

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ

імені адмірала Макарова

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

*Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису*

**КАЛІНІЧЕНКО ІВАН ВОЛОДИМИРОВИЧ**

УДК 621.57

**ДИСЕРТАЦІЯ**

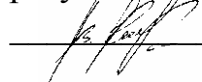
**УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ  
ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ  
І ТЕПЛОВИМИ НАСОСАМИ**

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

Галузь знань: **Технічні науки**

**Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук**

Дисертація містить результати власних досліджень. Виконання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 І.В. Калініченко

Науковий керівник:  
**Радченко Микола Іванович**,  
д-р техн. наук, професор

Примірник дисертації ідентичний  
за змістом з іншими примірниками  
Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради  
Д 41.088.03  
д.т.н., професор



В.І. Мілованов

Миколаїв – 2018

## АНОТАЦІЯ

**Калініченко І. В. Утилізація теплоти суднової енергетичної установки тепловикористовуючими холодильними машинами і тепловими насосами.** – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціонування. – Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, 2018.

Дисертація присвячена розробці системи утилізації теплоти випускних газів суднової енергетичної установки з охолодженням повітря на вході тепловикористовуючими холодильними машинами і тепловим насосом, що забезпечує раціональне використання низько- та високопотенційної теплоти відповідно для нагріву та випаровування холодоагенту в теплосиловому контурі тепловикористовуючої холодильної машини.

**У вступі** дисертаційної роботи обґрунтовано актуальність теми, наведено зв'язок з науковими програмами і темами, сформульовано науково-прикладне завдання дослідження, об'єкт і предмет дослідження, мету і головні завдання роботи, наведено методи дослідження, визначено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, зазначено особистий внесок здобувача, відображено повноту викладення результатів в публікаціях та ступінь апробації на конференціях.

**Метою наукового дослідження** є підвищення ефективності утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна шляхом застосування тепловикористовуючих холодильних машин і теплових насосів відповідно до споживання тепла та холоду на рейсовій лінії.

**У першому розділі** подано огляд теоретичних та експериментальних праць, присвячених тепловикористовуючим холодильним машинам (ТХМ) на базі ежекторних (ЕХМ) і абсорбційних холодильних машин (АБХМ) та теплових насосів (ТН). Проаналізовані існуючі способи утилізації

високопотенційної теплоти випускних газів та низькопотенційної теплоти води, що охолоджує втулки циліндрів суднового дизеля, і визначені резерви підвищення паливної ефективності судових дизелів, пов'язані з використанням їх високо- і низькопотенційних джерел теплоти для утилізації в ТХМ з бустерним ТН. За результатами аналізу сформульовано мету і задачі наукового дослідження.

Необхідність використання математичної моделі для раціональної організації процесів трансформації теплоти в ЕХМ з бустерним тепловим насосом, а саме максимальне використати високотемпературного джерела теплоти водяної пари у випарній секції генератора ЕХМ представлені у **другому розділі**. При порівнянні зменшення повної витрати палива ДВЗ за рахунок охолодження повітря на вході ТК бустерним тепловим насосом з однієї сторони та витрати палива на привід електрокомпресора ТН з другої сторони повинна виконуватися наступна умова  $\Delta B_{Т.ТН} > B_{т.ед.ТН}$ .

Похибка при співставленні розрахункових значень циклу ТН і даних, одержаних за результатами моніторингу фірм-виробників ТН, не перевищує 10 %, що є допустимим і підтверджує адекватність математичної моделі.

У **третьому розділі** в залежності від кліматичних умов експлуатації на окремих відрізках рейсу на прикладі рейсової лінії "Маріуполь-Амстердам-Маріуполь" судна показана необхідність в трансформації скидної теплоти дизеля як з одержанням "енергетичного" холоду для охолодження повітря на вході турбокомпресора тепловикористовуючої холодильної машини, так і використанням скидної теплоти на теплофікаційні потреби. Визначені деякі шляхи реалізації обох варіантів трансформації теплоти, включаючи і сумісну.

У **четвертому розділі** за результатами аналізу розподілу теплоти конденсату пари, що скидається після судових споживачів, в ЕХМ з бустерним ТН для охолодження повітря на вході суднового дизеля, одержані залежності для співвідношення теплових навантажень на випарну, економайзерну і теплонасосну секції генератора ЕХМ, подані у графічному вигляді, які дозволяють вибрати їх величини, забезпечити раціональне

використання високопотенційної теплоти конденсату водяної пари і низькопотенційної теплоти додаткових джерел при значеннях тиску пари  $P_{\text{КП}} = 0,3; 0,5 \text{ і } 0,7 \text{ МПа}$ , характерних для судових утилізаційних котлів.

В холодній зоні рейсу, коли температура зовнішнього повітря  $t_{\text{ЗП}}$  стає нижче  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  можливе використання теплого насосу як парогенеруючої установки (ТНПУ) для одержання водяної пари з метою заміщення допоміжного котла (ДК) в ходовому режимі судна. Проведені дослідження у **п'ятому розділі** показали ефективність реалізації теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти охолоджуючої води ДВЗ у ТНПУ, що дозволяє, по-перше, зменшити теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна в холодній зоні, а відповідно знизити забруднення навколишнього середовища токсичними димовими газами і, по-третє, зекономити невідновлювальні джерела енергії (котельне паливо).

Найбільш переважним джерелом низькопотенційної теплоти для роботи ТНПУ є прісна вода системи охолодження втулок циліндрів судових ДВЗ, яка має температуру  $80 \dots 85 \text{ }^\circ\text{C}$ . Її теплоти достатньо для одночасної роботи ТНПУ та водоопріснювальної установки (ВОУ). Проведені розрахунки показують енергетичну доцільність використання двоконтурної ТНПУ для отримання водяної пари тиском  $0,3 \dots 0,5 \text{ МПа}$  для судна в ходовому режимі в холодній зоні. Водяну пару з тиском  $0,7 \text{ МПа}$  отримують в утилізаційному котлі (УК).

#### **Наукова новизна отриманих результатів:**

– за результатами аналізу споживання тепла та холоду на транспортному судні запропоновано й реалізовано новий підхід до підвищення ефективності утилізації теплоти випускних газів СЕУ з охолодженням повітря на вході головного двигуна в ТХМ з бустерним ТН підвищення теплового потенціалу відповідно до кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії.

– вперше запропонована система утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна з охолодженням повітря на вході в ТХМ з бустерним ТН, яка забезпечує раціональне використання низько- та

високопотенційної теплоти відповідно для нагріву та випаровування холодоагенту в теплосиловому контурі ТХМ.

– вперше розроблена математична модель процесів утилізації теплоти випускних газів СЕУ з охолодженням повітря на вході за допомогою ТХМ з бустерним ТН, яка враховує співвідношення теплових навантажень у теплосиловому контурі ТХМ відповідно до параметрів робочого циклу і дозволяє визначати теплові навантаження ТХМ і бустерного ТН. Адекватність моделі підтверджено задовільним узгодженням її результатів з даними фірм-розробників ТХМ і ТН.

– встановлено особливості процесів утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна в ТХМ з бустерним ТН залежно від співвідношення їх теплових навантажень та визначено їх раціональні параметри (температури теплоносіїв) і характеристики (теплові навантаження, теплові коефіцієнти), що забезпечують необхідну глибину охолодження повітря за мінімальних витрат палива на привід ТН.

– розроблено способи раціональної організації процесів утилізації теплоти випускних газів СЕУ в ТХМ з ТН відповідно до співвідношення теплових навантажень на випаровування та нагрів холодоагенту в теплосиловому контурі ТХМ, виходячи з параметрів робочого циклу і споживання тепла та холоду на рейсовій лінії, визначено параметри процесів, які забезпечують скорочення споживання палива (скорочення рейсових і річної витрат палива) за рахунок охолодження повітря на вході з урахуванням змінних кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії на 1...3 %, та зниження викидів токсичних і шкідливих речовин на 1,8...2,5 %.

– показано ефективність утилізації низькопотенційної теплоти води системи охолодження ДВЗ за допомогою теплонасосної парогенеруючої установки на рейсовій лінії в холодній зоні, що дозволяє відмовитися від допоміжного котла і відповідно знизити забруднення навколишнього середовища токсичними димовими газами на 1,7...2,3 %, зменшити теплове

забруднення навколишнього середовища на 2...4 %, скоротити споживання котельного палива на 1,8...2,2 %.

**Практичне значення отриманих результатів:**

– методика розрахунку параметрів процесів утилізації теплоти випускних газів суднових ДВЗ з охолодженням повітря на вході (теплових навантажень, холодопродуктивності), яка враховує змінні протягом рейсу зовнішні тепловологісні параметри;

– рекомендації з раціональних значень параметрів процесів утилізації теплоти випускних газів суднових ДВЗ з охолодженням повітря на вході, що забезпечують максимальне скорочення рейсових і річних витрат палива.

**Ключові слова:** тепловикористовуюча холодильна машина, тепловий насос, охолодження повітря, судновий двигун, випускні гази, витрата палива.

## Список публікацій здобувача за темою дисертації

### Основні результати дисертації:

1. Калиниченко И.В. Разработка комплексной функции цели для оптимизации параметров работы судовой теплонасосной паропроизводящей установки / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев, Н.Б. Андреева // Вісник НУК ім. Адм. Макарова. – Миколаїв: НУК. – 2012. – №3. – С. 143-147. *Розроблена комплексна функція мети для оптимізації параметрів роботи судової ТНПУ.*

2. Радченко Н.И. Охлаждение воздуха на входе судового дизеля эжекторной холодильной машиной с бустерным тепловым насосом / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко, Р.Н. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2017. – №4 (139). – С. 98 – 101. *Отримано параметри охолодження повітря на вході МОД.* Индексується в міжнародних наукометричних базах даних (**Index Copernicus, Google Scholar** та ін.).

3. Калиниченко И.В. Тепловой насос в качестве альтернативной судовой парогенерирующей установки // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – 2014. – №3 (67). – С. 85-88. *Визначені умови роботи парогенеруючого ТН.* Индексується в міжнародних наукометричних базах даних (**Index Copernicus, Google Scholar** та ін.).

4. Калиниченко И.В. Разработка математической модели и построение блок-схемы для компьютерного расчета цикла теплонасосной парогенерирующей установки / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев, В.И. Свиридов // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – 2015. – № 2 (72). – С. 93-96. *Розроблені схемні рішення роботи ТН.* Индексується в міжнародних наукометричних базах даних (**Index Copernicus, Google Scholar** та ін.).

5. Андреев А.А. Теплонасосная установка для теплоснабжения учебно-административного здания Херсонского филиала УГМТУ / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Холодильна техніка і технологія. – №4. – 2003 р. – С. 62-67. *Розроблено алгоритм розрахунку циклу ТН.*

6. Калиниченко И.В. Получение пара на судне тепловым насосом / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев, Н.Б. Андреева // Водный транспорт. – К.: КДАВТ. – 2015. – №2 (23). – С. 48-57. *Проведений аналіз умов експлуатації ТН у машинному відділенні.*

7. Утилизация теплоты пара теплоиспользующей холодильной машиной с тепловым насосом для охлаждения воздуха на входе судового дизеля / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко, Р.Н. Радченко, Ю.Г. Щербак // Авиационно-космическая техника и технология. – 2017. – №5 (140). – С. 73-77. *Визначені умови експлуатації ТН.* Індексуються в міжнародних наукометричних базах даних (**Index Copernicus, Google Scholar** та ін.).

8. Андреев А.А. Экологическая и энергетическая целесообразность утилизации низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Техногенна безпека. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили. – 2008. – Вип. 72. – С. 23-27. *Доведена можливість використання у якості НПТ теплоту мастила з системи змащення ДВЗ для утилізації в ТНПУ.*

9. Андреев А.А. Эколого-энергетические аспекты внедрения на судах теплонасосных паропроизводящих установок / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Техногенна безпека. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили. – 2007. – Вип. 48. – С. 46-52. *Доведена можливість використання у якості НПТ теплоту води з системи охолодження ДВЗ для утилізації в ТНПУ.*

10. Андреев А.А. Оценка эффективности утилизации вторичной теплоты судовых ДВС теплонасосной паропроизводящей установкой / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Холодильна техніка і технологія. – 2011. – Вип. 39, т. 1. – С.63-68. *Визначені показники ефективності ТН.*

11. Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонаносными паропроизводящими установками / Ю.В. Захаров, А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.И. Максимов // Зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК. – 2005. – № 2 (401). – С. 70-79. *Проведені розрахунки теплонасосного циклу ТНПУ на різних робочих агентах.*



12. Андреев А.А. Сравнительная оценка энергетической эффективности судовых паропроизводящих установок различных типов / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК. – 2007. – № 2 (413). – С. 100-106. *Доведена можливість енергетичної ефективності використання двохступінчатої ТНПУ.*

13. Радченко Р.Н. Трансформация сбросной теплоты судового дизеля с охлаждением воздуха на входе в климатических условиях рейсовой линии / Р.Н. Радченко, И.В. Калиниченко, Ю.Г. Щербак // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – №4 (121). – С. 80-84. *Визначені параметри роботи системи охолодження повітря на вході з урахуванням кліматичних умов.* Индексується в міжнародних наукометричних базах даних (**Index Copernicus, Google Scholar** та ін.).

14. Радченко Р.Н. Основы рационального проектирования системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля эжекторным теплотрансформатором / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, И.В. Калиниченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – №5 (122). – С. 65-68. *Визначені шляхи підвищення ефективності ежекторного теплотрансформатора.* Индексується в міжнародних наукометричних базах даних (**Index Copernicus, Google Scholar** та ін.).

15. Андреев А.А. Оценка эффективности применения на судах утилизационной теплонасосной паропроизводящей установки / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Електронний Вісник НУК ім. Адм. Макарова. – Миколаїв: НУК. – 2011. – №3. – 10 с. *Запропоновані схемні рішення ТНПУ у складі системи охолодження дизеля.*

16. Андреев А.А. Методика комплексной многокритериальной оптимизации параметров работы судовой парогенерирующей теплонасосной установки / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – 2014. – №4 (68). – С. 72-75. *Визначені показники ефективності роботи ТН.* Индексується в міжнародних наукометричних базах даних (**Index Copernicus, Google Scholar** та ін.).

### **Патенти:**

17. Пат. на корисну модель 27941, Україна, МПК F22B3/00, F25B30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоти теплонасосним парогенератором / Андреев А.А., Калініченко І.В.; Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 15.05.2007; Опубл. 26.11.2007. *Запропоновані схемні рішення двохступінчатої ТНПУ для утилізації теплоти води системи охолодження дизеля.*

18. Патент на корисну модель № 29056, Україна, МПК F22B 3/00, F25B 30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоти теплонасосним парогенератором / Андреев А.А., Калініченко І.В. – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 29.05.2007; Опубл. 10.01.2008. *Запропоновані схемні рішення ТНПУ для утилізації теплоти ДВЗ.*

### **Апробація матеріалів дисертації:**

19. Калиниченко И.В. Учет экологических характеристик рабочих агентов при разработке математической модели теплового насоса // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали I м-н. н-т. конф. Частина 2. – Миколаїв: НУК. – 2008. – С. 290-291. *Визначення шляхів підвищення енергетичної та екологічної ефективності утилізації теплоти судових ДВЗ.*

20. Калиниченко И.В. Математическая модель для расчета цикла теплонасосной паропроизводящей установки на ЭВМ / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев, В.И. Свиридов // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2015. – С. 231-234. *Розробка методики обробки результатів розрахунків ТН.*

21. Радченко Н.И. Охлаждение воздуха на входе главного двигателя транспортного судна эжекторной холодильной машиной с тепловым насосом / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко // Сучасні проблеми холодильної техніки та

технології: Матеріали XI м-н. н-т. конф. – Одеса: ОНАХТ. – 2017. – С. 86-88.  
*Обробка результатів моніторингу роботи ТН.*

22. Калиниченко И.В. Разработка критерия оптимизации для определения эффективности судовой теплонасосной паропроизводящей установки / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев, Н.Б. Андреева // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали 3-ї м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2012. С. 248-250. Розробка методики обробки результатів розрахунків парогенеруючого ТН.*

23. Калиниченко И.В. Комплексный критерий оптимизации параметров судовой теплонасосной парогенерирующей установки / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2014. – С. 271 – 277. Розробка методики обробки результатів розрахунків ТН.*

24. Калиниченко И.В. Учет экологических характеристик рабочих агентов при разработке математической модели теплового насоса / И.В. Калиниченко, В.И. Новиков // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2014. – С. 195-197. Аналіз умов забезпечення екологічного та термічного стану робочого агенту парогенеруючого ТН.*

25. Андреев А.А. Комплексный критерий оптимизации параметров работы теплонасосной паропроизводящей установки / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // *Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей м-н. н-т. конф. – Одеса: ОНАХТ. – 2011. – 2с. Розробка методики обробки результатів розрахунків ТН.*

26. Андреев А.А. Критерии выбора рабочего вещества теплонасосной паропроизводящей установки / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.В. Гладунец // *Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Матеріали IV м-н. н-т. конф. – Одеса: Изд-во ОГАХ. – 2005. – С. 69-70. Розробка методики обробки результатів розрахунків ТН.*

27. Андреев А.А. Оценка эффективности утилизации вторичной теплоты судовых ДВС теплонасосной паропроизводящей установкой / А.А. Андреев,

И.В. Калиниченко // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: Збірник тез доповідей м-н. н-т. конф. – Одеса: ОНАХТ. – 2011. – С. 174-175. *Аналіз ефективності експлуатації ТН.*

28. Андреев А.А. Разработка математической модели теплового насоса, использующего различные рабочие агенты А.А. Андреев, И.В. Калиниченко// Проблемы промышленной теплотехники: Матеріали IV м-н. н-т. конф. – Київ: ІТТФ. – 2005. – С.265-267. *Розробка методики обробки результатів розрахунків ТН.*

29. Калиниченко И.В. Утилизация низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса // Сучасні проблеми суднової енергетики: Матеріали м-н. н-т. конф. студентів, аспірантів, молодих вчених та молодих спеціалістів. – Миколаїв: УДМТУ. – 2003. – С.143-144. *Визначення шляхів підвищення енергетичної та екологічної ефективності утилізації теплоти судових ДВЗ*

30. Андреев А.А. Теплонасосна паровиробляюча установка утилізації низькопотенційної теплоти головного двигуна танкера / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Екологічна безпека об'єктів господарської діяльності: Тези доповідей до м-н. н-т. конф. – Миколаїв: МДГУ. – 2004. – С.103-104. *Визначення шляхів підвищення енергетичної та екологічної ефективності утилізації теплоти судових ДВЗ*

31. Калиниченко И.В. Анализ эффективности циклов теплонасосных паропроизводящих установок на различных рабочих веществах // Збірник наукових праць Херсонської філії НУК (Випуск 2). – Херсон: Айлант, 2004. – С.34-41. *Запропоновані схемні рішення ТН*

32. Андреев А.А. Повышение экологических и энергетических характеристик судовых дизельных установок путем теплонасосной утилизации вторичных тепловых ресурсов / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Матеріали -т. конф. науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників. – Первомайськ: ППІ НУК. –

2005. – 10 с. *Визначення шляхів підвищення енергетичної та екологічної ефективності утилізації теплоти судових ДВЗ.*

33. Калиниченко И.В. Разработка математической модели судовой теплонасосной паропроизводящей установки, использующей различные рабочие агенты // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали м-н. н-т. конф. студентів, аспірантів, молодих вчених та спеціалістів. – Миколаїв: НУК. – 2005. – С.139-141. *Розробка методики обробки результатів розрахунків ТН.*

34. Калиниченко И.В. Сокращение потребления топливно-энергетических ресурсов на танкерах путем утилизации низкопотенциальной теплоты ДВС тепловым насосом // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Збірник наукових праць І м-н. н-т. конф. Частина 2. – Миколаїв: НУК. – 2008. – С. 285-287. *Визначення шляхів підвищення ефективності утилізації теплоти судових ДВЗ.*

35. Калиниченко И.В. Анализ схемных решений теплонасосной паропроизводящей установки при утилизации теплоты судовых ДВС // Суднова енергетика: стан та проблеми: м-н. н-т. конф. студентів, аспірантів, молодих науковців та спеціалістів. – Миколаїв: НУК. – 2009. – 2 с. *Запропоновані схемні рішення.*

36. Андреев А.А. Эксергетическая оценка эффективности судовых паропроизводящих установок / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті: Матеріали м-н. н-т. конф. Том II. – Херсон: Вид-во ХДМІ. – 2010. – С. 167-171. *Доведена можливість енергетичної та ексергетичної ефективності використання двохступінчатої ТНПУ.*

37. Андреев А.А. Анализ рационального использования теплового насоса при эксплуатации судовых ДВС на различных режимах работы / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Матеріали м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 11-12 листопада 2010. – 2 с. *Аналіз ефективності експлуатації ТН у машинному відділенні.*

38. Андреев А.А. Разработка экологической функции цели параметров работы судовой теплонасосной паропроизводящей установки / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Макарівські читання: Матеріали VI всеукраїнського форуму молодих науковців, присвячених дню науки: НУК. – 2013. – С. 56-58.

