{\text{вг},15} = Q_{\text{вг}} - \sum Q_{\text{г},15}$, з необхідними витратами холоду $Q_{0,10-15} = Q_{0,\text{сум},10} - Q_{0,\text{сум},15}$ на доохолодження циклового повітря на вході ГТУ від $t_{\text{п}2} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{п}2} = 10^\circ\text{C}$, отримують необхідне значення теплового коефіцієнта бустерного

низькотемпературного ежекторного ступеня трансформації надлишкової теплоти газів в холод низькотемпературного рівня $\zeta_{\text{ЕТТ}} = Q_{0.10-15} / \Delta Q_{\text{вт.15}}$.

Дефіцит холоду можна ліквідувати завдяки підвищенню ефективності трансформації скидної теплоти застосуванням двоступінчастої трансформації теплоти випускних газів регенеративної ГТУ в холод, і передусім, отриманням однієї частини холоду $Q_{0.15}$ високотемпературного рівня (при $t_{\text{н2}} = 15^\circ\text{C}$), необхідного для охолодження повітря на вході ГТУ, в АБТТ як високотемпературному ступені абсорбційно-ежекторної системи трансформації теплоти (САЕТТ), тобто при високих $\zeta_{\text{А}} \approx 0,7$, а другої частини холоду низькотемпературного рівня $Q_{0.10-15} = Q_{0.10} - Q_{0.15}$, необхідної для глибокого охолодження повітря на вході ГТУ до $t_{\text{н2}} = 10^\circ\text{C}$, в ЕТТ як низькотемпературному ступені трансформації теплоти (рис. 2).

Як видно з рис. 4, значення теплового коефіцієнта ЕТТ $\zeta_{\text{ЕТТ}}$ при високій температурі охолоджувальної води конденсатора, наприклад $t_{\text{охл}} = 35^\circ\text{C}$ і, відповідно, конденсації НРТ R142b $t_{\text{к}} = 40^\circ\text{C}$ вельми низькі. Тому було розроблено спосіб трансформації теплоти з двоступінчастим ежектуванням, котрий забезпечує більш високі значення ζ при підвищених температурах конденсації НРТ $t_{\text{к}}$ і, відповідно, охолоджувальної води $t_{\text{охл}}$. Оскільки значення теплового коефіцієнта ЕТТ $\zeta_{\text{ЕТТ}}$ значно менші ніж АБТТ $\zeta_{\text{АБТТ}}$ і саме $\zeta_{\text{ЕТТ}}$ визначають ефективність трансформації теплоти в САЕТТ в цілому, то ставиться задача підвищення $\zeta_{\text{ЕТТ}}$.

У **розділі 5** розроблено схему системи трансформації скидної теплоти регенеративних ГТУ в холод принципово нового – двоступінчастого типу на базі АБТТ як високотемпературного ступеня та ЕТТ як низькотемпературного і глибокою утилізацією теплоти випускних газів економайзерною секцією генератора ЕТТ, в якій має місце нагрів конденсату НРТ від температури конденсації $t_{\text{к}}$ до температури кипіння НРТ у випарній секції генератора $t_{\text{р}}$ (рис. 7).

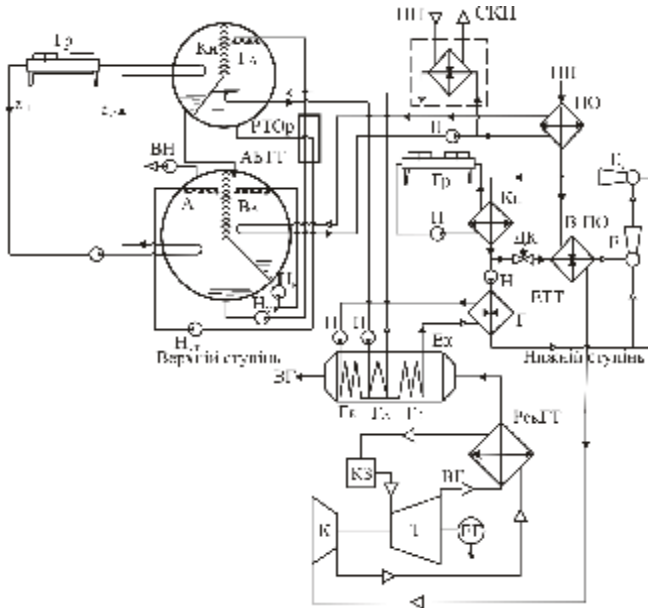


Рис. 7. Схема САЕТТ з двоступінчастим ежектором (ступені E_1 і E_2) та глибокою утилізацією теплоти випускних газів: Γ_e і Γ_v – економайзерна та випарна секції генератора ЕТТ

На рис. 8 наведені теплові коефіцієнти ζ ЕТТ з одно- та двоступінчастим ежекторами в залежності від температури конденсації t_k при температурах кипіння R142b у випарнику $t_0 = 2$ і 5°C та в генераторі $t_r = 80^\circ\text{C}$.

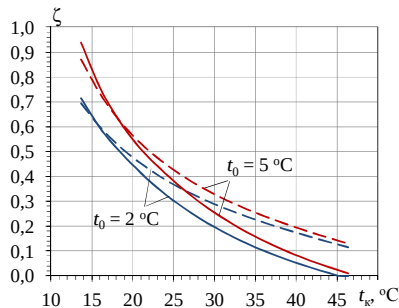


Рис. 8. Теплові коефіцієнти ζ ЕТТ з одно- та двоступінчастим ежекторами в залежності від температури конденсації t_k при температурах кипіння R142b у

випарнику $t_0 = 2$ і 5°C та в генераторі $t_r = 80^\circ\text{C}$: — — — — — одноступінчасте ежектування; - - - - - двоступінчасте ежектування

Як видно, при температурах конденсації $t_k > 20^\circ\text{C}$ доцільно використовувати ЕТТ з двоступінчастим ежектуванням, що забезпечує $\zeta = 0,2 \dots 0,5$ проти $\zeta = 0,05 \dots 0,45$ при $t_0 = 2^\circ\text{C}$ і $\zeta = 0,2 \dots 0,55$ проти $\zeta = 0,1 \dots 0,55$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$, тобто на 25 % більш високі теплові коефіцієнти ЕТТ порівняно з одноступінчастим ежектуванням: $\zeta = 0,2$ проти $\zeta = 0,05$.

Оскільки мають місце не тільки сезонні, а й значні добові коливання температури навколишнього повітря $t_{\text{нп}}$ на вході ГТУ, а відтак і теплового навантаження термотрансформатора, то стоїть питання визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності термотрансформатора Q_0 .

Необхідні встановлені холодопродуктивності термотрансформатора доцільно визначати у вигляді питомих, що припадають на одиницю витрати повітря, $G_{\text{п}} = 1$ кг/с, витрат холодильної потужності q_0 , кВт/(кг/с), виходячи з яких можна легко обчислювати повну встановлену холодильну потужність при витраті повітря $G_{\text{п}}$ для ГТУ: $Q_0 = q_0 \cdot G_{\text{п}}$.

Значення питомої, що припадає на 1 кВт потужності ГТУ N_e , річної економії палива $B_{\text{т.у1}} = B_{\text{т}}/N_e$ ($B_{\text{т}}$ — річна економія палива), отриманої завдяки охолодженню повітря на вході ГТУ С1000 фірми "Capstone", від питомих (при $G_{\text{п}} = 1$ кг/с) витрат холодильної потужності q_0 , кВт/(кг/с), при температурах охолодженого повітря $t_{\text{н2}} = 10$ і 15°C відповідно в САЕТТ і АБТТ для м. Тріполі (тропічний клімат) та м. Хон (сухий тропічний клімат) за 2009 р. подано на рис. 9. Для ГТУ С1000 приймали $\Delta b_{\text{e1}^\circ\text{C}} = \Delta b_{\text{e}}/\Delta t = 0,7$ г/(кВт·год).