*Розробка методики обробки результатів розрахунків ТН.*

39. Калиниченко И.В. Анализ источников низкопотенциальной теплоты судовых ДВС с целью ее утилизации // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Збірник наукових праць V м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2014. – С. 193-195. *Визначення шляхів підвищення ефективності утилізації теплоти судових ДВЗ.*

40. Калиниченко И.В. Анализ параметров низкопотенциальной теплоты судовых дизельных установок с целью ее утилизации // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Збірник наукових праць IV м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2013. – С. 156-159. *Визначення шляхів підвищення ефективності утилізації теплоти судових ДВЗ.*

41. Калиниченко И.В. Анализ экономичности двухтактных малооборотных дизелей фирмы "MAN B&W" с электронным управлением рабочего процесса / И.В. Калиниченко, В.І. Сидорова // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Збірник наукових праць VIII м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2017. – С. 280-282. *Аналіз можливості підвищення ефективності утилізації теплоти судових ДВЗ.*

42. Калиниченко И.В. Охлаждение воздуха на входе судового малооборотного двигателя теплоиспользующей холодильной машиной комбинированного типа // Холод в енергетиці і на транспорті: Збірник наукових праць IV м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК – 2017. – С. 278-281. *Обробка результатів розрахунку ТН.*

43. Радченко Р.Н. Охлаждение воздуха на входе главного дизеля транспортного судна теплоиспользующей холодильной машиной с утилизацией теплоты уходящих газов / Р.Н. Радченко, И.В. Калиниченко // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: Матеріали X-ї м-н. н-т. конф.

Одеса: ОНАХТ. – 2015. – С. 34-35. *Аналіз процесу охолодження повітря тепловикористовуючою холодильною машиною з тепловим насосом.*

44. Калиниченко И.В. Усовершенствование систем утилизации низкопотенциальной теплоты ДВС тепловым насосом // Матеріали VII м-н. н-т. конф. присвяченій 75-річчю кафедри ССЕУ. – Миколаїв: НУК. – 2015. – С. 148-152. *Запропоновані схемні рішення ТН.*

45. Радченко Н.И. Резервы охлаждения воздуха на входе судового дизеля теплоиспользующей холодильной машиной с тепловым насосом. / Н.И. Радченко, А. Стахель, И.В. Калиниченко // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2017 р. – С. 195-201. *Обробка результатів моніторингу роботи ТН.*

46. Радченко Н.И. Теплонасосная эжекторная система охлаждения воздуха на входе главного двигателя транспортного судна / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Збірник наукових праць VIII м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2017. – С. 231-234. *Обробка результатів розрахунку ТН.*

47. Радченко Н.И Система охлаждения воздуха на входе главного судового двигателя с бустерным тепловым насосом / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко // Холод в енергетиці і на транспорті: Збірник наукових праць IV м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК – 2017. – С. 250-252. *Аналіз процесу охолодження повітря тепловикористовуючою холодильною машиною з тепловим насосом.*

48. Андреев А.А. Анализ параметров низкопотенциальной теплоты судовых дизельных двигателей с целью ее утилизации / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали м-н. н-т. конф. НУК. – Миколаїв: НУК. – 2013. – С. 78-81. *Визначення шляхів підвищення ефективності утилізації теплоти судових ДВЗ.*

49. Андреев А.А. Выбор рабочего агента теплового насоса по экологическому критерию оптимизации параметров работы / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали м-н. н-т.

конф. НУК. – Миколаїв: НУК. – 2013. – С. 81-83. *Аналіз умов забезпечення екологічного та термічного стану робочого агента парогенеруючого ТН.*



## ABSTRACT

**Kalinichenko I. Utilization of the ship's power plant heat with heat-using refrigeration machines and heat pumps.** – The qualification research work as a manuscript.

The dissertation for the scientific degree of the candidate of technical sciences on speciality 05.05.14 – Refrigeration, Vacuum and Compression Engineering, Air Conditioning Systems.– Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, 2018.

The dissertation is devoted to developing the system for utilization of exhaust gas heat in marine power plant with cooling inlet air by waste heat recovery chillers and heat pump, that provides rational using a high- and low potential heat for heating and evaporating a refrigerant in heat-power contour of waste heat recovery chiller.

In the introduction of the dissertation work the relevance of the topic is substantiated, the connection with scientific programs and themes is stated, the scientific and applied task of the research, the object and subject of research, the purpose and main tasks of the work are formulated, the research methods are given, the scientific novelty and the practical value of the obtained results are determined, indicated the personal contribution of the applicant, reflects the completeness of the presentation of the results in the publications and the degree of approbation at the conferences.

The goal of scientific research is to increase the efficiency of utilization processes of the ship power plant exhaust gases waste heat (the main ship engine) by using waste heat recovery chillers and heat pump in accordance with the consumption of heat and cold on the flight line.

**The first section** provides an overview of theoretical and experimental work on waste heat recovery chillers based on ejector and absorption refrigeration machines and heat pumps. Existing methods of utilization of high-potential heat of exhaust gases and low-potential heat of water cooling the cylinder bushings of a marine diesel engine are analyzed, and reserves for increasing the fuel efficiency of

marine diesel engines are associated with the use of their high and low-energy heat sources for utilization in waste heat recovery chillers and heat pump. The results of the analysis formulated the goal and objectives of scientific research.

The necessity of using a mathematical model for the rational organization of processes of heat transformation in the ejector waste heat recovery chillers with a booster heat pump, namely, the maximum use of a high-temperature source of heat of water vapor in the evaporative section generator of the ejector waste heat recovery chillers is presented **in the second section**. When comparing the reduction of the total fuel consumption of the main engine by cooling the air at the turbocharger input with a booster heat pump on one side and fuel consumption on the drive of the electric compressor heat pump on the other side, the following condition should be fulfilled:  $\Delta B_{T.TH} > B_{r.ED.TH}$ .

The error when comparing the estimated values of the cycle of heat pump and the data obtained from the monitoring of the manufacturers of heat pump does not exceed 10%, which is permissible and confirms the adequacy of the mathematical model.

**In the third section**, depending on the climatic conditions of operation on separate segments of the flight, for example, the flight route line "Mariupol-Amsterdam-Mariupol" the ship shows the need for the transformation of the waste heat of a diesel engine to obtain an "energy" cold for cooling the air at the inlet of the turbocharger of the waste heat recovery chillers, and the use of waste heat for heating needs. Some ways of realization of both variants of heat transformation, including and compatible, are determined.

**In the fourth chapter**, based on the results of the analysis of the distribution of heat of condensate steam discharged after ship's consumers, in the ejector waste heat recovery chillers with a booster heat pump for cooling the air at the input of the marine diesel engine, the dependences for the ratio of thermal loads to the evaporative, economizer and heat pump sections generator of the ejector waste heat recovery chillers are presented graphically, which allows you to choose their values, to ensure the rational use of high-potential heat of water vapor condensate and low-

potential heat of additional sources at steam pressure values  $P_{KII} = 0,3; 0,5 \text{ i } 0,7 \text{ MPa}$ , characteristic for ship's utilization boilers.

In the cold zone of the flight, when the outside temperature  $t_{3II}$  is below  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , it is possible to use the heat pump as a steam generating heat pump to obtain a water vapor to replace the auxiliary boiler in the running mode of the vessel. The conducted studies **in the fifth section** showed the effectiveness of the implementation of the heat pump direction of utilization of low-temperature heat of cooling water of marine diesel engine in the steam generating heat pump, which allows, firstly, to reduce the thermal pollution of the environment, and secondly, to refuse the operation of the auxiliary boiler on the running mode of the ship in the cold zone, and accordingly reduce pollution of the environment with toxic flue gases and, third, save non-renewable sources of energy (boiler fuel).

The most preferred source of low-temperature heat for the operation of steam generating heat pump is the fresh water of the cooling system of the cylinder bushings of the marine diesel engine, which has a temperature of  $80...85 \text{ }^\circ\text{C}$ . Its heat is sufficient for the simultaneous operation of the steam generating heat pump and the freshwater generator. The performed calculations show the energy expediency of using a two-circuit steam generating heat pump to produce water vapor pressure of  $0,3 \dots 0,5 \text{ MPa}$  for a vessel in running mode in the cold zone. A water vapor with a pressure of  $0,7 \text{ MPa}$  is received in a waste boiler.

**The scientific novelty of the research results is as follows:**

– according to the analysis of the consumption of heat and cold on the transport ship on the flight line, a new approach to increasing the efficiency of the waste heat utilization of the ship's power plant with the cooling of the air at the main engine inlet by waste heat recovery chillers and booster heat pump is proposed and improved by increasing the thermal potential in accordance with the climatic conditions of operation

– for the first time, the utilization system of the ship power plant exhaust gases heat with cooling of the air at the inlet with waste heat recovery chillers and booster heat pump, which ensures the rational use of low and high-temperature heat,

respectively, for heating and evaporation of the refrigerant in the thermal-thermal circuit waste heat recovery chillers.

– for the first time a mathematical model of the utilization system of the ship power plant exhaust gases heat with cooling of the air at the input of waste heat recovery chillers and booster heat pump, which takes into account the ratio of thermal loads in the heat-power circuit of the waste heat recovery chillers in accordance with the parameters of the working cycle of the waste heat recovery chillers, and allows to determine the thermal loads of waste heat recovery chillers and booster heat pump. The adequacy of the model is confirmed by the satisfactory agreement of its results with the data of the firms developing waste heat recovery chillers and booster heat pump.

– the peculiarities of the utilization system of the ship power plant exhaust gases heat with waste heat recovery chillers with a booster heat pump depending on the ratio of their thermal loads at the cooling of the air at the inlet are determined, and their rational parameters (heat carrier temperatures) and characteristics (thermal loads, heat coefficients) the required depth of cooling of air at the minimum fuel consumption for the drive of the heat pump.

– methods of rational organization of the utilization system of the ship power plant exhaust gases heat by waste heat recovery chillers and heat pumps are developed in accordance with the ratio of thermal loads to the evaporation and heating of the refrigerant in the heat-power circuit, based on the parameters of the waste heat recovery chillers working cycle and consumption of heat and cold on the flight line; processes that reduce the consumption of fuel (reduction of flight and annual fuel consumption) at the expense of the air cooling at the entrance, taking into account changing climatic conditions of operation on the regular line by 1 ... 3%.

– the efficiency of low-potential heat utilization of cooling water of the ship power plant with the steam generating heat pump plant is shown, which allows, firstly, to reduce the thermal pollution of the environment by 2 ... 4%, and secondly, to refuse the operation of the auxiliary boiler on the running mode of the ship in the cold zone, and accordingly reduce pollution of the environment with toxic flue gases

by 1,7 ... 2,3% and, thirdly, save on non-renewable energy sources (boiler fuel) by 1,8 ... 2,2%.

**The practical value of the results obtained:**

– method of parameters calculation of the ship power plant exhaust gases heat utilization processes with cooling of air at the input (thermal loads, cold productivity), which takes into account the variables during the flight external thermal-water parameters;

– recommendations on the rational values of the ship power plant exhaust gases heat utilization processes with cooling of the air at the entrance, providing the maximum reduction of flight and annual fuel consumption.

**Keywords:** waste heat recovery chiller, heat pump, air cooling, ship engine, exhaust gas, fuel consumption.

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

- t – температура, °C;
- G – масові витрати, кг/с;
- U – коефіцієнт ежекції;
- $\zeta$  – тепловий коефіцієнт;
- $Q_0$  – холодопродуктивність, кВт;
- $Q_T$  – теплове навантаження, кВт;
- $\Delta t$  – зниження температури, °C;
- N – потужність, кВт;
- $V_e$  – витрата палива, кг/год;
- АХМ – абсорбційна холодильна машина;
- В – випарник;
- ВОУ – водопріснювальна установка;
- ВцК – відцентровий компресор;
- ГД – головний двигун;
- ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;
- ДК – дросельний клапан;
- ДКУ – допоміжна котельна установка;
- ЕХМ – ежекторна холодильна машина;
- КАВ – котел автоматизований, водяний;
- ККД – коефіцієнт корисної дії;
- Км – компресор;
- Кн – конденсатор;
- КУП – котел утилізаційний паровий;
- МОД – малообертовий двигун;
- Н – насос;
- НРТ – низькокипляче робоче тіло;
- НС – навколишнє середовище;
- Ох – охолодник;

ПКХМ – парокompресорна холодильна машина;

ПО – проміжний охолодник;

ПП – проміжна посудина;

РК – регулюючий клапан;

РТ – реле температури;

СХУ – судова холодильна установка

ТН – тепловий насос;

ТНПУ – теплонасосна парогенеруюча установка;

ТХМ – тепловикористовуючу холодильна машина;

ТОА – теплообмінний апарат;

ХА – холодильний агент;

ХМ – холодильна машина.

## ЗМІСТ

	Стор.
АНОТАЦІЯ.....	2
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ .....	22
ВСТУП.....	26
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СПОСОБІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ СУДНОВОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ .....	33
1.1. Аналіз способів охолодження повітря суднової енергоустановки тепловикористовуючими холодильними машинами .....	33
1.2. Аналіз способів утилізації теплоти тепловими насосами .....	45
1.3. Постановка мети та задач дослідження .....	63
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ МОД І ПЕРЕВІРКА ЇЇ АДЕКВАТНОСТІ.....	64
2.1. Основні положення математичної моделі процесів утилізації теплоти відхідних газів судових дизелів тепловикористовуючими холодильними машинами для охолодження повітря на вході турбокомпресора.....	64
2.2. Припущення та основні положення математичної моделі процесів утилізації теплоти відхідних газів судових дизелів тепловикористовуючими холодильними машинами .....	65
2.3. Розрахунок економії палива енергетичної установки на основі розробленої математичної моделі .....	75
2.4. Перевірка адекватності математичної моделі.....	77
2.5. Висновки з розділу 2 .....	79
РОЗДІЛ 3. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ПАРИ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ І ТЕПЛОВИМИ НАСОСАМИ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ СУДНОВОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ.....	80
3.1. Аналіз можливості підвищення ефективності охолодження повітря на	



вході суднової енергоустановки в ТХМ утилізацією теплоти різних джерел тепловим насосом.....	80
3.2. Аналіз паливної ефективності охолодження повітря на вході суднової енергоустановки в ТХМ з утилізацією теплоти різних джерел тепловим насосом .....	92
3.3. Висновки з розділу 3 .....	98
РОЗДІЛ 4. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ КОНДЕНСАТУ ПАРИ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ І ТЕПЛОВИМИ НАСОСАМИ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ СУДНОВОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ.....	99
4.1. Аналіз теплових характеристик розробленої системи охолодження повітря на вході суднової енергоустановки в ТХМ з тепловим насосом і утилізацією теплоти системи теплофікації.....	99
4.2. Аналіз паливної ефективності охолодження повітря на вході суднової енергоустановки в ТХМ з тепловим насосом і утилізацією теплоти системи теплофікації .....	110
4.3. Висновки з розділу 4 .....	114
5. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ ПАРОГЕНЕРУЮЧОЇ УСТАНОВКИ НА СУДНІ.....	115
5.1. Проблеми забезпечення водяною парою на танкері в холодній зоні .....	115
5.2. Актуальність використання теплового насосу у якості парогенеруючої установки на судні .....	117
5.3. Аналіз зменшення токсичних і шкідливих речовин у відхідних газах ДВЗ.....	135
5.4. Висновки з розділу 5 .....	137
ВИСНОВКИ .....	138
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	140
ДОДАТКИ .....	155

## ВСТУП

**Актуальність дослідження.** Утилізація скидної теплоти в енергетичних установках тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ) – один з найбільш перспективних напрямів розвитку холодильної техніки й енергетики в цілому і суднової зокрема. Так, паливна ефективність суднових енергетичних установок (СЕУ) значною мірою визначається тепловими втратами з випускними газами двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) і знижується з підвищенням температури повітря на їх вході.

Ефективність утилізації теплоти та охолодження повітря в енергетичних установках досліджувалась провідними академічними інститутами і навчальними закладами: ІТТФ НАНУ, НТУУ "КПІ" (Київ), НТУ "ХПІ", НАУ "ХАІ" (Харків), НУК (Миколаїв), ОНАХТ, НУ "ОМА", ОНМУ (Одеса), а також фірмами-виробниками суднових дизелів "MAN", "Wartsila", "Mitsubishi". Вирішенню цієї проблеми присвячені публікації Захарова Ю.В., Селіверстова В.М., Маслова В.В., Марченка А.П., Клименка В.М., Білеки Б.Д., Радченка М.І., Хмельнюка М.Г., Тимошевського Б.Г., Івановського В.Г., Варбанця Р.А., Рейя Д., Макмайкла Д. та інших відомих вчених і фахівців.

В ряді досліджень, проведених в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК), раніше – в Миколаївському кораблебудівному інституті (МКІ), а також в ОТІХП-ОДАХ-ОНАХТ показана доцільність охолодження повітря на вході двигунів тепловикористовуючими ежекторними холодильними машинами (ЕХМ) як найбільш простими та надійними в експлуатації. Проте залишаються невирішеними питання раціонального використання скидної теплоти СЕУ власне в самих ТХМ відповідно до кліматичних умов експлуатації упродовж рейсу, а отже зміни їх теплових навантажень, і передусім питання використання високо- та низькопотенційної теплоти для нагріву та випаровування холодоагенту в теплосиловому контурі ТХМ. Окрім того, у відповідності до зміни споживання холоду та теплоти упродовж рейсу постають питання покриття дефіциту

холодопродуктивності на окремих ділянках рейсу шляхом додаткового її виробництва з використанням теплоти, потенціал якої підвищують тепловим насосом (ТН).

**Науково-прикладною задачею**, яка вирішується в дисертаційній роботі, є розробка системи утилізації теплоти випускних газів суднової енергетичної установки з охолодженням повітря на вході в ТХМ і ТН, що забезпечує зниження витрати палива.

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

Наведені в дисертації матеріали узагальнюють результати робіт, виконаних автором у рамках фундаментальних і прикладних НДР: № ДР 0115U000300 "Науково-технічні основи тригенераційних полінарних технологій на низькокиплячих робочих тілах для двигунів і енергетичних установок", № ДР 0116U008669 "Розробка концепції комбінованого виробництва енергії в суднової та стаціонарній енергетиці на основі внутрішньоциклової низькотемпературної тригенерації", № ДР 0116U005729 "Розробка енергозберігаючих теплонасосних технологій для суднової енергетики", в яких автор брав участь на посаді молодшого наукового співробітника.

**Об'єктом дослідження** є процеси утилізації скидної теплоти випускних газів енергетичної установки судна тепловикористовуючими холодильними машинами і тепловими насосами.

**Предмет дослідження** – параметри процесів утилізації скидної теплоти випускних газів головного двигуна енергетичної установки судна тепловикористовуючими холодильними машинами і тепловими насосами на рейсовій лінії.

**Метою наукового дослідження** є підвищення ефективності утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна шляхом застосування тепловикористовуючих холодильних машин і теплових насосів відповідно до споживання тепла та холоду на рейсовій лінії.

**Основні задачі наукового дослідження:**

– виявити резерви підвищення ефективності утилізації теплоти випускних газів головного двигуна СЕУ відповідно до споживання тепла та холоду на рейсовій лінії;

– розробити математичну модель процесів утилізації теплоти випускних газів СЕУ з охолодженням повітря на вході головного двигуна в ТХМ з бустерним ТН, яка враховує наявний тепловий потенціал, підтвердити адекватність моделі;

– встановити особливості процесів утилізації теплоти випускних газів СЕУ з охолодженням повітря на вході в ТХМ з бустерним ТН залежно від співвідношення теплових навантажень і визначити їх раціональні параметри та характеристики (теплові коефіцієнти), що забезпечують необхідну глибину охолодження повітря за мінімальних витрат палива на привід ТН;

– розробити способи раціональної організації процесів утилізації теплоти випускних газів головного суднового двигуна в ТХМ з ТН відповідно до споживання тепла та холоду на рейсовій лінії, визначити параметри процесів, які забезпечують потреби і скорочення споживання палива за рахунок охолодження повітря на вході з урахуванням змінних кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії.

**Методика і методи дослідження.** Використані відомі й апробовані методи фізико-математичного дослідження, розроблена автором математична модель процесів утилізації теплоти ДВЗ тепловикористовуючими холодильними машинами з тепловим насосом, програми фірм-розробників холодильних машин і теплових насосів ("Sabroe", "Viessman", "TripleAqua" тощо) та ДВЗ суднових енергетичних установок ("MAN"). Для розрахунку параметрів зовнішнього повітря і забортної води упродовж рейсу застосована програма "mundomanz.com", доступна в режимі "on-line". Дослідження включає аналіз ефективності утилізації теплоти випускних газів ДВЗ, розробку математичної моделі процесів утилізації теплоти і перевірку її адекватності, виявлення закономірностей процесів утилізації теплоти випускних газів ДВЗ з

охолодження повітря на вході, визначення раціональних параметрів процесів, розробку способів раціональної організації процесів та їх реалізацію в схемних рішеннях систем утилізації теплоти суднових ДВЗ.

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

1. За результатами аналізу споживання тепла та холоду на транспортному судні запропоновано й реалізовано новий підхід до підвищення ефективності утилізації теплоти випускних газів СЕУ з охолодженням повітря на вході головного двигуна в ТХМ з бустерним ТН підвищення теплового потенціалу відповідно до кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії.

2. Вперше запропонована система утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна з охолодженням повітря на вході в ТХМ з бустерним ТН, яка забезпечує раціональне використання низько- та високопотенційної теплоти відповідно для нагріву та випаровування холодоагенту в теплосиловому контурі ТХМ.

3. Вперше розроблена математична модель процесів утилізації теплоти випускних газів СЕУ з охолодженням повітря на вході за допомогою ТХМ з бустерним ТН, яка враховує співвідношення теплових навантажень у теплосиловому контурі ТХМ відповідно до параметрів робочого циклу і дозволяє визначати теплові навантаження ТХМ і бустерного ТН. Адекватність моделі підтверджено задовільним узгодженням її результатів з даними фірм-розробників ТХМ і ТН.

4. Встановлено особливості процесів утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна в ТХМ з бустерним ТН залежно від співвідношення їх теплових навантажень та визначено їх раціональні параметри (температури теплоносіїв) і характеристики (теплові навантаження, теплові коефіцієнти), що забезпечують необхідну глибину охолодження повітря за мінімальних витрат палива на привід ТН.

5. Розроблено способи раціональної організації процесів утилізації теплоти випускних газів СЕУ в ТХМ з ТН відповідно до співвідношення

теплових навантажень на випаровування та нагрів холодоагенту в теплосиловому контурі ТХМ, виходячи з параметрів робочого циклу і споживання тепла та холоду на рейсовій лінії, визначено параметри процесів, які забезпечують скорочення споживання палива (скорочення рейсових і річної витрат палива) за рахунок охолодження повітря на вході з урахуванням змінних кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії на 1...3 %, та зниження викидів токсичних і шкідливих речовин на 1,8...2,5 %.

6. Показано ефективність утилізації низькопотенційної теплоти води системи охолодження ДВЗ за допомогою теплонасосної парогенеруючої установки на рейсовій лінії в холодній зоні, що дозволяє відмовитися від допоміжного котла і відповідно знизити забруднення навколишнього середовища токсичними димовими газами на 1,7...2,3 %, зменшити теплове забруднення навколишнього середовища на 2...4 %, скоротити споживання котельного палива на 1,8...2,2 %.

**Достовірність результатів досліджень** підтверджена задовільним узгодженням результатів розрахунку з даними фірм-розробників ТХМ і ТН співставленням коефіцієнтів трансформації теплоти в холод (теплових коефіцієнтів), збереженням встановлених особливостей у широкому діапазоні режимів суднової експлуатації, результатами порівняння паливної ефективності енергоустановки з охолодженням повітря на вході та без нього.

**Теоретичне значення** мають наступні результати дослідження:

– новий підхід до підвищення ефективності утилізації теплоти випускних газів СЕУ в ТХМ з бустерним ТН, в основу якого покладено гіпотези раціонального використання низько- та високопотенційної теплоти відповідно для нагріву та випаровування холодоагенту в теплосиловому контурі ТХМ, а також визначення теплових навантажень ТХМ і ТН, виходячи з кліматичних умов експлуатації упродовж рейсу та параметрів робочого циклу ТХМ;

– способи раціональної організації процесів утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна в ТХМ з ТН відповідно до співвідношення

витрат теплоти на випаровування та нагрів холодоагенту в теплосиловому контурі ТХМ, виходячи з параметрів робочого циклу, а також споживання тепла та холоду на рейсовій лінії.

**Практичну цінність** становлять результати дослідження:

– методика розрахунку параметрів процесів утилізації теплоти випускних газів суднових ДВЗ з охолодженням повітря на вході (теплових навантажень, холодопродуктивності), яка враховує змінні протягом рейсу зовнішні тепловологісні параметри;

– рекомендації з раціональних значень параметрів процесів утилізації теплоти випускних газів суднових ДВЗ з охолодженням повітря на вході, що забезпечують максимальне скорочення рейсових і річних витрат палива.

**Використання результатів роботи.** Результати роботи (методики розрахунку раціональних параметрів процесів утилізації теплоти й охолодження повітря із застосуванням холодоагентів, конструктивних характеристик охолоджувачів; схеми систем утилізації та охолодження) використані при проектуванні систем утилізації та установок охолодження, теплообмінного обладнання суднових і стаціонарних енергокомплексів: ТОВ "Хладотехніка" (м. Миколаїв), ТОВ "ХІТ ЕНЕРДЖІ ГРУП" (м. Херсон), у навчальному процесі Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК) та Херсонській філії НУК при виконанні магістерських робіт зі спеціальності "Холодильні машини та установки".

**Особистий внесок здобувача** в одержанні наукових результатів полягає в розробці способів охолодження повітря на вході суднових ДВЗ в ТХМ з бустерним ТН і утилізацією високопотенційної теплоти відхідних газів та низькопотенційної теплоти гарячої води системи високотемпературного охолодження ДВЗ, розробці математичної моделі процесів утилізації теплоти ДВЗ в ТХМ з ТН, проведенні розрахункових досліджень, виконанні аналізу й

узагальненні отриманих результатів.\*

**Апробація і повнота викладення результатів роботи у публікаціях.**

Основні наукові та практичні результати дисертаційного дослідження доповідалися й одержали позитивну оцінку на міжнародних науково-технічних конференціях: "Сучасні проблеми холодильної техніки і технології" (Одеса, 2005, 2011, 2015, 2017); "Проблеми промислової теплотехніки" (Київ, 2005); "Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації" (Миколаїв, 2008, 2017); "Суднова енергетика: стан та проблеми" (Миколаїв, 2005, 2009, 2013, 2017); "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці" (Миколаїв, 2012 – 2015, 2017).

**Публікації.** По темі дисертації опубліковано 49 друкованих наукових праць, у тому числі 16 статей у наукових спеціалізованих виданнях, з них у включених до міжнародних наукометричних баз даних 7 (без співавторів 1), 31 теза доповідей (без співавторів 9), отримано 2 патенти України на корисну модель.

**Структура дисертації.** Дисертація складається зі вступу, 5 розділів і висновків. Обсяг дисертації складає 154 сторінок основного машинописного тексту і 4 сторінки додатків, 65 рисунків і 15 таблиць. Бібліографія містить 119 найменувань на 15 сторінках.

\* Деякі дослідження проведені при консультації та за участі Радченка Р.М., к.т.н., доцента НУК



# РОЗДІЛ 1

## АНАЛІЗ СПОСОБІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ СУДНОВОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ

### 1.1. Аналіз способів охолодження повітря суднової енергоустановки тепловикористовуючими холодильними машинами

З підвищенням температури зовнішнього повітря, відповідно і повітря в машинному відділенні (МВ) на вході наддувного турбокомпресора (ТК) суднового малообертового двигуна (МОД) його паливна ефективність погіршується. Так, зі збільшенням на 10 °С температури зовнішнього повітря на вході МОД питома витрата палива  $b_e$  зростає на 0,5 ... 0,7% [1, 2]. Оскільки протягом рейсу температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$  (рис. 1.1 – 1.3) і забортної води, що охолоджує наддувне повітря після ТК, змінюються дуже істотно, то з метою підтримання високої економічності та підвищення ефективності комплексного використання паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) суднової енергетичної установки (СЕУ) повітря на вході МОД доцільно охолоджувати. У ряді публікацій запропоновано трансформувати в холод теплоту відхідних газів, тобто застосовувати тепловикористовуючі холодильні машини (ТХМ) і, зокрема, конструктивно найбільш прості і надійні в експлуатації ежекторні хладонові холодильні машини (ЕХМ) [3].

Згідно проведеного техніко-економічного аналізу різних холодильних машин, що використовують високопотенційну теплоту вихлопних газів і працюють в режимі кондиціонування повітря з джерел [4 – 7], показав, що найбільш економічними в діапазоні малих і середніх холодопродуктивностей  $Q_0$  – до 200 кВт, є ежекторні холодильні машини, що працюють на хладонах.

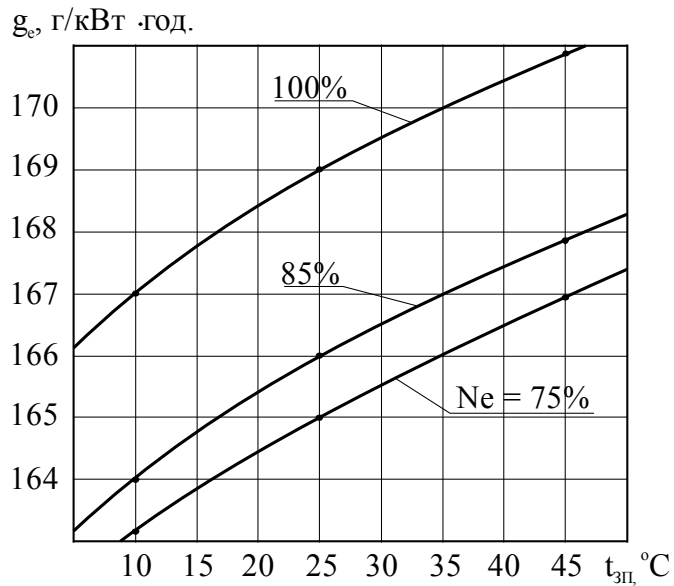


Рис. 1.1. Залежність питомої витрати умовного палива  $g_e$  МОД фірми "MAN" типу 7S50ME-C9.5-TIII від температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$  на вході МОД

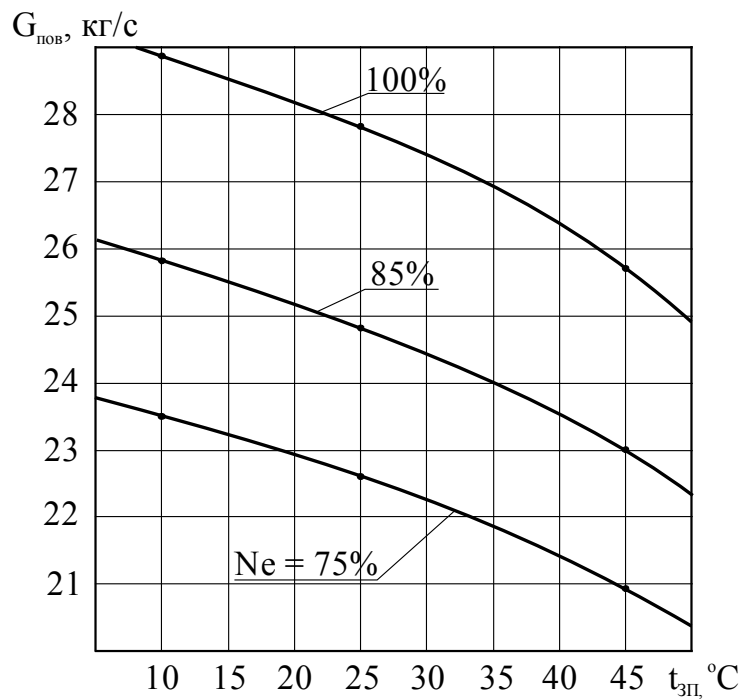


Рис. 1.2. Залежність витрати  $G_{пов}$  зовнішнього повітря на вході МОД фірми "MAN" типу 7S50ME-C9.5-TIII від температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$  на вході МОД

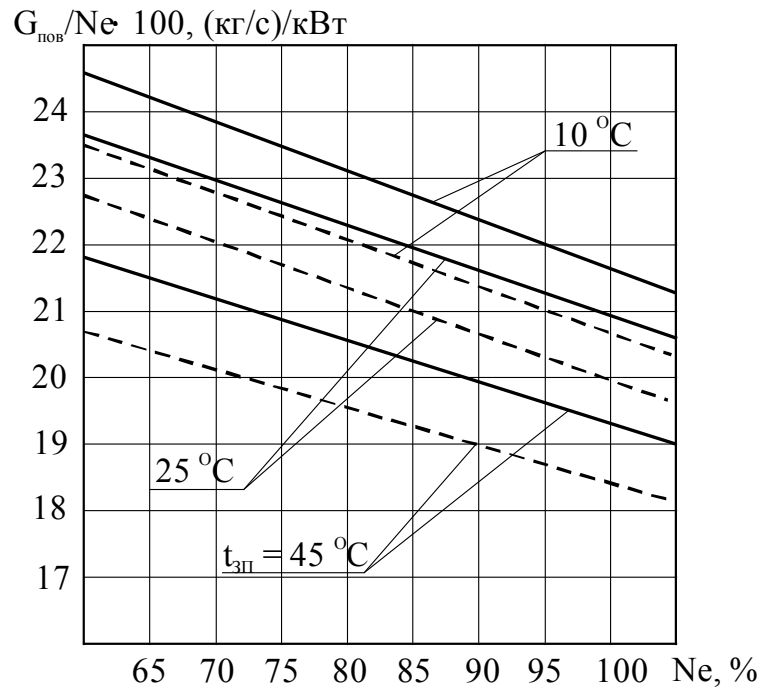


Рис. 1.3. Відношення витрати зовнішнього повітря на вході від потужності  
МОД

- – МОД фірми "MAN" типу 7G50ME-C9.5-ТІІІ, номінальною потужністю  $Ne=12040$  кВт;
- – МОД фірми "MAN" типу 7S50ME-C9.5-ТІІІ, номінальною потужністю  $Ne=12460$  кВт

Головними перевагами ЕХМ є простота конструкції, висока надійність і доступність, низькі капітальні та експлуатаційні витрати. Виняткова простота конструкції ЕХМ дозволяє зробити її повну автоматизацію, при якій обслуговуючий персонал виконує тільки профілактичні перевірки, настройку та поточний ремонт основного обладнання та засобів автоматики [4, 5].

Недоліком ЕХМ є їх відносно низький коефіцієнт трансформації теплоти  $\zeta_E$ , який зазвичай не перевищує 0,4. Однак, недавні експериментальні дослідження ЕХМ на холодильних агентах R141b і R245fa показали, що коефіцієнт  $\zeta_E$  системи може бути підвищений до 0,65 із застосуванням ряду методів підвищень ефективності роботи ЕХМ. Ці результати роблять ЕХМ енергетично конкурентоспроможними, ставлячи їх в один ряд з абсорбційними холодильними машинами (АБХМ) по коефіцієнту перетворення енергії [6].

В УНІХКЕ ОНАХТ розроблений новий спосіб подальшого зменшення масогабаритних характеристик суднових тригенераційних систем. Він являє собою систему, що працює по суміщеному (гібридному) ежекторному холодильному циклу і органічному циклу Ренкіна (ORC). Реалізувати такий гібридний цикл стало можливим завдяки тому, що ЕХМ, як і ORC-машина включає в себе паросиловий цикл. Відмінність лише в тому, що в ORC-машині на місці ежектора встановлена парова турбіна [7].

Також для охолодження повітря на вході ТК суднового МОД можливо застосовувати тепловикористовуючу каскадну ежекторно-абсорбційну холодильну машину (КАЕХМ) з коефіцієнтом трансформації теплоти у разі двоступеневої абсорбційної холодильної машини у її складі рівним  $\zeta_E = 0,80 \dots 1,20$ . Схема роботи двоступеневої АБХМ фірми "York" типу "YPC-ST" у складі КАЕХМ представлена на рис. 1.4 [8].