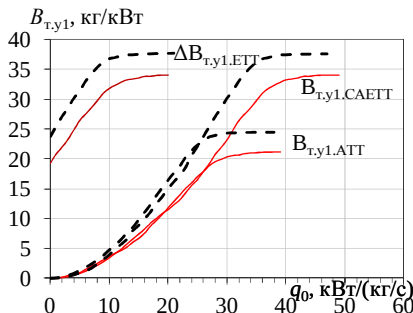


Рис. 9. Значення питомої, що припадає на 1 кВт потужності ГТУ N_e , річної економії палива $B_{\text{т.у1}}$, отриманої завдяки охолодженню повітря на вході ГТУ С1000, від питомих (при $G_{\text{п}} = 1$ кг/с) витрат холодильної потужності q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{\text{н2}} = 10$ і 15°C відповідно в САЕТТ і АБТТ за 2009 р.: $B_{\text{т.у10}}$ — від $t_{\text{нп}}$ до $t_{\text{н2}} = 10^\circ\text{C}$ (в САЕТТ); $B_{\text{т.у15}}$ — від $t_{\text{нп}}$ до $t_{\text{н2}} = 15^\circ\text{C}$ (в АБТТ); $\Delta B_{\text{т.у10}}$ — від $t_{\text{н2}} = 15^\circ\text{C}$ (після АБТТ) до $t_{\text{н2}} = 10^\circ\text{C}$ (в ЕТТ); — — — — Тріполі; - - - - - Хон

Як видно, річна економія палива $B_{\text{т.10}}$ при охолодженні повітря на

вході ГТУ до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ (в САЕТТ) майже у півтора рази більше ніж $B_{т.15}$ при $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ (АЕТТ). Через падіння темпів нарощування питомої річної економії палива $B_{т.10}$ після $q_0 = 36 \text{ кВт/(кг/с)}$ для м. Тріполі та $q_0 = 34 \text{ кВт/(кг/с)}$ для м. Хон подальше зростання $B_{т.10}$ незначне. То ж ці значення q_0 приймають для встановленої холодильної потужності q_0 за раціональні, які забезпечують високі темпи нарощування економії палива $B_{т.10}$. Виходячи з раціональної питомої холодильної потужності q_0 , вибирають повну встановлену холодильну потужність САЕТТ відповідно до витрати повітря $G_{п}$ через ГТУ: $Q_0 = G_{п} \cdot q_0$, кВт, та кліматичних умов експлуатації. Так, для ГТУ С1000 витрати повітря становлять $G_{п} = 6,7 \text{ кг/с}$ за даними фірми-розробника.

Залежність питомої (на 1 кВт потужності ГТУ) річної економії палива $B_{т.у1} = B_{т}/N_e$ від питомих витрат холодильної потужності $Q_{0.1\text{кВт}}$, що припадають на 1 кВт потужності ГТУ С1000, при охолодженні повітря в САЕТТ до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ і в АЕТТ до $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ для кліматичних умов в різних містах Лівії: Д – Джало, Х – Хон (сухий тропічний клімат); Т – Тріполі, Б – Бенгазі, Н – Налут, Ш – Шахат (тропічний клімат) дано на рис. 10.