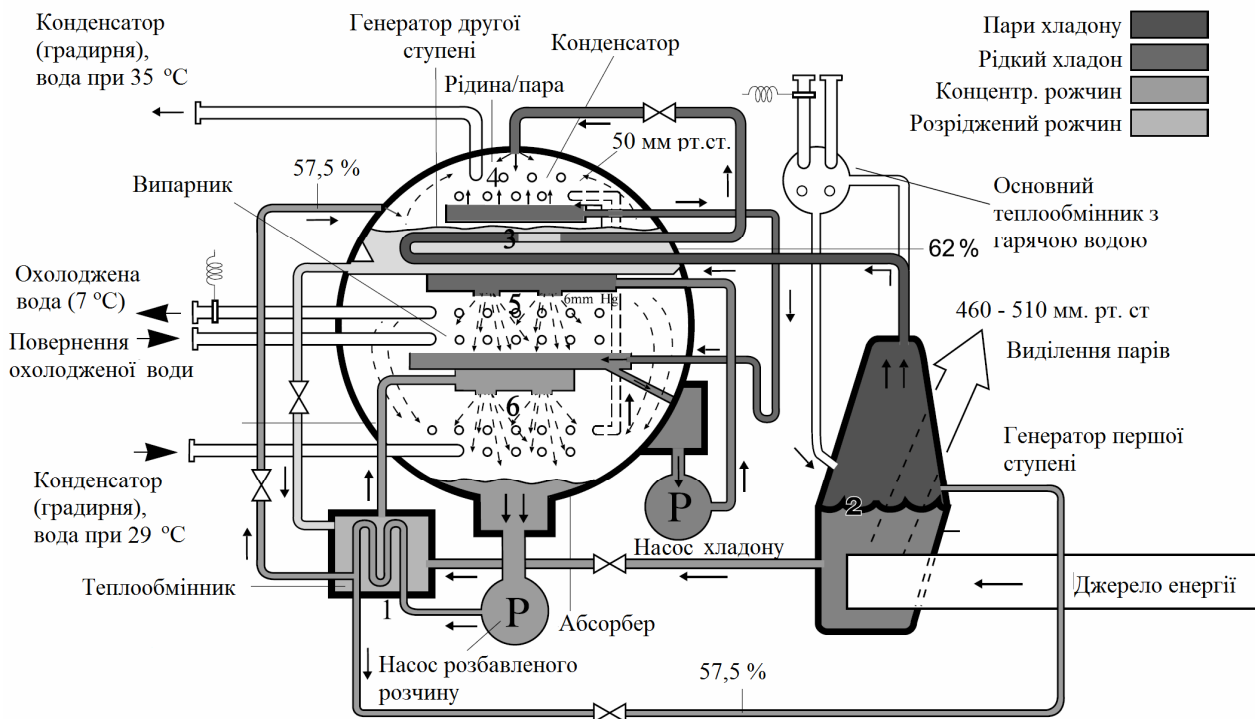


Рис. 1.4. Схема роботи двоступеневої АБХМ у складі КАЕХМ для охолодження повітря на вході ТК суднового МОД

- 1 – насос розчину / теплообмінник; 2 – генератор першого контуру (ступені);  
 3 – генератор другого контуру (ступені); 4 – конденсатор;  
 5 – випарник; 6 – абсорбер

У циклі охолодження двоступеневої високопродуктивної АБХМ в якості холодоагенту використовується вода, а в якості абсорбенту – бромід літію. Сильна спорідненість цих двох речовин забезпечує роботу цього циклу. Весь процес здійснюється в герметичних посудинах майже в повному вакуумі. На схемі ( див. рис. 1.4) показаний повний цикл охолодження, відповідні цифри на схемі показують місце кожної ступені.

Принцип дії АБХМ фірми "York" типу "YPC-ST" наступний [8]:

1. **Насос розчину / теплообмінник.** Розведений розчин (57,5 %) бромистого літію і води опускається з абсорбера в насос для розчину. Цей потік низькоконцентрованого розчину розділяється на два потоки і нагнітається через теплообмінники в генератор першої і другої ступеней. Поділ розчину на два потоки фактично усуває можливість кристалізації (затвердіння) розчину, так як дозволяє працювати з набагато більш низькими концентрацією і температурою розчину, ніж в системах з послідовним переміщенням потоку.

2. **Генератор першого ступеня.** Джерело енергії нагріває слабоконцентрований розчин бромистого літію (57,5 %), що надходить з насоса розчину і теплообмінників. Це призводить до утворення гарячих парів холодоагенту, які надходять до генератора другої ступені. Залишається концентрований (63,5 %) розчин, який повертається в теплообмінники.

3. **Генератор другого ступеня.** Джерелом енергії для отримання пари холодоагенту в генераторі другої ступені служать гарячі пари холодоагенту, отримані в генераторі першої ступені. У цьому сутність надзвичайно ефективного двоступеневого абсорбційного процесу. Кількість парів холодоагенту, отриманих в генераторі першої ступені, збільшується на 40 % без додаткової витрати палива. Досягається більш висока ефективність у порівнянні із одноступінчатими системами.

Додаткова кількість парів холодоагенту (пунктирні стрілки) утворюється, коли розведений розчин надходить з теплообмінника і нагрівається парами холодоагенту від генератора першої ступені. Додатково утворюється концентрований розчин, що повертається в теплообмінник. Пари холодоагенту

з генератора першої ступені, віддаючи тепло, конденсуються в рідину і надходять в конденсатор.

**4. Конденсатор.** Холодоагент з двох джерел різною концентрацією (1 – рідина, що конденсується з парів, отриманих в генераторі першої ступені, і 2 – пари, отримані в генераторі другої ступені (пунктир), подаються в конденсатор. Пари холодоагенту конденсуються в рідину, і рідкий холодоагент охолоджується. Отримані рідини з'єднуються і охолоджуються водою конденсатора. Потім рідина стікає у випарник.

**5. Випарник.** Рідкий холодоагент з конденсатора проходить через регулюючий вентиль і стікає в насос холодоагенту, звідки він нагнітається у верхню частину випарника. Тут рідина розбризкується у вигляді тонкого туману над трубами випарника. Завдяки високому вакууму (6 мм рт. ст.) у випарнику, частина рідини випаровується, створюючи ефект охолодження. (Цей вакуум створюється в результаті гігроскопічного ефекту: бромистий літій володіє сильною спорідненістю до води в розташованому безпосередньо знизу абсорбері).

В результаті даного ефекту охолоджується і повертається через труби випарника холодна вода. Суміш рідкого і пароподібного хладагентів забирає тепло з холодної води, що повертається, знижуючи її температуру з 12 °С до 7 °С. Потім охолоджена вода знову подається в систему.

**6. Абсорбер.** У міру того, як парорідинна суміш опускається в абсорбер з випарника, концентрований розчин (63,5 %), що надходить з теплообмінника, впорскується в потік холодоагенту, що опускається. Відбувається гігроскопічна взаємодія між бромистим літієм і водою, яке призводить до відповідних змін в концентрації і температурі і в результаті створює граничний вакуум в розташованому безпосередньо зверху випарнику. При розчиненні бромистого літію у воді виділяється тепло, яке уноситься охолоджуючою водою конденсатора, що надходить з градирні і йде в конденсатор (чорні пунктирні лінії). Розбавлений розчин бромистого літію, що утворився збирається на дні

абсорбера, звідки потім стікає в насос розведеного розчину. На цьому цикл охолодження завершується і знову починається з рівня 1.

Параметри двоступеневих АБХМ фірми "York" корпорації "Johnson Controls" з паровим обігрівом для одержання охолодженої води до температури 6,7 °С наступні [9]:

- діапазон холодопродуктивності: 1050 – 2370 кВт;
- тиск насиченої або перегрітої водяної пари: 3 – 9 бар (0,3 – 0,9 МПа);
- температура конденсату на виході 90 °С;
- температура охолодженої води: 6,7/12,2 °С;
- температура охолоджуючої води: 29,4/35 °С;
- середній коефіцієнт трансформації теплоти  $\zeta_E$  – 1,38 (табл. 1.1).

Таблиця 1.1.

Залежність показника  $\zeta_E$  від завантаження АБХМ

Завантаженість АБХМ, %	Температура охолоджуючої води перед конденсатором, °С	$\zeta_E$ двоступеневої АБХМ без каскадної установки КАЕХМ
100	29,5	1,19
75	25,3	1,32
50	21,1	1,46
25	21,1	1,3

Характеристики АБХМ марки "York" типу "YPC-ST" представлені в табл. 1.2 [9].

Таблиця 1.2.

## Характеристики АБХМ марки "York" типу "YPC-ST"

Марка, модель	Холодопродуктивність, кВт	Теплове навантаження, кВт	Витрата води, л/с		Споживання електроенергії, кВт	Суха вага, кг
			Конденсатор	Абсорбер		
14SC	1055	1334	45,3	84,6	7,5	10210
16SL	1547	1956	66,5	124,1	16,2	15490
17S	1705	2156	73,3	136,8	16,2	15860
18S	2039	2579	87,7	163,6	16,2	18870
19S	2373	3000	102,0	190,3	21,2	22500

Зовнішній вид АБХМ типу "YPC-ST 14SC – 19S" представлений на рис. 1.5 [9].

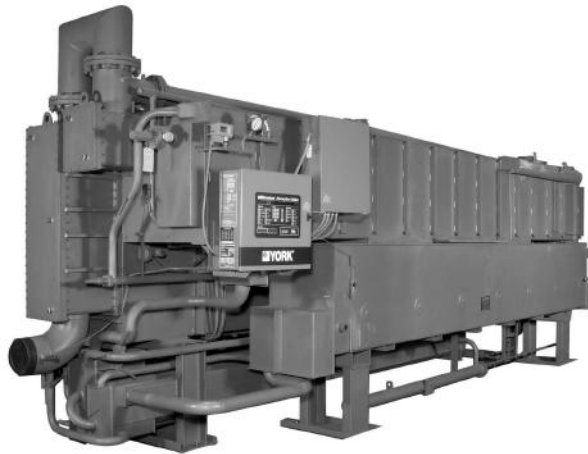


Рис. 1.5. Зовнішній вид АБХМ марки "York" типу "YPC-ST"

Також треба враховувати, що зниження тиску насиченої пари призводить до зниження температури в генераторі АБХМ, що впливає на її холодопродуктивність. Залежність холодопродуктивності від тиску насиченої водяної пари АБХМ представлена на рис. 1.6 [10].

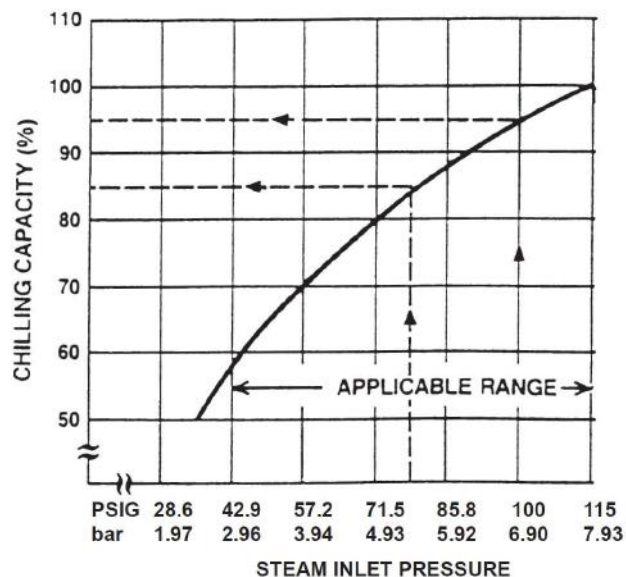


Рис. 1.6. Залежність холодопродуктивності від тиску насиченої водяної пари АБХМ

Фірма "York" випустила теплотрансформаторну абсорбційну тепловикористовуючу холодильну машину – тепловий насос (АТХМ-ТН)



марки УНАР-С з можливістю одержання водяної пари для технологічних потреб (тиск пари до 0,2 МПа, температура – до 140 °С), утилізуючи низькопотенційну теплоту води ( $t_v=90$  °С), що охолоджує втулки циліндрів двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Коефіцієнт перетворення теплоти установки дорівнює  $\zeta_E=0,47$ , типорозміри установки з теплопродуктивністю від 6,3 до 40 кВт. На рис. 1.7, та 1.8 приведені схема та принцип дії АТХМ-ТН фірми "York" марки УНАР-С [11, 12].

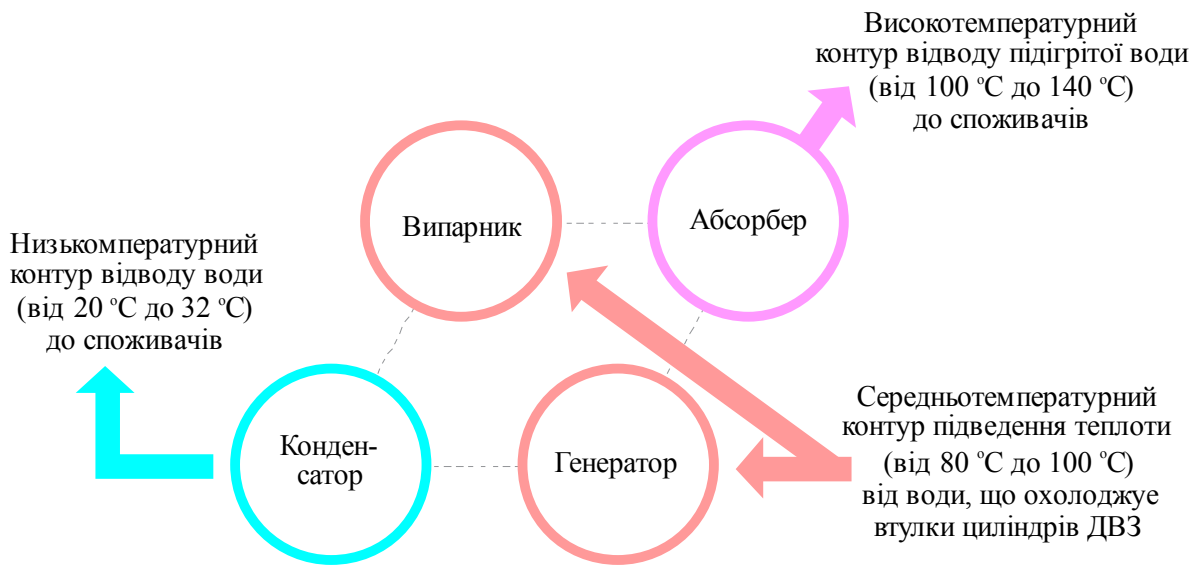


Рис. 1.7. Принцип роботи АТХМ-ТН фірми "York" марки УНАР-С

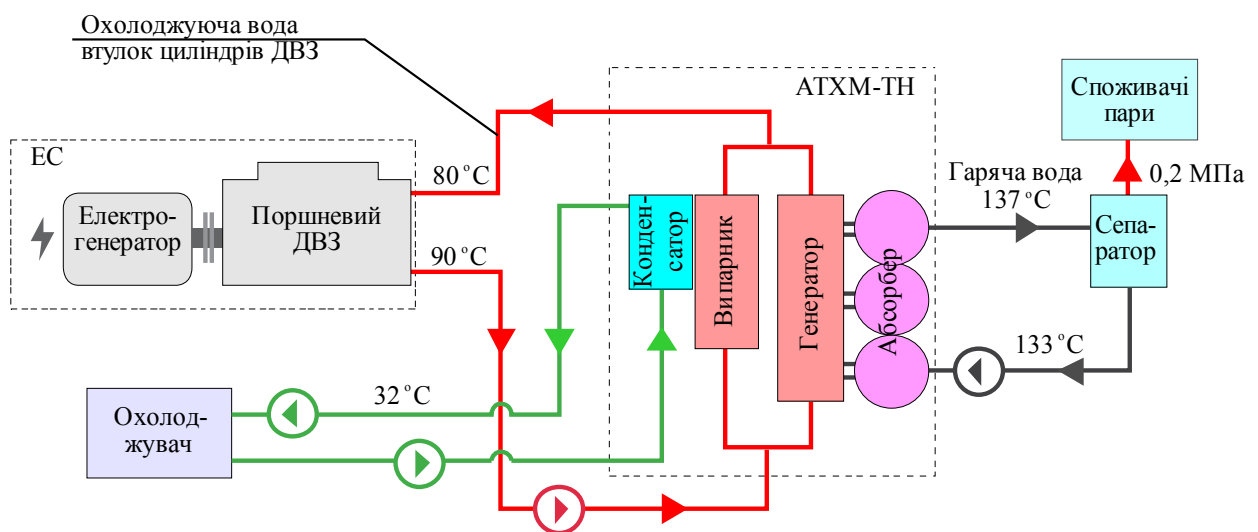


Рис. 1.8. Схема АТХМ-ТН фірми "York" марки УНАР-С

ЕС – електростанція; АТХМ-ТН – абсорбційна тепловикористовуюча холодинельна машина-тепловий насос

Фірма "World Energy" представила широкий модельний ряд одно- та двоступневих АБХМ з паровим обігрівом з діапазоном холодопродуктивності 176 – 5274 кВт, які можуть використовуватися у складі КАЕХМ. Одноступеневі АБХМ серії "S" мають наступні характеристики [13, 14]:

- діапазон холодопродуктивності: 176 – 5274 кВт;
- тиск насиченої або перегрітої водяної пари: 1 – 3 бар (0,1 – 0,3 МПа);
- $\zeta_E = 0,81$ .

На рис. 1.9 представлений цикл роботи одноступеневої АБХМ фірми "World Energy" серії "S".

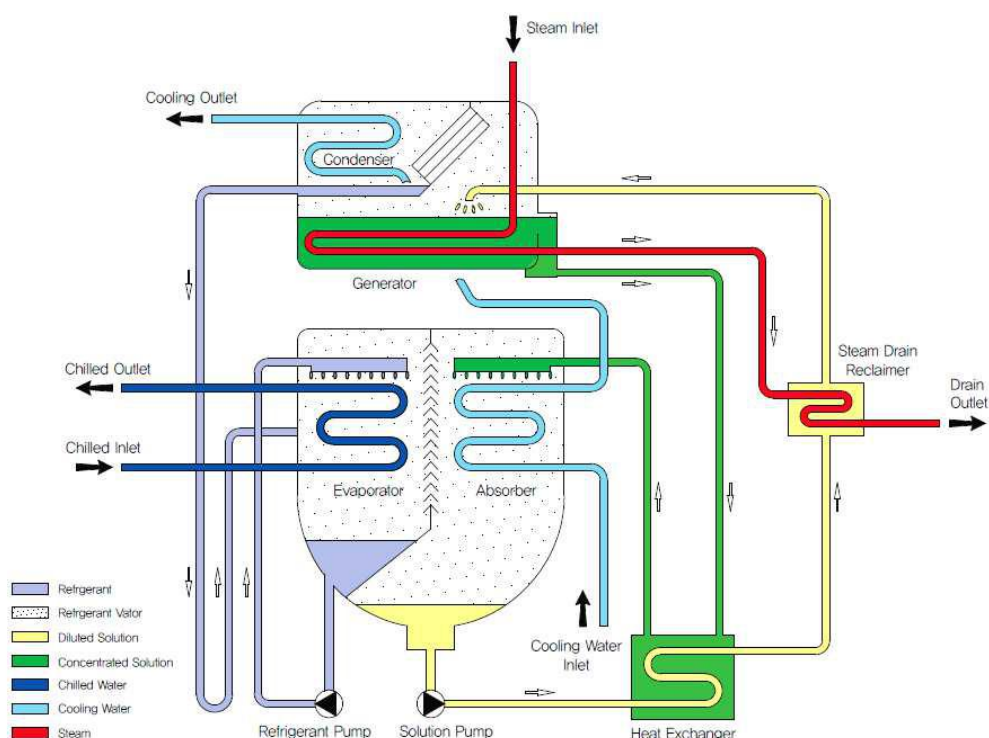


Рис. 1.9. Цикл роботи одноступеневої АБХМ фірми "World Energy" серії "S"

Двоступеневі АБХМ фірми "World Energy" серії "SW" мають наступні характеристики [13, 14]:

- діапазон холодопродуктивності: 352 – 5274 кВт;
- тиск насиченої або перегрітої водяної пари: 4 – 9 бар (0,4 – 0,9 МПа);
- $\zeta_E = 1,4$ .

На рис. 1.10 представлений цикл роботи, а в табл. 1.3 представлені технічні характеристики двоступеневої АБХМ серії "SW".