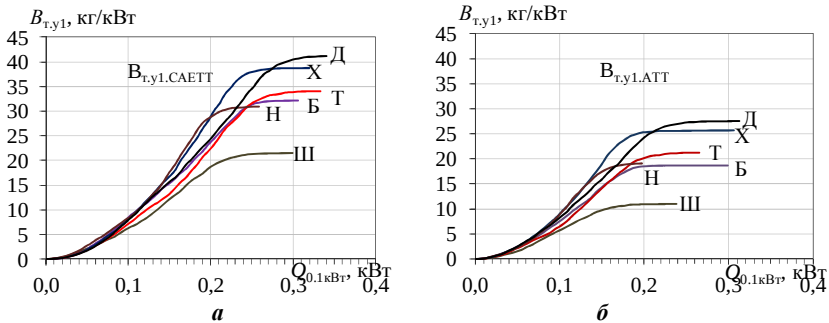


Рис. 10. Залежності питомої (на 1 кВт потужності ГТУ С1000) річної економії палива $B_{т.у1} = B_{т}/N_e$ від питомих витрат холодильної потужності $Q_{0.1\text{кВт}}$ (на 1 кВт потужності ГТУ) при охолодженні повітря в САЕТТ до $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ (а) і в АЕТТ до $t_{n2} = 15^\circ\text{C}$ (б) для різних кліматичних умов: Д – Джало, Х – Хон (сухий тропічний клімат); Т – Тріполі, Б – Бенгазі, Н – Налут, Ш – Шахат (тропічний клімат)

Виходячи з раціональної питомої холодильної потужності $Q_{0.1\text{кВт}}$, що припадає на 1 кВт потужності ГТУ, розраховують повну встановлену холодильну потужність САЕТТ відповідно до потужності ГТУ N_e та кліматичних умов експлуатації: $Q_0 = Q_{0.1\text{кВт}} \cdot N_e$, кВт.

Найбільша річна економія палива $B_{т.у1.\text{САЕТТ}}$ має місце для жарких кліматичних умов (Джало та Хон). Результати розрахунку терміну окупності установок охолодження повітря на вході регенеративних ГТУ різної потужності $N_e = 30 \dots 1000 \text{ кВт}$ показали, що при охолодженні повітря на вході ГТУ до температури $t_{n2} = 10^\circ\text{C}$ (САЕТТ) він становить близько

5 років, а до $t_{n2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (АБТТ) – приблизно 6 років.

ВИСНОВКИ

Вирішено науково-прикладну задачу розроблення системи трансформації низькопотенційної теплоти випускних газів (температура близько $250\text{ }^{\circ}\text{C}$) регенеративних ГТУ малої потужності в холод принципово нового – ступінчастого типу з високоефективним АБТТ (з високим коефіцієнтом трансформації теплоти ζ) як високотемпературним ступенем і менш ефективним ЕТТ як низькотемпературним, що забезпечує охолодження повітря на вході ГТУ та холодопостачання автономних комплексів різного призначення, значну економію палива і збільшення потужності ГТУ в умовах тропічного клімату.

1. Виявлені резерви підвищення паливної ефективності регенеративних ГТУ установок автономного енергозабезпечення шляхом вдосконалення систем трансформації теплоти відпрацьованих газів з охолодженням повітря на вході в кліматичних умовах Лівії.

2. Отримали подальший розвиток способи підвищення ефективності ГТУ малої потужності з обмеженим скидним енергопотенціалом в тропічних умовах експлуатації шляхом ступінчастої трансформації теплоти відпрацьованих газів і глибокого охолодження повітря на вході, що забезпечують скорочення питомої витрати палива та зростання потужності ГТУ порівняно з одноступінчастими процесами.

3. Розроблена система ступінчастої абсорбційно-ежекторної трансформації низькопотенційної теплоти регенеративних ГТУ установок автономного енергозабезпечення з АБТТ як високотемпературним ступенем і ЕТТ як низькотемпературним, яка завдяки більш глибокому охолодженню повітря на вході ГТУ забезпечує на 30...40 % більше скорочення витрати палива для кліматичних умов Лівії порівняно з традиційними абсорбційними системами.

4. Розроблені фізична та математична моделі процесів ступінчастої абсорбційно-ежекторної трансформації низькопотенційної теплоти відпрацьованих газів регенеративних ГТУ з охолодженням повітря на вході, які дозволяють визначати раціональні параметри абсорбційного та ежекторного ступенів (питомі холодопродуктивності ступенів, температурні режими, теплові коефіцієнти) для тропічних умов експлуатації. Адекватність результатів розрахунків коефіцієнтів трансформації ζ теплоти в холод за розробленою математичною моделлю підтверджено експериментальними даними інших авторів по ζ для ЕТТ як низькотемпературного ступеня САЕТТ.