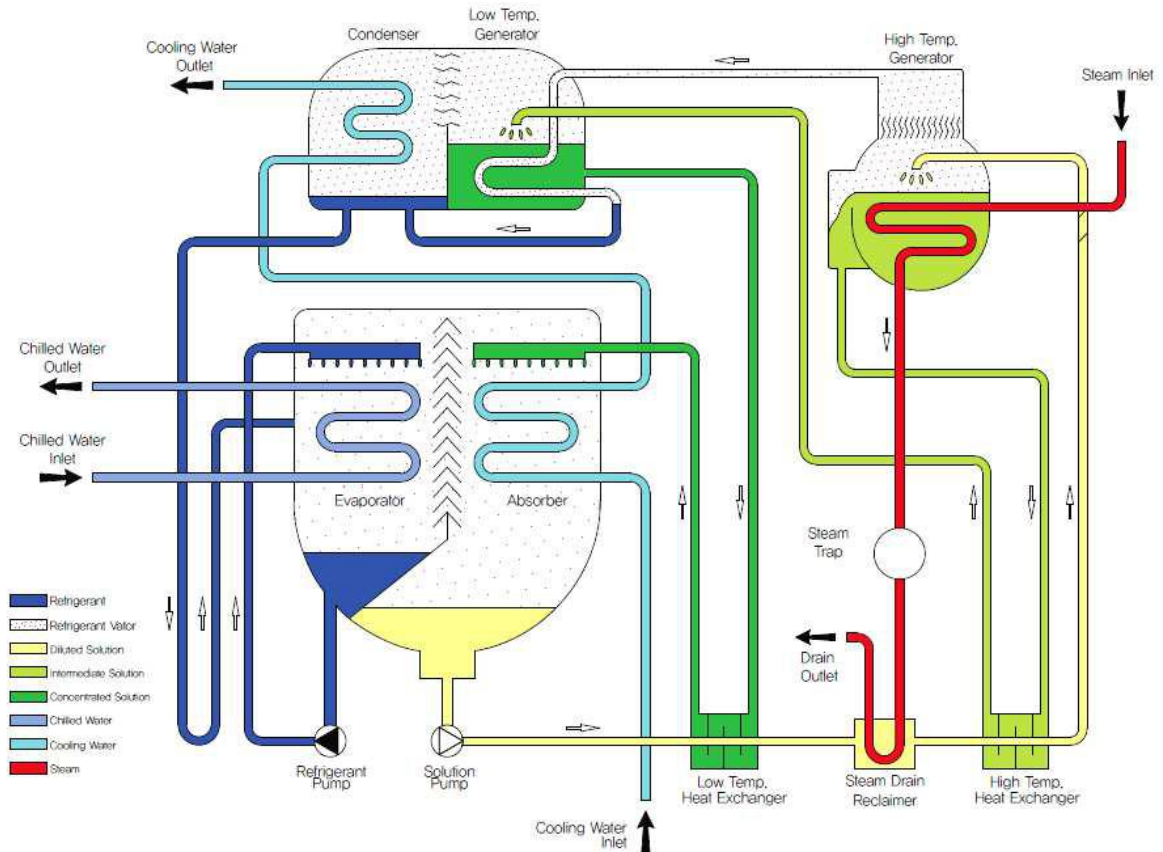


Рис. 1.10. Цикл роботи двоступеневої АБХМ фірми "World Energy" серії "SW"

Таблиця 1.3

Технічні характеристики двоступеневої АБХМ серії фірми "World Energy" "SW"

Марка	Холодо-продуктивність, кВт	Витрати, м <sup>3</sup> /год		Витрати пари, кг/год	Споживання електроенергії, кВт	Суха вага, тон
		Охолодженої води	Охолоджуючої води			
SW100	352	60	100	390	3,2	4,0
SW210	738	127	210	819	3,8	5,9
SW320	1125	194	320	1248	3,8	7,6
SW400	1407	242	400	1560	4,6	9,9
SW560	1969	339	560	2464	6,5	16,1
SW700	2461	423	700	3080	6,5	18,9
SW1000	3516	605	1000	4400	7,6	26,2
SW1500	5274	907	1500	6600	10,0	38,9

Компанією "BPC Group Engineering", світового виробника АБХМ впроваджено використання двоступеневих АБХМ з утилізацією водяної пари на судах для охолодження наддувного повітря МОД. Спеціальна конструкція АБХМ, що не допускає змішування розчину LiBr з холодоагентом та забезпечує високий механічний опір під час качки судна.

Охолоджена вода може використовувється для кондиціювання повітря в каютах екіпажу та для охолодження наддувного повітря двигуна. Зниження температури повітря призводить до зменшення споживання палива та скорочення викидів CO<sub>2</sub> та NO<sub>x</sub>. Для використання морської води в якості теплоносія в АБХМ застосовуються теплообмінники з трубками із матеріалів, що не піддаються корозії (Cu, Ni та Ti) [15].

На рис. 1.11 представлено стенд для проведення випробувань роботи АБХМ фірми "BPC Group Engineering", що моделює суднові умови.



Рис. 1.11. Стенд для проведення випробувань роботи АБХМ фірми "BPC Group Engineering", що моделює суднові умови

## 1.2. Аналіз способів утилізації теплоти тепловими насосами

### 1.2.1. Утилізація низькопотенційної теплоти тепловими насосами в стаціонарній енергетиці

Утилізація низькопотенційної теплоти тепловими насосами для отримання гарячої води та водяної пари широко застосовується в промисловості [16, 17]. Так, наприклад, фірмою "Westinhouse" (Англія) був створений дослідний двоступеневий парокompресорний тепловий насос (рис. 1.12) для отримання технологічної пари [18]. Як джерело теплоти в тепловому насосі використовувалась скидна насичена пара тиском 0,17 МПа, яка надходила з системи технологічного паропостачання. Для отримання технологічної пари в конденсатор теплонасосної паровиробляючої установки (ТНПУ) подавалася вода при тиску 0,54 МПа, нагріта до температури насичення. Параметри пари: 0,54 МПа, 163° С. Одним з основних питань отримання таких параметрів пари в тепловому насосі був вибір робочого тіла. З цілого ряду органічних і неорганічних речовин був обраний метанол  $\text{CH}_3\text{OH}$ .

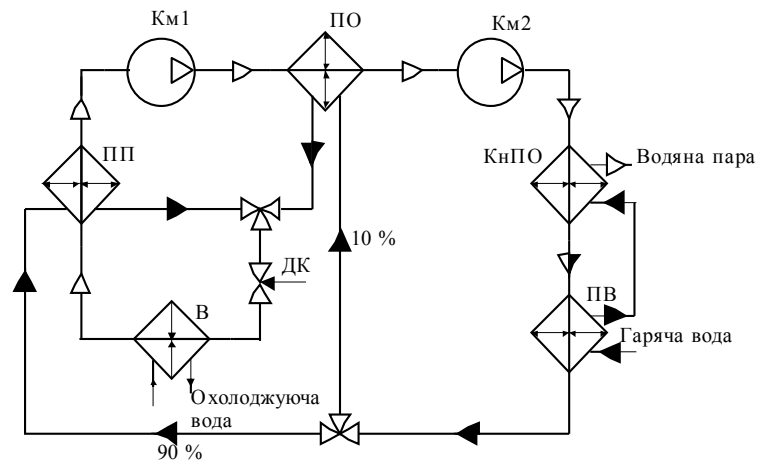


Рис. 1.12. Схема дослідного ТН для отримання технологічної пари  
 ДК – дросельний клапан; В – випарник; Км1 и Км2 – відцентрові компресори першої та другої ступеней стиснення; КнПО – конденсатор-пароодержувач водяної пари; ПВ – підігрівач води; ПО – проміжний охолоджувач робочого агенту; ПП – пароперегрівач

Витрата метанолу в ТНПУ становить 9,3 кг/с, теплопродуктивність – 8790 кВт, потужність приводу – 1850 кВт, коефіцієнт трансформації теплоти  $\zeta_{\text{ТН}} = 4,75$ , термін окупності – 1,3 року. Випарник метанолу є циліндричний кожухотрубний теплообмінник діаметром 2 м і довжиною близько 7 м. Метанол кипів в міжтрубному просторі, а скидна пара проходила в трубках. Температурний напір 8 °С. Аналогічну конструкцію мав і конденсатор метанолу. Компресор відцентровий, двоступінчастий, високошвидкісний.

На рис. 1.13 представлена схема ТНПУ з використанням теплоти "брудної" технологічної пари при виробництві бетону [18].

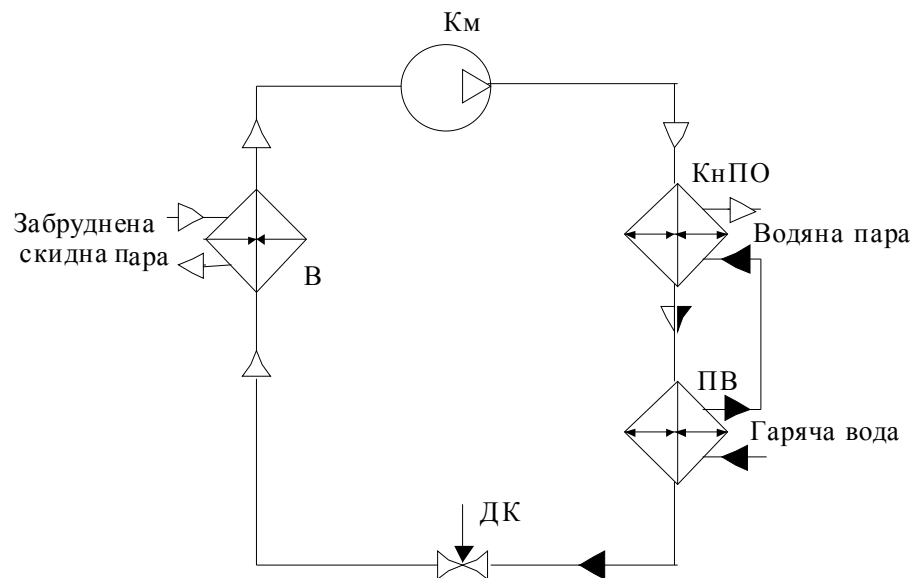


Рис. 1.13. Схема ТНПУ з використанням теплоти "брудної" технологічної пари

Позначення ті ж, що і на рис. 1.12

Водяна пара генерується в конденсаторі з тиском до 0,9 МПа. Близько 80% загальної кількості одержаної енергії становить теплота скидної пари (температура "брудної" скидної пари становить 70 °С) і 20% надходить від приводу компресора. Застосований теплоносій названий ММ01 і має такі властивості: низька температура кипіння; низький питомий об'єм і велика теплота пароутворення; стійкість до високих тисків і температур; нетоксичний;

некорозійний; низька вартість. Для того, щоб отримати водяну пару тиском 0,35 МПа, тиск робочого агента на вході в компресор становить 0,14 МПа, на виході – 1,4 МПа і температура 148 °С. Коефіцієнт трансформації теплоти установки  $\zeta_{\text{ТН}} > 5$ . Найбільш складним є пусковий період. Підйом температури відбувається за 10 хв.

На рис. 1.14 показаний утилізатор для існуючої установки термомеханічного отримання деревної маси [18]. Частина технологічної пари низького тиску (до 0,14 МПа) надходить в низькотемпературний випарник НВ. Робочий агент з тиском 0,35 МПа і температурою 93,3 °С подається на всмоктування двоступеневого компресора Км. Скидна пара більш високого тиску (до 0,2 МПа) рухається до високотемпературного випарника ВВ. З цього випарника пари хладону направляються на всмоктування другої ступені компресора (температура 121 °С, тиск 1,03 МПа). Пари теплоносія стискаються до тиску 1,4 МПа і температури 148 °С. Отримана в КнПО водяна пара тиском 0,29 МПа подається до папероробної машини. Коефіцієнт трансформації теплоти  $\zeta_{\text{ТН}} = 6$ . Витрата скидної пари дорівнює 4,9 кг/с, витрата вторинної пари 4,75 кг/с, споживана потужність 2050 кВт.

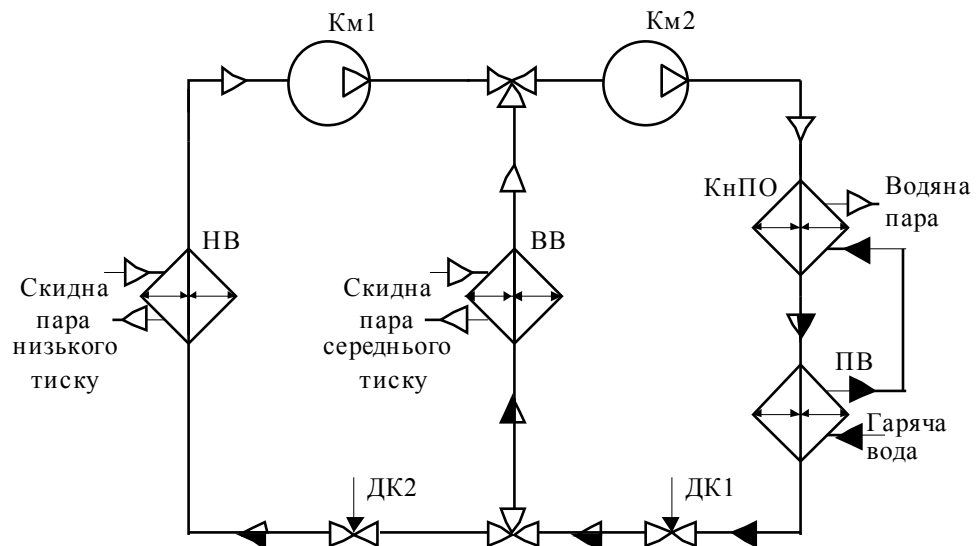


Рис. 1.14. Утилізатор вторинної теплоти установки термомеханічного отримання деревної маси

ВВ – високотемпературний випарник; НВ – низькотемпературний випарник; інші позначення ті ж, що і на рис. 1.12

В Англії створений дослідний зразок парокompресорного теплового насосу з приводом від ДВЗ для утилізації теплоти стічних вод температурою  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  і отримання насиченої водяної пари температурою  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$  [19]. Схема установки зображена на рис. 1.15.

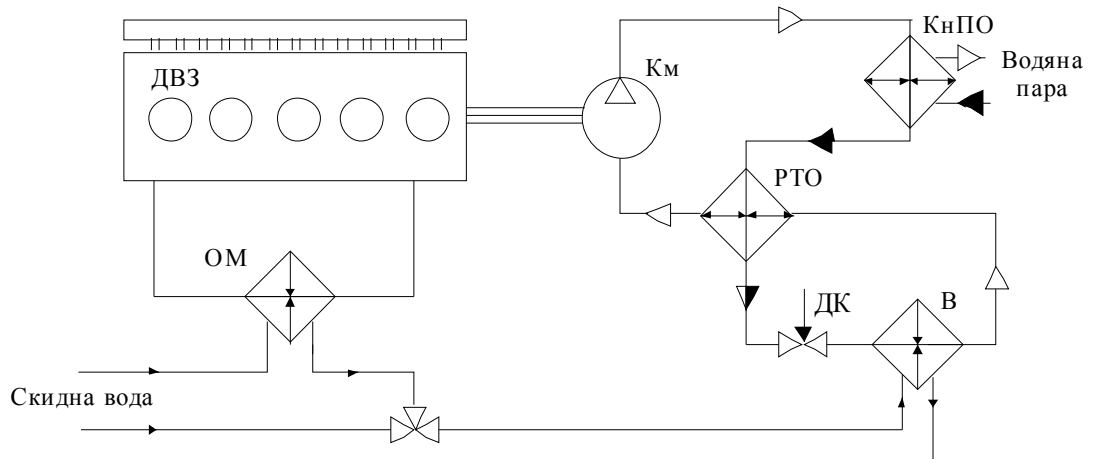


Рис. 1.15. Схема дослідного парокompресорного теплового насосу з приводом від ДВЗ для виробництва водяної пари

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; ОМ – охолоджувач мастила;  
РТО – регенеративний теплообмінник; інші позначення ті ж, що і на рис. 1.12

Компонування такого теплового насоса відрізняється від прийнятого компонування теплових насосів з приводом від ДВЗ, коли вода після конденсатора підвищує свою температуру, забираючи теплоту від системи охолодження двигуна, а пароутворення відбувається за рахунок теплоти димових газів. В даному випадку пароутворення відбувається одночасно в системі охолодження двигуна, за рахунок теплоти димових газів і в конденсаторі теплового насоса. В якості робочого агента обраний хладон R114 ( $\text{CF}_2\text{ClCF}_2\text{Cl}$ ), температура кипіння  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура конденсації  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Компанія "Johnson Controls", яка має зареєстровану у Сполучених Штатах Америки торговельну марку "SABROE", обслуговує клієнтів у більш ніж 150 країнах світу з промислового охолодження та опалення з 1897 року [20]. Торговельна марка "SABROE" – є одним з провідних світових постачальників



теплових насосів для комерційного та промислового використання. Теплові насоси типу "HeatPAC" ефективно використовують низькотемпературну скидну теплоту та перетворюють її, трансформуючи до 90 °С в гарячу воду, використовуючи лише мінімум електричної енергії. Теплові насоси SABROE використовують природний аміак (R717) як хладагент.

Теплові насоси типу "HeatPAC" на основі аміаку типу вода/вода (W), що використовують поршневі компресори "SABROE НРО™/НРС™" з частотою обертання 1800 хв<sup>-1</sup>, з діапазоном потужності 310...2075 кВт, призначені для утилізації низькотемпературної скидної теплоти та перетворення її в гарячу воду до температури 75 °С представлені в табл. 1.4. Діапазон температур води у випарнику: на вході +39 °С, на виході +34 °С, діапазон температур води у конденсаторі: на вході +60 °С, на виході +70 °С, [20].

Таблиця 1.4.

Теплові насоси "SABROE" типу "HeatPAC"

Тип ТН	Q <sub>к</sub> , кВт	Q <sub>0</sub> , кВт	N <sub>е</sub> , кВт	ζ <sub>ТН</sub>	R717, кг	Суха вага	Габарити, мм			Рівень шуму, dB(A)
							L	B	H	
HeatPAC24-W	310	263	50	6,1	29	2020	2800	1000	2000	75
HeatPAC26-W	465	395	76	6,1	38	2230	2850	1000	2000	76
HeatPAC28-W	620	527	101	6,1	48	2420	2900	1000	2000	77
HeatPAC104-W	731	618	120	6,1	55	2630	3050	1000	2000	81
HeatPAC106-W	1081	911	180	6,0	74	3300	3750	1000	2000	82
HeatPAC108-W	1441	1216	239	6,0	87	3950	4050	1000	2000	83
HeatPAC112-W	2075	1735	345	6,0	110	5270	5050	1000	2100	85

Двоступеневі поршневі теплові насоси типу "DualPAC" на основі аміаку типу вода/вода (W), з діапазоном потужності 444...1775 кВт, призначені для підігріву гарячої води до температури 90 °С представлені в табл. 1.5. Діапазон температур води у випарнику: на вході +15 °С, на виході +5 °С, діапазон температур води у конденсаторі: на вході +70 °С, на виході +90 °С, [20].

Таблиця 1.5.

## Теплові насоси "SABROE" типу "DualPAC"

Тип ТН	Q <sub>к</sub> , кВт	Q <sub>0</sub> , кВт	N <sub>е</sub> , кВт	ζ <sub>ТН</sub>	R717, кг	Суша вага	Габарити, мм			Рівень шуму, dB(A)
							L	B	H	
DualPAC704-W	444	308	140	3,1	40	6500	3500	3000	2100	86
DualPAC706-W	666	460	212	3,3	45	7900	3700	3000	2100	86
DualPAC708-W	888	610	287	3,0	55	10000	4100	3000	2100	87
DualPAC712-W	1332	907	441	3,0	75	13500	5000	3000	2100	88
DualPAC716-W	1775	1205	595	2,9	115	16500	6000	3000	2100	89

Теплові насоси типу "HeatPAC НРХ" з гібридним поршневым компресором НРХ, який забезпечує тиск до 40 бар на основі аміаку типу вода/вода (W), з діапазоном потужностей 326...1324 кВт, призначені для одержання гарячої води з температурою до 90 °С представлені в табл. 1.6, а зовнішній вид – на рис. 1.16. Діапазон температур води у випарнику: на вході +39 °С, на виході +34 °С, діапазон температур води у конденсаторі: на вході +70 °С, на виході +90 °С, [20].