5. Визначені параметри раціональної організації процесів ступінчастої абсорбційно-ежекторної трансформації теплоти відпрацьованих газів регенеративних ГТУ малої потужності з охолодженням повітря на вході (температури охолодження повітря та

питомі холодопродуктивності ступенів трансформації теплоти), які забезпечують скорочення питомої витрати палива на 7...12 г/(кВт·год.) і збільшення потужності ГТУ на 10...15 % для високих температур зовнішнього повітря, характерних для Лівії.

6. Показано, що перехід на двоступінчастий низькотемпературний ступінь трансформації скидної теплоти ГТУ забезпечує зростання коефіцієнта трансформації ζ теплоти в холод на 20...25 % порівняно з одноступінчастим з відповідним підвищенням паливної ефективності, що особливо важливо для експлуатації установок автономного енергопостачання в умовах сухого тропічного клімату.

7. Розроблені діаграми, які дають змогу оцінювати ефект від охолодження повітря на вході регенеративних ГТУ, визначати раціональний тип і встановлену потужність термотрансформатора відповідно до кліматичних умов експлуатації установок автономного енергозабезпечення, які забезпечують зменшення витрати палива та збільшення виробництва електроенергії.

Основні результати дисертації опубліковані в наукових спеціалізованих виданнях:

1. Радченко, Н.И. Предварительное охлаждение циклового воздуха газовых турбин малой мощности и комфортное кондиционирование трансформаций теплоты выпускных газов [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби // Зб. наук. праць НУК. – 2013. – № 5–6 (450). – С.100–103.

2. Радченко, А.Н. Охлаждение воздуха на входе рекуперативных ГТД абсорбционной и эжекторной теплоиспользующими холодильными машинами. [Текст] / А.Н. Радченко, Рамзи Єл Герби // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 5 (112). – С. 99–103. (науком.)

3. Радченко, А.Н. Двухступенчатое охлаждение воздуха на входе рекуперативных ГТД каскадной абсорбционно-эжекторной теплоиспользующей холодильной машиной [Текст] / А.Н. Радченко, Рамзи Єл Герби // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 6 (113). – С. 84–88. (науком.)

4. Радченко, Н.И. Ступенчатое кондиционирование воздуха на входе рекуперативных ГТД утилизацией теплоты выпускных газов. [Текст] / Н.И. Радченко, С.А. Кантор, Рамзи Єл Герби // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 3 (110). – С. 86–90. (науком.)

5. Радченко, Н.И. Анализ эффективности охлаждения воздуха на входе газотурбинных двигателей в жарких климатических условиях [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби, Рамзи Єл Герби // Газотурбинные технологии: Рыбинск, Россия. – 2013. – № 4 (115). – С. 34–39.

6. Радченко, Н.И. Анализ эффективности комфортного и энергетического кондиционирования воздуха утилизацией теплоты выпускных газов рекуперативных ГТД [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби, А.В. Дубачинский // Зб. наук. праць НУК. – 2013. – № 5–6. – С.20–24.

7. Радченко, Н.И. Повышение эффективности охлаждения воздуха на входе рекуперативной микротрубины в условиях эксплуатации Ливии [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби // Холодильна техніка та технологія. – 2012. – Вип. 4. – С. 263–269.

8. Радченко, Н.И. Охлаждение воздуха на входе газотурбогенераторов автономного энергообеспечения в климатических условиях приморских регионов Ливии [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби // 36. наук. праць ДонНУЕТ. – Донецьк: ДонНУЕТ. – 2012. – Вип. 29. – Т.2. – С.132–139.

Основні публікації, в яких додатково викладено зміст дисертації:

9. Эл Герби, Рамзи Охлаждения воздуха на входе микротурбины с рекуперацией тепла в климатических условиях Ливии [Текст] / Рамзи Єл Герби // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали III м.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК, 2012. – С. 439–441.

10. Радченко, Н.И. Предварительное машинное охлаждение воздуха рекуперативных газотурбинных двигателей [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2014. – С. 252–254.

11. Радченко, Н.И. Охлаждение воздуха на входе газотурбинных двигателей как средство повышения их топливной эффективности [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2014. – С. 259–262.

12. Радченко, Н.И. Охлаждение воздуха на входе рекуперативных газовых турбин установки автономного электро-, тепло- и холодоснабжения [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби // Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали III м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2014. – С. 61–63.

13. Радченко, Н.И. Оценка эффективности охлаждения воздуха на входе газотурбинных двигателей в климатических условиях Ливии [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби, Рамзи Єл Герби // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали IV м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 250–255.

14. Радченко, Н.И. Оценка топливной эффективности предварительного охлаждения воздуха газотурбинных двигателей в климатических условиях Ливии [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби, Рамзи Єл Герби // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Ч. 1 – С. 137–142.

15. Радченко, Н.И. Предварительное охлаждение циклового воздуха газовых турбин теплоиспользующими холодильными машинами в условиях переменных влажности и температуры наружного воздуха [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби, Рамзи Єл Герби // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. – Ч. 1 – С. 232–238.

16. Радченко, Н.И. Топливная эффективность предварительного охлаждения циклового воздуха газотурбинных двигателей в климатических условиях Ливии [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби, Рамзи Єл Герби // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. – Ч. 2 – С. 30–40.

17. Радченко, Н.И. Эффективность предварительного охлаждения воздуха рекуперативной микротурбины в условиях эксплуатации Ливии [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 1 – С. 152–159.

18. Радченко, Н.И. Предварительное охлаждение циклового воздуха газотурбогенераторов автономного энергообеспечения в климатических условиях Триполи [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Єл Герби // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали II м.-н. н.-т. конф. – Миколаїв: НУК, 2013. Частина 2 – С. 40–46.

19. Радченко, Н.И. Возможности использования тригенерационных установок в климатических условиях Ливии [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Ёл Герби // Проблемы екології та енергозбереження в суднобудуванні: Матеріали VII М.-н. н.-т. конф.-Миколаїв: НУК. – 2012. – С. 141–142.

20. Радченко, Н.И. Возможности применения тригенерации в газотурбогенераторах автономного энергообеспечения с учетом климатических условий Ливии [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Ёл Герби // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали 4 м.-н. н.-т. конф. Миколаїв: НУК, 2011. – С. 92–94.

21. Радченко, Н.И. Охлаждение воздуха на входе газотурбинных двигателей как средство повышения их топливной эффективности [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Ёл Герби // Муніципальна енергетика: проблеми, рішення: Матеріали 5 м.-н. н.-т. конф. Миколаїв: НУК, 2013. – С. 151–155.

22. Радченко Н.И., Эльгерби Рамзи Охлаждение воздуха на входе ГТД автономных турбоэлектростанций в климатических условиях Ливии [Текст] / Н.И. Радченко, Рамзи Ёл Герби // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей IX м.-н. н.-т. конф. – Одеса: ОНАХТ, 2013. – С. 260–262.

Особистий внесок здобувача у праці, що опубліковані у співавторстві: [1, 6, 15, 17–20, 22] – параметри термотрансформаторів для охолодження повітря на вході ГТУ та холодопостачання різних комплексів для кліматичних умов Лівії; [2–4, 10, 12, 21] – спосіб ступінчастої абсорбційно-ежекторної трансформації теплоти випускних газів рекуперативних ГТУ в холод в тропічних умовах експлуатації; [5, 7, 8, 11, 13, 14, 16] – спосіб та результати розрахунку паливної ефективності рекуперативних ГТУ та раціональних характеристик термотрансформаторів для охолодження повітря на вході ГТУ для кліматичних умов Лівії.

АНОТАЦІЯ

Ел Гербі Р.К. Трансформація скидної теплоти регенеративних газотурбінних установок автономного енергозабезпечення (в тропічних умовах Лівії). – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки. – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, 2015.