Таблиця 1.6.

## Теплові насоси "SABROE" типу "HeatPAC НРХ"

Тип ТН	Q <sub>к</sub> , кВт	Q <sub>0</sub> , кВт	N <sub>е</sub> , кВт	ζ <sub>ТН</sub>	R717, кг	Суша вага	Габарити, мм			Рівень шуму, dB(A)
							L	B	H	
HeatPAC704-W	326	249	82	4,0	25	3500	3500	3000	2100	83
HeatPAC706-W	489	373	123	4,0	30	4200	3700	3000	2100	85
HeatPAC708-W	652	498	164	4,0	35	5000	4100	3000	2100	86
HeatPAC712-W	1010	786	252	4,0	55	6250	4700	3000	2100	87
HeatPAC716-W	1324	1029	331	4,0	65	7000	6000	3000	2100	88

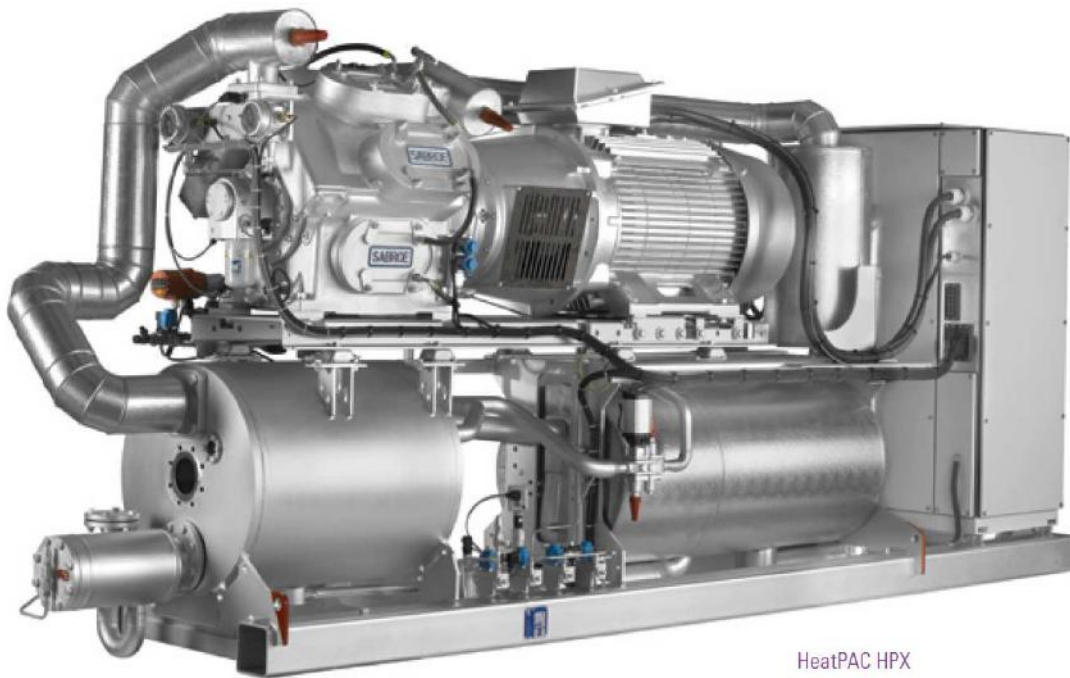


Рис. 1.16. Зовнішній вид теплового насосу "SABROE"  
типу "HeatPAC HPX"

Теплові насоси широкого діапазону температур ( $-10\dots+100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) теплопродуктивністю  $100\dots12000\text{ кВт}$  випускаються на заводах компанії Johnson Controls в Америці, Франції та Данії. Унікальними за температурним діапазоном ( $50\dots100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) при теплопродуктивності  $200\dots2000\text{ кВт}$  є французькі теплові насоси типу SGC. Для промислового використання на заводі SABROE (Данія) випускаються теплові насоси типу "HeatPAC 157 HR" теплопродуктивністю до  $1600\text{ кВт}$  [21]. Гвинтові теплові насоси типу "HeatPAC 157 HR" на основі аміаку типу вода/вода (W), особливо ефективні в умовах часткового навантаження завдяки приводу зі змінною швидкістю з частотою обертання  $1000\dots6000\text{ хв}^{-1}$ , призначені для одержання гарячої води з температурою до  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  представлені в табл. 1.7 [20].

Теплові насоси компанії "Viessmann" серії "Vitocal 350-NT Pro" випускаються з хладоном  $R-1234ze$  (1,3,3,3-тетрафторпропен, хімічна формула  $CF_3CH=CHF$ , критична температура  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ , критичний тиск  $3,6\text{ МПа}$  [22]), що відповідає вимогам природних хладонів, які рекомендовані до застосування після 2020 року з температурою конденсації хладоу до  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а випаровування

- до 50 °С. Для стиснення хладону в ТН використовують компресори марки "Bitzer NES". Характеристики високотемпературних ТН серії "Vitocal 350-NT Pro" представлені в табл. 1.8 [23].

Таблиця 1.7.

## Характеристики теплового насосу типу "HeatPAC 157 HR"

Випарник			Конденсатор				Ne, кВт	$\zeta_{ТН}$	
Температура		Витрати води, м <sup>3</sup> /год	Q <sub>0</sub> , кВт	Температура		Витрати води, м <sup>3</sup> /год			Q <sub>к</sub> , кВт
входу, °С	виходу, °С			входу, °С	виходу, °С				
40	35,9	300	1422	40	85	34,8	1792	407	4,4
30	26,8	300	1107	40	85	28,2	1453	381	3,8
20	17,6	300	818	40	85	22,0	1121	335	3,3
10	8,3	300	588	40	85	16,5	852	290	2,9

Таблиця 1.8.

## Характеристики високотемпературних ТН компанії "Viessmann" серії "Vitocal 350-NT Pro"

Vitocal 350-NT Pro	Одиниці вимірювання	BW352.AHT21	BW352.AHT43	BW352.AHT71	BW352.AHT119	BW352.AHT147
Кількість компресорів	шт	2				3
Тип компресора "Bitzer NES"		4DES-14	4NES-40	6JE-33	6FE-50	6GE-40
Хладон		R-1234ze				
Температура конденсації	°С	90				
Температура випаровування	°С	50				
Теплопродуктивність	кВт	62,0	128,0	217,0	373,0	428,0
Холодопродуктивність	кВт	46,0	92,0	160,7	272,0	311,0
Електрична потужність	кВт	16,5	33,8	56,8	102,0	118,0
$\zeta_{ТН}$		3,8			3,7	3,6
Габаритні розміри:						
- довжина	мм	1841	1841	2153	2153	2816
- ширина	мм	811	811	911	911	911
- висота	мм	1450	1450	1650	1650	1650
Вага	кг	570	740	1080	1280	1695

### 1.2.2. Утилізація низькопотенційної теплоти тепловими насосами на судах

Із збільшенням масштабів світового промислового і сільськогосподарського виробництва, а також споживання товарів та послуг при вкрай нерівномірному розподілу на планеті природних ресурсів і населення роль морських суден як основних транспортних засобів у світовому товарообміні вже стала визначною, а в майбутньому не тільки не зменшиться, але й зростатиме. Світовий морський транспортний флот налічує більше 70 тис. транспортних суден загальним дедвейтом більше 1400 млн. т, а загальний рівень перевезень вантажу морським транспортом перевищує 8,5 млрд. т на рік. На морські та річкові перевезення припадає близько 90 % світових перевезень. На рис. 1.17 приведений загальний обсяг світових морських перевезень станом на 2010 рік [24 - 26].

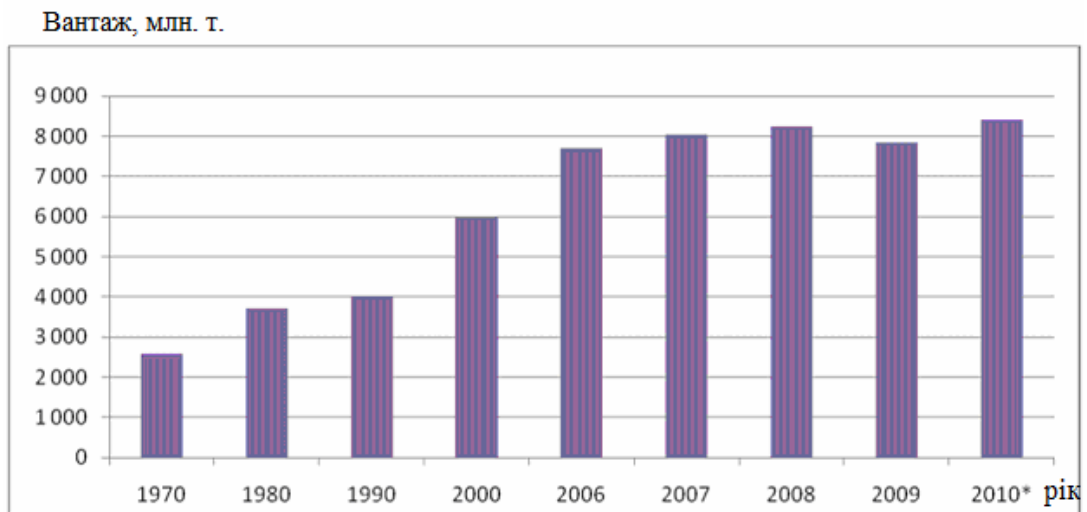


Рис. 1.17. Загальний обсяг світових морських перевезень

На теперішній час на транспортних судах до 95 % у якості головного двигуна для суднової енергетичної установки (СЕУ) використовуються поршневі двигуни внутрішнього згорання. Одними з найпоширеніших ДВЗ на судах є малообертові двигуни, в яких частота обертання колінчатого валу знаходиться в діапазоні від 50 до 250 хв<sup>-1</sup> з діапазоном потужності від 2000 до 80000 кВт [27]. На світовому ринку найвагоміші фірми виробники суднових

МОД є "MAN Diesel & Turbo" (ME серія), "Wartsila" (RTflex та X серії) та "Mitsubishi Heavy industries" (UEC серія) та фірми – ліцензіати [28 - 33].

Високі технічні характеристики суднових дизелів, скорочення питомої витрати палива  $g_e$  (до  $g_e = 165$  г/(кВт·год) умовного палива у МОД), невимогливість до якості палива при збереженні високих значень термічного ККД, безпечна і стійка робота в автоматизованому МВ, тривалі періоди між технічних оглядами дозволяють вважати, що найближчі десятиліття дизельні СЕУ залишаться основним типом енергетичних установок морських суден. Існуючий типорозмірний ряд суднових дизелів дозволяє вибрати джерело пропульсивної потужності для будь-якого судна [34].

Враховуючи величезний вплив морських вантажних перевезень за допомогою суден на товарообмін у світі, та величезну сумарну теплову потужність суднових головних двигунів підвищення ефективності комплексного використання паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) суднових ДВЗ стає актуальним [35, 36].

Так в суднових МОД в ефективну роботу перетворюється лише частина теплоти (48...54 %), що виділяється при згорянні палива, все інше складають втрати. З них частина теплоти (18...20 %) уноситься відхідними газами (ВГ), частина теплоти (18...21 %) передається через охолоджувач наддувного повітря (ОНП), частина теплоти розсіюється безпосередньо через елементи і корпус двигуна (до 1 %), а частина передається до системи змащення (3...4 %) та до системи охолодження втулок циліндрів двигуна (6...8 %) [27, 34 - 36].

Одним з основних методів і технологій підвищення ефективності комплексного використання ПЕР суднових енергетичних установок традиційно є утилізація вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) різних речовин, що відводять теплоту від суднових МОД. Утилізація цих втрат, по перше, підвищує економічність суднових МОД, по друге, вирішує дві важливі екологічні задачі: зберігає невідновлювані природні ресурси і зменшує теплове забруднення навколишнього середовища.

Теоретичні дослідження і розробки систем повторного використання теплоти МОД були успішно реалізовані на великому числі морських суден.

Починаючи з 60-х років минулого сторіччя, широко впроваджувалися системи утилізації теплоти відхідних газів МОД, температура яких досягала 375...390 °С, при ККД МОД 35...37 %. Судна були обладнані утилізаційними котлами (УК), які виробляли водяну пару для технологічних і побутових потреб. В кінці 60-х на початку 70-х років, коли потужності МОД зросли до 20...25 МВт, судна почали використовувати системи глибокої утилізації теплоти (СГУТ). Дані системи були орієнтовані на повне або часткове задоволення судових споживачів в тепловій та електричній енергії [37, 38].

У 70-х роках, після випуску двигуна з ізобарним тиском наддуву фірмами "MAN-B&W Diesel A/S" (дизеля типу GFCA) и "Sulzer" спостерігалось значне зменшення температури ВГ (до 300 °С) при зростаючих втратах теплоти з ОНП і прісної води, що охолоджує втулки циліндрів МОД (до 75...80 °С). В таких умовах звичайні СГУТ не давали значного економічного ефекту. Було запропоновано використання схеми комплексної системи утилізації теплоти (КСУТ), де максимальна кількість перегрітої водяної пари надходить до утилізаційного турбогенератора (УТГ), а теплопостачання судна здійснюється за допомогою води, що охолоджує високотемпературну секцію ОНП і втулок циліндрів МОД [37].

Однак на сьогоднішній день ситуація з утилізацією теплоти МОД на транспортному флоті якісно змінилася. Підвищення ККД МОД і зниження питомої витрати палива  $g_e$  сучасних судових дизелів супроводжується перерозподілом статей їх теплового балансу (табл. 1.9), зокрема зменшенням втрат з відхідними газами із зниженням температури ВГ (температура ВГ двигунів фірми "MAN Diesel & Turbo" знизилася до 235...265 °С, а двигунів фірми "Wartsila" – до 257...298 °С) при одночасному зростанні частки теплоти, що відводиться в ОНП [28, 29]. Ці фактори в сукупності різко знижують ефективність традиційних схем утилізації теплоти.

Таблиця 1.9.

## Складові теплового балансу МОД різних поколінь, %

Фірма-виробник, тип двигуна	Втрати теплоти МОД з:			
	ВГ	ОНП	Системою охолодження	Системою змащення
Покоління МОД 1960- 70-х років				
"MAN-B&W Diesel A/S", VTBF	37,5...39,0	4,0...4,5	12,0...12,5	4,7...4,5
"MAN-B&W Diesel A/S", VT2BF	36,0...37,0	7,0...7,5	10,0...10,5	4,1...4,2
"MAN-B&W Diesel A/S", KEF	34,0...35,0	7,5...8,0	9,0...9,5	4,0...4,1
"MAN-B&W Diesel A/S", K/LGF	33,0...33,5	9,0...9,4	10,0...10,4	3,9...4,0
"Sulzer", RD	30,0...32,0	7,0...7,5	13,0...15,0	0,8...1,0
"Sulzer", RND	28,0...30,0	8,5...9,0	10,0...12,5	0,5...0,7
"Sulzer", RND-M	28,0...29,0	12,3...12,6	12,3...13,1	0,7...0,8
Покоління 1980- 2000-х МОД				
"MAN-B&W Diesel A/S", L/SMC	23,0...24,0	14,5...15,5	7,5...8,2	3,5...4,2
"Wartsila-NSD", RTA	25,0...26,5	13,6...14,2	7,4...7,7	2,3...2,4
Сучасне покоління МОД з електронним керуванням				
"MAN Diesel & Turbo", LME-C8	18,3...19,2	20,1...21,0	7,1...7,3	3,7...4,0
"MAN Diesel & Turbo", SME-C8	18,4...19,3	20,2...21,1	7,2...7,3	3,7...4,0
"MAN Diesel & Turbo", GME-C9	18,2...18,9	20,8...21,2	6,7...6,8	3,8...4,2
"Wartsila", RTflex T-D	18,8...19,2	18,4...18,7	7,3...7,8	4,2...5,5
"Wartsila", RTflex C	19,0...19,3	18,2...20,4	6,3...7,5	4,3...4,4

Питання використання ТНПУ в суднових умовах ще недостатньо вивчені, оскільки тут виникають специфічні проблеми, невластиві береговим (стаціонарним) установкам. Суднове виконання ТНПУ передбачає особливо жорсткі вимоги до їх енергоспоживання, габаритним показникам, автономності роботи, надійності і зручності експлуатації. З відомих розробок в даному напрямі слід відзначити схему ТНПУ [38], призначену для підвищення температурного потенціалу скидної теплоти (45...60 °С) у вторинному контурі системи охолодження дизеля і отримання водяної пари (рис. 1.18).

Зроблені в [38] розрахунки показали, що при роботі ТНПУ можна отримати додатково на 1 кВт потужності ГД 0,35...0,50 кг/год. насиченої пари тиском 0,20...0,25 МПа і тим самим зменшити загальні витрати палива в СЕУ.



До застосування рекомендувалися хладони R11 ( $\text{CCl}_3\text{F}$ ), R113 ( $\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$ ), R114 ( $\text{CF}_2\text{ClCF}_2\text{Cl}$ ). Однак на сьогоднішній день всі вони заборонені для використання як озононебезпечні.