Дисертація присвячена підвищенню паливної ефективності регенеративних газотурбінних установок (ГТУ) малої потужності (до 300 кВт) шляхом трансформації теплоти випускних газів з охолодженням повітря на вході. Розроблена система автономного енергозабезпечення на базі регенеративних ГТУ з двоступінчастою абсорбційно-ежекторною трансформацією теплоти, що забезпечує глибоке (до 10 °С) охолодження повітря на вході ГТУ і, як наслідок, скорочення витрати палива та підвищення виробництва електроенергії.

Розроблені фізична та математична моделі процесів ступінчастої абсорбційно-ежекторної трансформації скидної теплоти газів з охолодженням повітря на вході ГТУ та визначено параметри раціональної організації процесів, які забезпечують скорочення питомої витрати палива на 7...12 г/(кВт·год.) і збільшення потужності ГТУ на 10...15 % при високих температурах зовнішнього повітря.

Ключові слова: установка автономного енергозабезпечення, регенеративний газотурбінний двигун, витрата палива, охолодження повітря, випускний газ, трансформація теплоти, кліматичні умови.

АННОТАЦИЯ

Эл Герби Р.К. Трансформация сбросной теплоты регенеративных газотурбинных установок автономного энергообеспечения (в тропических условиях Ливии). – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – Двигатели и энергетические установки. – Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, 2015.

Диссертация посвящена повышению топливной эффективности регенеративных ГТУ малой мощности (до 300 кВт) установок автономного энергообеспечения путем трансформации теплоты выпускных газов с охлаждением воздуха на входе.

Разработана система автономного электро-, тепло- и холодоснабжения на базе регенеративных ГТУ с двухступенчатой абсорбционно-эжекторной трансформацией теплоты в абсорбционном термотрансформаторе (АБТТ) как высокотемпературной и эжекторном термотрансформаторе (ЭТТ) как низкотемпературной ступенях, которая обеспечивает более глубокое (до 10 °С) охлаждение воздуха на входе ГТУ и, как следствие, на 30...40 % большее сокращение расхода топлива и увеличение производства электроэнергии для климатических условий Ливии по сравнению с традиционными абсорбционными системами трансформации теплоты.

Разработаны физическая и математическая модели процессов абсорбционно-эжекторной трансформации теплоты отработанных газов регенеративных ГТУ малой мощности с охлаждением воздуха на входе и определены параметры рациональной организации процессов, которые обеспечивают сокращение удельного расхода топлива на 7...12 г/(кВт·ч) и увеличение мощности ГТУ на 10...15 % при высоких температурах наружного воздуха.

Разработаны диаграммы, которые дают возможность оценивать эффект от охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ, определять рациональную мощность термотрансформатора в соответствии с климатическими условиями эксплуатации установок автономного энергообеспечения.

Ключевые слова: установка автономного энергообеспечения, регенеративный газотурбинный двигатель, расход топлива, охлаждение воздуха, выпускной газ, трансформация теплоты, климатические условия.

SUMMARY

El Gerbi R.K. Transformation of waste heat of regenerative gas turbine integrated energy unites (in tropical conditions of Libya). – Manuscript.

The dissertation for the scientific degree of the candidate of technical sciences on speciality 05.05.03 – Engines and power plants.– National University of Shipbuilding named after admiral Makarov, Mikolayiv, 2015.

The dissertation is devoted to increasing the fuel efficiency of regenerative gas turbine unites (GTU) of small power output (up to 300 kW) by transformation of exhaust gas heat to cool the intake air. The integrated energy system based on the regenerative GTU with two-stage absorption-ejector heat transformation provides deep cooling (down to 10 °C) of GTU intake air and reduce in fuel consumption and increase in electricity.

The physical and mathematical models of the processes of stage absorption-ejector exhaust gas heat transformation to cool the GTU intake air were made and parameters of processes rational performance were determined that provides reduce in specific fuel consumption by 7...12 g/(kW·h) and increase in the GTU power output by 10...15 % for high ambient air temperatures.

Key words: integrated energy system, regenerative gas turbine engine, fuel consumption, cooling of air, exhaust gas, heat transformation, climatic conditions.