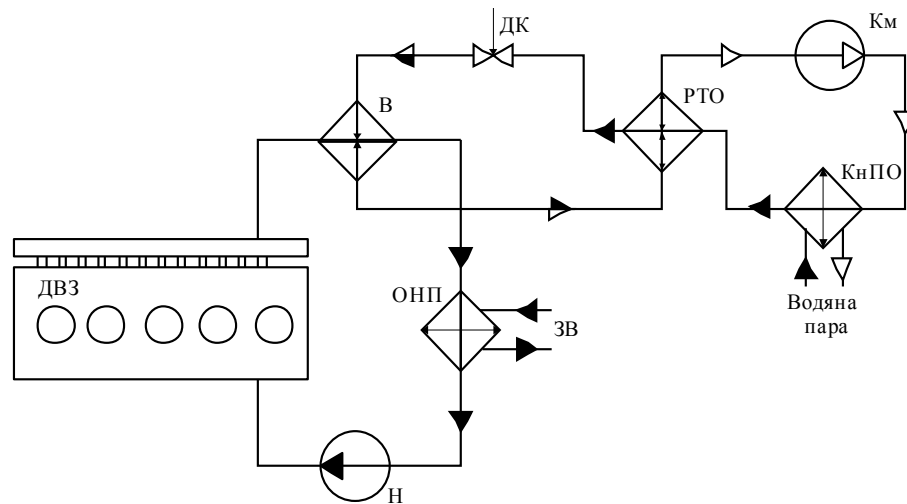


Рис. 1.18. Схема використання парокompресорного теплового насоса для підвищення температурного рівня у вторинному контурі системи охолодження суднового дизеля

ЗВ – забортна вода; Н – насос; ОНП – охолоджувач наддувального повітря; інші позначення ті ж, що і на рис. 1.12

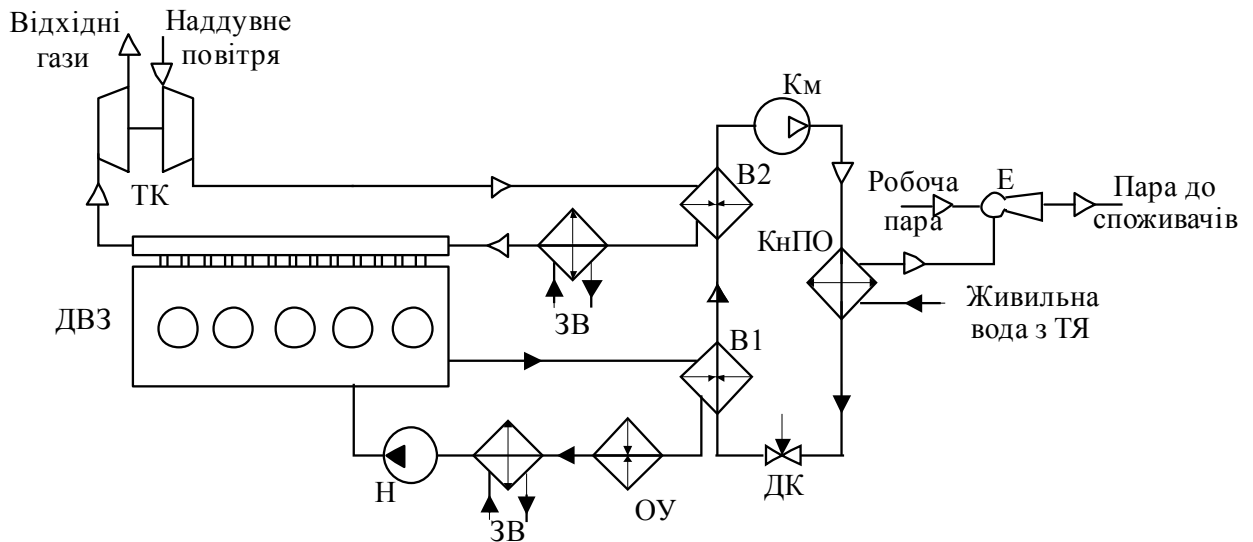
З посиленням вимог до озоноруйнівних хладонів для заміни R11, R21, R123 та ін. у високотемпературних ТН (температура кипіння хладону вище  $100\text{ }^\circ\text{C}$ ) був прийнятий гідрохлорфторвуглеводний (ГХФВ) хладон R123а з рекордно низьким серед ГХФВ коефіцієнтом руйнування озонного шару  $\text{ODP}=0,02$  та дуже низьким серед синтетичних хладонів коефіцієнтом глобального потепління  $\text{GWP}=77$ , температурою кипіння  $t_s = 27,8\text{ }^\circ\text{C}$ , критичною температурою  $t_{\text{кр}} = 183,7\text{ }^\circ\text{C}$ , критичним тиском  $P_{\text{кр}} = 3,66\text{ МПа}$  [39]. Однак, як більшість синтетичних хладонів R123а не задовольняє останнім екологічним вимогам в рамках Монреальського і Кіотського протоколів.

Японська компанія "Maeyaka" у 2013 році представила високотемпературний ТН для роботи при температурах конденсації вище  $t_{\text{к.ТН}} = 150\text{ }^\circ\text{C}$ . У якості робочого тіла для високотемпературного ТН

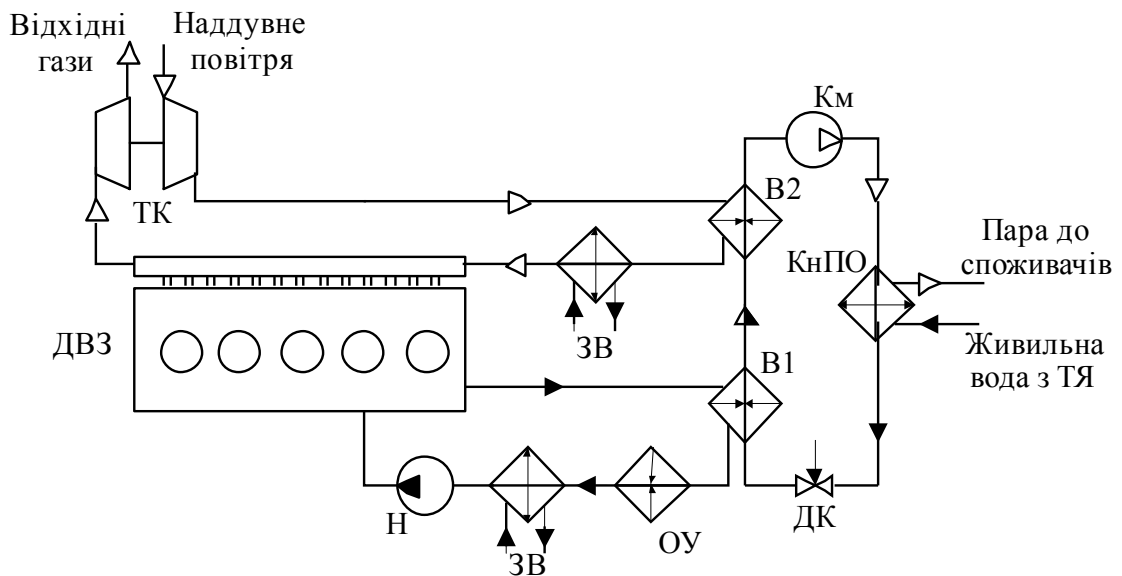
використовувався хладон *n*-пентан R601 з нормальною температурою кипіння  $t_s = 36,1 \text{ }^\circ\text{C}$ , критичною температурою  $t_{кр} = 196,6 \text{ }^\circ\text{C}$ , критичним тиском  $P_{кр} = 3,37 \text{ МПа}$  та температурою самозаймання  $t_{сз} = 286 \text{ }^\circ\text{C}$ . У якості мастила був вибраний PAG (поліалкіленгліколь) за його термостійкість і достатню в'язкість при температурі до  $180 \text{ }^\circ\text{C}$ . При випробуваннях, що проводились при температурах конденсації  $t_k = 150 \dots 160 \text{ }^\circ\text{C}$  і кипіння  $t_k = 70 \dots 80 \text{ }^\circ\text{C}$ , коефіцієнт трансформації теплоти  $\zeta_{ТН} \approx 3,0$  [39].

В [40, 41] наведені схеми судових теплоутилізуючих контурів на низькокиплячих робочих тілах для отримання водяної пари тиском  $0,2 \text{ МПа}$  і вище за рахунок теплоти наддувного повітря і води, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ. При цьому можлива або комбінована ежекторно-компресорна (Рис. 1.19, а), або компресорна (Рис. 1.19, б) схеми ТНПУ. У першому випадку в якості робочого тіла нижньої ступені теплоутилізуючого контуру можливе застосування хладону R22 ( $\text{CHF}_2\text{Cl}$ ), у другому - використовують високотемпературні робочі тіла, наприклад хладон R114 ( $\text{CF}_2\text{ClCF}_2\text{Cl}$ ), хоча і R114, і R22 потрапляють під обмеження, що накладаються Монреальським протоколом.

Використання ТН на судах транспортного флоту для більш ефективного використання ВЕР розглядається в [42], де приводиться енергетична доцільність застосування ТН для отримання водяної пари в порівнянні з допоміжним котлом, що працює на рідкому паливі. При підвищенні температурного рівня у вторинному контурі системи охолодження дизеля з  $60$  до  $120 \text{ }^\circ\text{C}$  коефіцієнт трансформації теплоти компресорного теплового насоса складає  $\zeta_{ТН} = 6,6$ . Розрахунками доведено, що при роботі ТН можна отримати додатково на  $1 \text{ кВт}\cdot\text{год}$  потужності головного двигуна до  $0,35 \dots 0,50 \text{ кг}$  насиченої водяної пари тиском  $0,20 \dots 0,25 \text{ МПа}$  і тим самим зменшити витрату палива по судну. На рис. 1.20. представлена схема ТН для підвищення температурного рівня у вторинному контурі системи охолодження дизеля.



а)



б)

Рис. 1.19. Схеми теплоутилізуючих контурів

а) комбінований ежекторно-компресорний; б) компресорний;

ОУ – опріснювальна установка; ТК – турбокомпресор;

Е – ежектор; інші позначення ті ж, що і на рис. 1.12

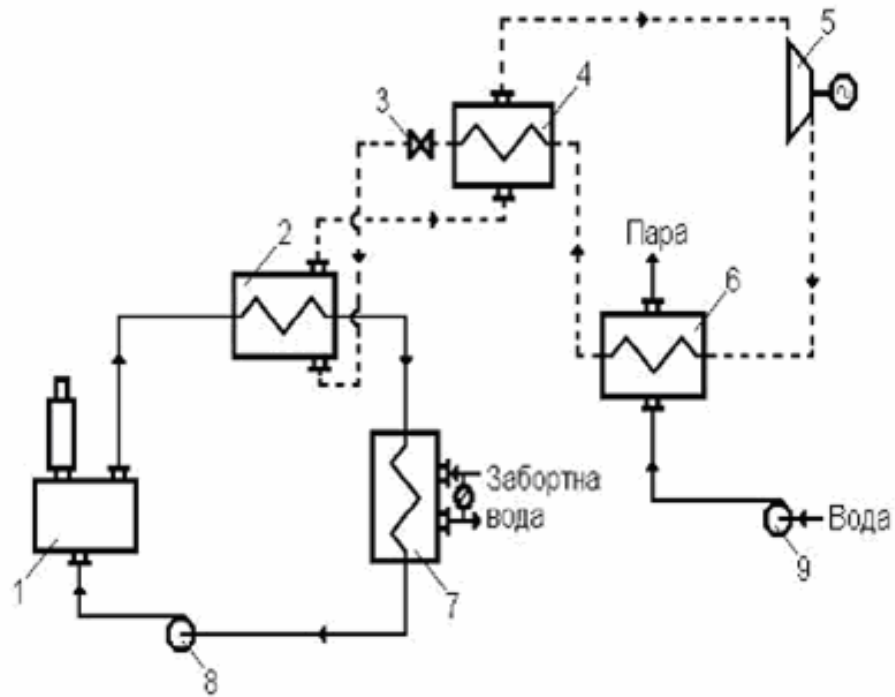


Рис. 1.20. Схема ТН для підвищення температурного рівня у вторинному контурі системи охолодження дизеля

- 1 – поршневий ДВЗ; 2 – випарник; 3 – кран; 4 – переохолоджувач;  
 5 – турбокомпресор з електроприводом; 6 – конденсатор; 7 – холодильник;  
 8, 9 – циркуляційний насос

Установка складається з випарника 2, по трубках якого прокачується насосом 8 охолоджуюча вода двигуна 1. У випарнику за рахунок випаровування хладону охолоджується вода внутрішнього контуру двигуна на  $6 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . При роботі ТН на долевих режимах доохолодження води відбувається в холодильнику двигуна 7, через який прокачується забортна вода. З випарника пари хладону з параметрами  $P_1$  і  $t_0$  засмоктується турбокомпресором 5 з електроприводом. Перед надходженням в компресор пари хладону проходять через переохолоджувач 4 конденсатора, де дещо підігріваються. У компресорі виконується стиснення хладону до тиску  $P_2$ , що відповідає температурі конденсації  $t_k$ . Перегріта пара хладону з компресора надходить до конденсатора 6, який є одночасно пароводяним котлом. Вода насосом 9 подається в конденсатор 6, в якому за рахунок конденсації

хладонної пари при температурі  $t_k$  утворюється водяна пара тиском  $P_0$ . З конденсатора рідкий хладон через переохолоджувач йде до дросельного клапану 3. Після дроселювання конденсат хладону надходить у випарник 2.

В [43] проведений аналіз можливостей більш повного використання теплоти, що виділяється при згорянні палива в суднових теплових двигунах. Виконаний розрахунок можливості заміни автономного котла системи підігріву вантажу тепловим насосом, що використовує як робоче тіло хладон R113, а в якості джерела теплоти ВЕР воду, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ з температурою  $t_{\text{охол}} = 80$  °С. Температура середовища в системі підігріву  $t_{\text{підгр}} = 160$  °С. Коефіцієнт трансформації теплоти  $\zeta_{\text{ТН}} = 6,67$ , відносна економія палива складає 24 %. Застосування теплонасосного способу утилізації ВЕР суднових ДВЗ дозволяє підвищити коефіцієнт використання палива на 3 – 9 %.

В [44, 45] автори розглядають можливість утилізації ВЕР води, що охолоджує втулки циліндрів судового МОД, високотемпературним ТН з відцентровим двохступінчатим компресором для одержання гарячої води до  $t_{\text{вод}} = 90$  °С з подальшим використанням в системі опалення на судні, для підігріву технічних рідин та ін.

У [46] авторами розглядається доцільність використання теплового насоса на судні для опалення житлових та інших приміщень на судні. У якості низькопотенційного джерела теплоти розглядається температура забортної води  $t_{\text{ЗВ}} = 10$  °С, діапазон температур джерела опалення одержаних за рахунок ТН дорівнює  $t_{\text{опалення}} = 35...90$  °С. Схема ТН з двоступінчатим відцентровим компресором наведена на рис. 1.21.

Температура у випарнику ТН становить  $t_0 = 3,5$  °С, а у конденсаторі  $t_0 = 91$  °С. В якості хладона в ТН використовується R-134a (1,1,1,2-тетрафторетан  $\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$ ) з температурою  $101,08$  °С і тиском  $40,603$  бар в критичній точці. Коефіцієнт трансформації теплоти  $\zeta_{\text{ТН}} = 2,3...2,6$ . При використанні ТН економія енергетичних ресурсів може досягати 70 % при умові, що допоміжний і утилізаційний котли не будуть використовуватися для опалення на рибпромислових суднах.

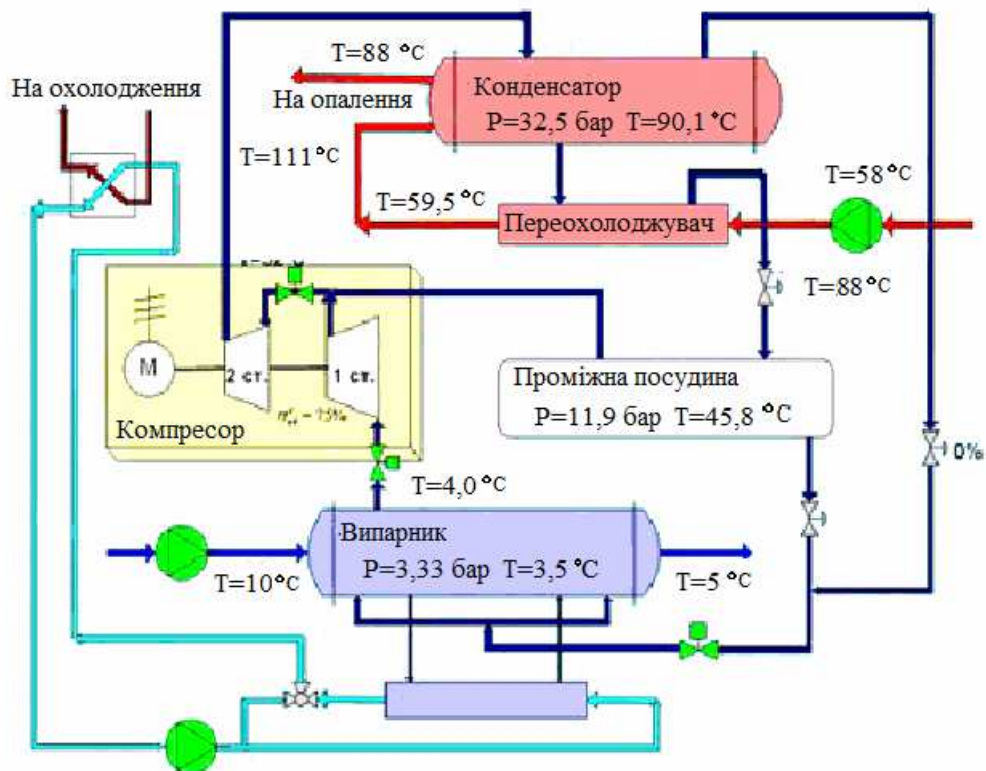


Рис. 1.21. Схема суднового ТН з двоступінчатим відцентровим компресором для одержання гарячої води на опалення

Також при подачі у випарник охолоджувальної води тепловий насос крім тепла може виробляти холод для систем кондиціювання на судні [46].

### 1.3. Постановка мети та задач дослідження

**Метою наукового дослідження** є підвищення ефективності утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна шляхом застосування тепловикористовуючих холодильних машин і теплових насосів відповідно до споживання тепла та холоду на рейсовій лінії.

**Основні задачі наукового дослідження:**

– виявити резерви підвищення ефективності утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна (головного суднового двигуна) відповідно до споживання тепла та холоду на рейсовій лінії;

– розробити математичну модель процесів утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна з охолодженням повітря на вході головного двигуна тепловикористовуючими холодильними машинами з бустерним тепловим насосом, яка враховує наявний тепловий потенціал, перевірити адекватність моделі;

– встановити особливості процесів утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна з охолодженням повітря на вході головного двигуна тепловикористовуючими холодильними машинами з бустерним тепловим насосом залежно від співвідношення їх теплових навантажень та визначити їх раціональні параметри і характеристики (теплові коефіцієнти), що забезпечують необхідну глибину охолодження повітря за мінімальних витрат палива на привід теплового насоса;

– розробити способи раціональної організації процесів утилізації теплоти випускних газів головного суднового двигуна тепловикористовуючими холодильними машинами і тепловими насосами відповідно до споживання тепла та холоду на рейсовій лінії, визначити параметри процесів, які забезпечують потреби і скорочення споживання палива (скорочення рейсових і річної витрат палива) за рахунок охолодження повітря на вході з урахуванням змінних кліматичних умов експлуатації на рейсовій лінії.

## РОЗДІЛ 2

### РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ МОД І ПЕРЕВІРКА ЇЇ АДЕКВАТНОСТІ

#### 2.1. Основні положення математичної моделі процесів утилізації теплоти відхідних газів суднових дизелів тепловикористовуючими холодильними машинами для охолодження повітря на вході турбокомпресора

Математична модель включає опис процесів тепловологісної обробки повітря в охолоджувачі на вході ТК, трансформації теплоти відхідних газів і інших джерел в холод з фазовим переходом низькокиплячого робочого тіла (НРТ) в термотрансформаторі ежекторного типу (ЕХМ) і процесів теплопередачі в теплообмінних апаратах (ТОА), що входять до складу ЕХМ. Показники і параметри МОД (питома витрата палива, температура і витрата випускних газів) в залежності від охолодження повітря на вході розраховуються за допомогою програми "Mandieselturbo". Моделі процесів трансформації теплоти базуються на законах збереження енергії, маси і складених виходячи з них теплових балансах, рівняннях теплопередачі і стану робочих тіл.

Використання математичної моделі необхідне для раціональної організації процесів трансформації теплоти в ЕХМ, а саме її використання в генераторі ЕХМ з урахуванням їх температурного рівня. Для цього основне, порівняно високопотенційне, джерело теплоти використовувати в генераторі для випаровування НРТ і остаточного нагріву рідкого НРТ (конденсату НРТ) до температури кипіння  $t_r = 120$  °С (від його проміжної температури  $t_k < t_{RKT} < t_r$ ), а додаткові низькопотенційні джерела теплоти - для попереднього нагріву рідкого НРТ (конденсату НРТ) від температури конденсації  $t_k$  до проміжної температури  $t_{RKT}$  в бустерному економайзері генератора  $\Gamma_{E.6}$ . Оскільки практика експлуатації показала, що найбільшого поширення набули ТН для нагріву води



до  $t_{\text{ктЗ}} = 90...95 \text{ }^\circ\text{C}$ , то для використання в ЕХМ додаткових низькопотенційних джерел теплоти, наприклад води, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ попередньо нагрітій в ТН до  $t_{\text{ктЗ}} = 90...95 \text{ }^\circ\text{C}$  стає доцільним.

## **2.2. Припущення та основні положення математичної моделі процесів утилізації теплоти відхідних газів судових дизелів тепловикористовуючими холодильними машинами**

Математична модель процесів утилізації скидної теплоти відхідних газів ДВЗ у вигляді генеруючих в УК водяної пари і конденсату шляхом її трансформації в холод тепловикористовуючою холодильною машиною (ТХМ) з бустерним тепловим насосом, що використовують інші джерела низькопотенційної скидної теплоти, для охолодження повітря на вході ДВЗ, розроблена відповідно до схеми системи утилізації на рис. 2.1, є узагальненою, що дозволяє моделювати процеси трансформації теплоти різного потенціалу (теплоносіїв різного фазового стану – пароподібного, рідини, а також температури) в ТХМ різного типу і різних схемних рішень їх спільного використання для охолодження повітря на вході ДВЗ суден морського флоту на конкретних рейсових лініях. На рис. 2.2 наведені процеси циклу ЕХМ в Р-і діаграмі хладону R142b [47 – 49].

Ефективність ЕХМ характеризується тепловим коефіцієнтом  $\zeta$  – відношенням кількостей теплоти, підведеної до НРТ у випарнику, тобто холодопродуктивності  $Q_0 = G_0 \cdot (i_1 - i_6)$ , і в генераторі  $Q_\Gamma = G_{\text{РГ}} \cdot (i_8 - i_7)$  [47 – 49]:

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_\Gamma} = \frac{G_0 (i_1 - i_6)}{G_{\text{РГ}} (i_8 - i_7)} = U \frac{(i_1 - i_6)}{(i_8 - i_7)}, \quad (2.1)$$

де  $U = G_0/G_{\text{РГ}}$  – коефіцієнт ежекції (відношення витрат НРТ низького тиску, що всмоктується ежектором з випарника, і силового НРТ високого тиску, що надходить з генератора в робоче сопло ежектора).

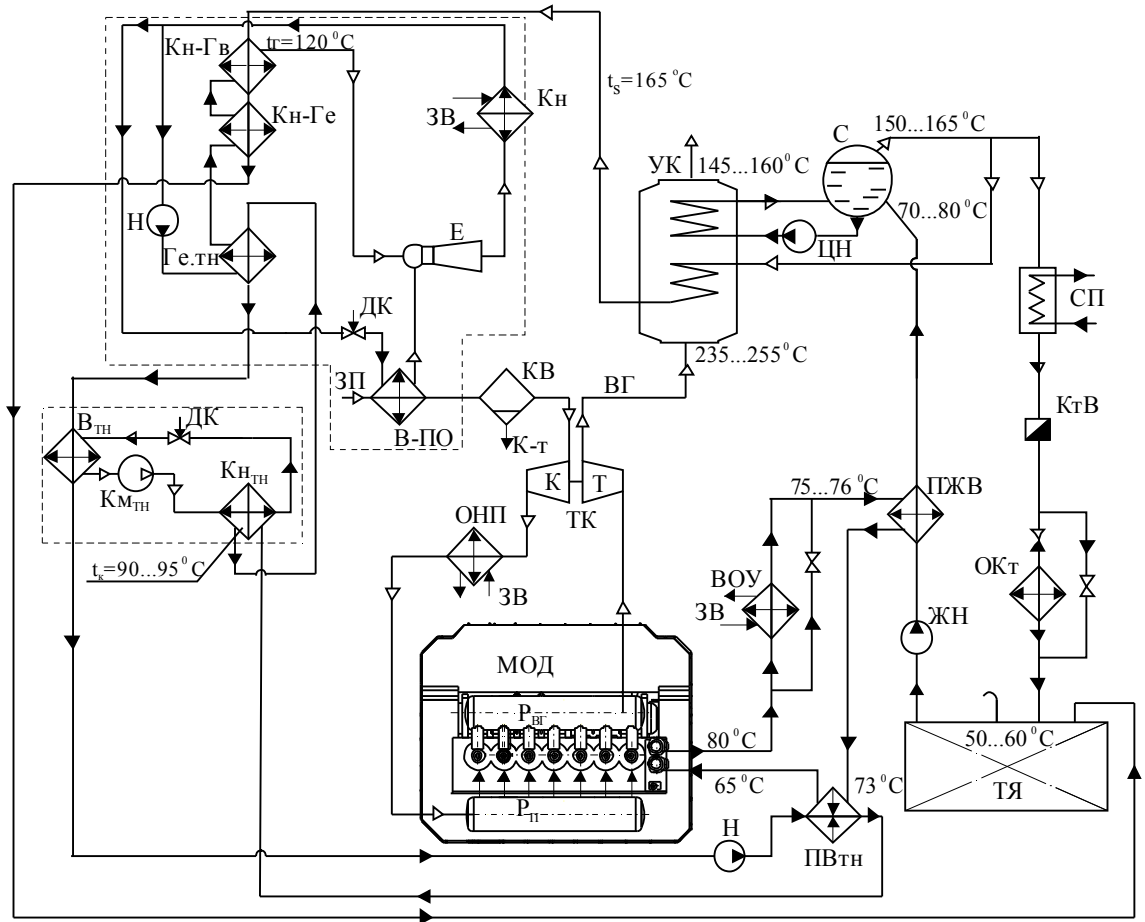


Рис. 2.1. Схема системи утилізації теплоти відхідних газів МОД:

температури  $t_r$  – кипіння хладону у ЕХМ;  $t_s$  – водяної пари;  $t_k$  – конденсації хладону в ТН; МОД – судновий малообертовий двигун; К і Т – компресор і турбіна ТК; Г – генератор пари НРТ; Кн-Гв – випарна секція генератора ЕХМ; Кн-Ге – економайзерна секція генератора ЕХМ; Ге.тн – теплонасосна секція генератора ЕХМ; Е – ежектор; Кн – конденсатор; КВ – конденсатовідвідник; К-т – конденсат; Н – насос НРТ та охолоджуючої води; ЖН – живильний насос; ПЖВ – підігрівач живильної води; ЦН – циркуляційний насос УК, ДК – дросельний клапан ЕХМ та ТН; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач; Втн – випарник ТН; КнТн - конденсатор ТН; КмТн – компресор ТН; КтВ – каплевідділювач; ОКт – охолоджувач конденсату; ЗП – зовнішнє повітря; ЗВ – забортна вода; ВГ – відхідні газы; СП – споживачі пари; УК – утилізаційний котел; ВГ – відхідні газы; С – сепаратор пари; ТЯ – теплий ящик; Пвтн – підігрівач води для ТН; ВОУ – водоопріснювальна установка; ОНП – охолоджувач наддувного повітря

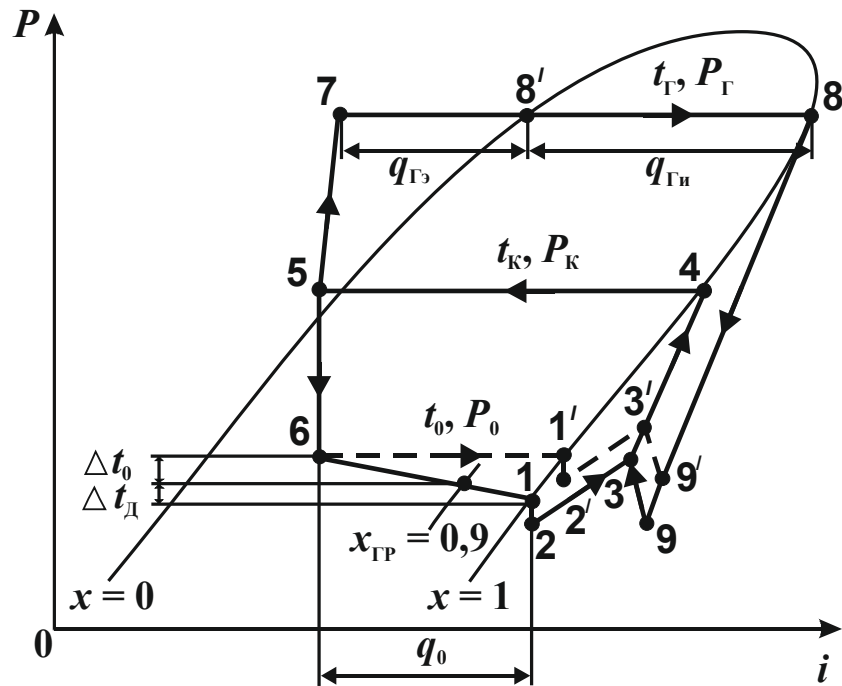


Рис. 2.2. Процеси циклу EXM в P-i діаграмі хладону R142b без  $\Delta t_0$  і  $\Delta t_д$   $x_{ГР}$ :  
 1-2 - зниження тиску пара, що всмоктується з випарника, в приймальній камері ежектора; 2-3 і 9-3 – змішання пари з випарника і пари на виході з сопла ежектора з підвищенням тиску в камері змішання; 3-4 – підвищення тиску пари в дифузорі ежектора; 4-5 – конденсація пари і охолодження рідини в конденсаторі; 5-6 – дроселювання рідини; 6-1 – кипіння у випарнику; 5-7 – підвищення тиску рідини в насосі; 7-8' – нагрів рідини високого тиску в економайзерній секції генератора від температури конденсації до температури кипіння; 8'-8 – кипіння рідини при високому тиску у випарній секції;  
 8-9 – розширення пари в соплі ежектора

Генератор складається з економайзерної секції, в якій відбувається нагрів рідкого НРТ від температури конденсації  $t_к$  до температури кипіння  $t_Г$ , і випарної з кипінням НРТ при температурі  $t_Г$ , і бустерної теплонасосної секції.

#### Вхідні параметри:

$t_{вГ}$  – температура відхідних газів, °C;

$t_{зП}$  – температура зовнішнього повітря, °C;

$G_{\text{п}}$  – масові витрати зовнішнього повітря, кг/с;

$G_{\text{вг}}$  – масові витрати відхідних газів, кг/с;

$Q_{\text{вг}}$  – кількість теплоти (теплова потужність) відхідних газів, кВт;

$t_{\text{s}}$  – температура водяної пари перед генератором, °С;

$t_{\text{r}}$  – температура випаровування хладону в генераторі, °С;

### **Вихідні параметри:**

$U$  – коефіцієнт ежекції;

$\zeta$  – тепловий коефіцієнт ЕХМ;

$Q_{0\text{ЕХМ}}$  – холодопродуктивність ЕХМ, кВт;

$Q_{0\text{ЕХМ+ТН}}$  – холодопродуктивність ЕХМ з бустерним ТН, кВт;

$Q_{\text{ГЕ}}$  – теплове навантаження на економайзерну секцію генератора ЕХМ, кВт;

$Q_{\text{ГВ}}$  – теплове навантаження на випарну секцію генератора ЕХМ, кВт;

$Q_{\text{Г.ТН}}$  – теплопродуктивність бустерної теплонасосної секції генератора ЕХМ, кВт;

$Q_{\text{Г.ЕХМ+ТН}}$  – теплове навантаження ЕХМ з бустерним тепловим насосом, кВт;

$\Delta t_{\text{п}}$  – зниження температури зовнішнього повітря при охолодженні в ТЕХМ, °С;

$\Delta t_{\text{Г}}$  – зниження температури відхідних газів в генераторі ТЕХМ, °С;

$\Delta t_{\text{ГЕ}}$  – зниження температури відхідних газів в економайзерній секції генератора ТЕХМ, °С;

$\Delta t_{\text{ГВ}}$  – зниження температури відхідних газів у випарній секції генератора ТЕХМ, °С;

$G_{\text{РГ}}$  – масові витрати хладону через генератор, кг/с;

$G_0$  – масові витрати хладону через випарник, кг/с;

$V_{\text{т.ЕД.ТН}}$  – витрата палива на привід електрокомпресора ТН, кг/с.

### Основні рівняння математичної моделі та алгоритм розрахунку.

Розглянемо варіант, коли у випарній секції генератора ЕХМ використовується частка теплоти конденсації водяної пари  $r(1-x)$ , причому коли  $x=0$ , вся теплота водяного конденсату утилізується у випарній секції генератора ТЕХМ, а відношення теплопродуктивностей секцій генератора ЕХМ дорівнює  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ} = 1,0$ . У випадку, коли теплота водяного конденсату  $r \cdot x$  частково утилізується у економайзерній секції генератора ЕХМ виконується умова:  $x > 0$ , а  $0,5 < Q_{ГВ} / Q_{ГЕ} < 1,0$  для нагріву хладону з різницею температур  $t_s - t_{кт4}$ .

Теплота відхідних газів, яка використовується для отримання пари і нагріву конденсату від  $t_{кт1} = 80$  °С (після нагрівання теплотою охолоджуючої двигун води від  $t_{кт.я} = 60$  °С в ТЯ) до  $t_s = 165$  °С в УК:

$$Q_{ВГ} = G_{ВГ} \cdot c_{ВГ} \Delta t_{ВГ} = G_{ВГ} \cdot c_{ВГ} (t_{ВГ1} - t_{ВГ2}), \quad (2.2)$$

де  $G_{ВГ}$  – масові витрати відхідних газів, кг/с;  $c_{ВГ}$  – теплоємність відхідних газів, Дж/(кг·К);  $t_{ВГ1}$  – температура відхідних газів на вході до УК, °С;  $t_{ВГ2}$  – температура відхідних газів на виході з УК, °С.

Ця теплота витрачається на нагрів водяного конденсату від  $t_{кт1}$  (після нагрівання в ПЖВ за рахунок теплоти охолоджуючої двигун води від  $t_{кт.я}$  в ТЯ до  $t_{кт1}$ ) до  $t_s$  в УК і на його випаровування при  $t_s$  і  $P_s$  згідно тепловому балансу по воді:

$$Q_{УГ} = G_{П} [r_{165} + c_{кт} (t_s - t_{кт1})], \quad (2.3)$$

де  $G_{П}$  – масова витрата повітря, кг/с;  $r_{165}$  – питома теплота фазового переходу, Дж/кг;  $c_{кт}$  – теплоємність водяного конденсату, Дж/(кг·К).

### Випарна секція генератора ЕХМ.

Рівняння теплових балансів для випарної секції  $\Gamma_B$  генератора ЕХМ за водяною парою і конденсатом пари в загальному випадку має вид:

$$Q_{ГВ}^{пк} = G_{П} [r_{165} (1-x) + c_{кт} (t_s - t_{кт3})], \quad (2.4)$$

де  $t_{кт3}$  – температура конденсату пари на виході з випарної секції генератора ЕХМ, °С.

У разі використання в  $\Gamma_B$  теплоти тільки пари  $r_{165}$  (при  $t_s = 165$  °С,  $x = 0$ ):

$$Q_{ГВ}^{пк} = G_{п} \cdot r_{165}, \quad (2.5)$$

пари і конденсату пари:

$$Q_{ГВ}^{пк} = G_{п} [r_{165} + c_{кт} (t_s - t_{кт3})]. \quad (2.6)$$

При використанні частки теплоти водяної пари при конденсації  $r_{165} (1 - x)$  (при  $0 < x < 1$ ) відповідно без теплоти конденсату  $t_{кт3} = t_s$ :

$$Q_{ГВ}^{пк} = G_{п} [r_{165} (1 - x)] \quad (2.7)$$

або теплоти конденсату  $c_{кт} (t_s - t_{кт3})$  (при  $x = 1$ ):

$$Q_{ГВ}^{пк} = G_{п} c_{кт} (t_s - t_{кт3}). \quad (2.8)$$

При зниженні  $t_{кт3}$  і відповідно температури конденсації ТН  $t_{кТН}$  збільшується значення коефіцієнту трансформації теплоти ТН  $\zeta_{ТН}$ .

Рівняння теплових балансів для випарної секції  $\Gamma_B$  зі сторони НРТ має вид:

$$Q_{ГВ}^R = G_{RG} \cdot r_{120}, \quad (2.9)$$

де  $G_{RG}$  – масові витрати НРТ через генератор, кг/с.

За умови  $x = 0$  вся теплота конденсації  $r_{165}$  відводиться у випарну секцію генератора ЕХМ  $\Gamma_B$ , а при  $0 < x < 1$  тільки частка теплоти конденсації  $r_{165} (1 - x)$  використовується у секції  $\Gamma_B$ . Випадку  $x = 1,0$  відповідає використання в ЕХМ тільки теплоти конденсату, наприклад після споживачів пари.

Збільшення частки  $x$  теплоти конденсації водяної пари в  $\Gamma_E$  призводить до нерационального використання високопотенційної теплоти конденсації водяної пари для нагрівання конденсату хладону.

### **Економайзерна секція генератора ЕХМ.**

Рівняння теплових балансів для економайзерної секції генератора ЕХМ  $\Gamma_E$  по пароконденсату (частка теплоти, що залишилася від конденсації пари і теплота конденсату):

$$Q_{ГЕ}^{пк} = G_{п} [r_{165} \cdot x + c_{кт} (t_{кт3} - t_{кт4})], \quad (2.10)$$

де  $t_{кт4}$  – температура конденсату пари на виході з економайзерної секції генератора ЕХМ, °С;  $t_{кт3} = t_s$ .

Кількість теплоти зі сторони конденсату НРТ:

$$Q_{ГЕ}^R = G_{RG} c_{Rкт} (t_{Г} - t_{Rкт}). \quad (2.11)$$

де  $c_{\text{РКТ}}$  – теплоємність конденсату НРТ, Дж/кг.

Температура охолодженого водяного конденсату  $t_{\text{КТ4}}$  і початкова температура конденсату НРТ на вході  $\Gamma_{\text{Е}} t_{\text{РКТ}}$  пов'язані співвідношенням:

$$t_{\text{КТ4}} = t_{\text{РКТ}} + 5 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.12)$$

Після перетворень отримують рівняння для розрахунку витрати НРТ  $G_{\text{РГ}}$  через генератор:

$$G_{\text{РГ}} = Q_{\text{ГВ}}^{\text{Р}} / \Gamma_{120}. \quad (2.13)$$

### **Теплонасосна секція генератору ЕХМ.**

Дефіцит низькопотенційної теплоти з температурою  $t_{\text{КТ3}}$  для економайзерної секції генератора ЕХМ  $\Gamma_{\text{Е}}$  може бути зведений до мінімуму використанням додаткових джерел теплоти з температурою не нижче  $t_{\text{КТ3}}$ , або використанням ТН для підвищення теплового потенціалу існуючих джерел низькопотенційної теплоти з подальшим їх використанням в бустерній теплонасосній секції  $\Gamma_{\text{Е.ТН}}$ .

Повна холодопродуктивність ЕХМ, що генерується за рахунок теплового насосу розраховується за формулою:

$$Q_{0.\text{ТН}} = Q_{\text{Г.ЕХМ+ТН}} \cdot \zeta_{\text{Е}}, \quad (2.14)$$

де  $\zeta_{\text{Е}}$  – тепловий коефіцієнт ЕХМ.

Питома холодопродуктивність ЕХМ що генерується за рахунок теплового насосу:

$$q_{0.\text{ТН}} = Q_{0.\text{ТН}} / G_{\text{П}}, \quad (2.15)$$

де  $G_{\text{П}}$  – витрата повітря ДВЗ, кг/с.

Зниження температури повітря на вході ДВЗ від роботи ТН:

$$\Delta t_{\text{П.ТН}} = Q_{0.\text{ТН}} / (G_{\text{П}} \cdot \xi \cdot c_{\text{П}}), \quad (2.16)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт вологовипадіння;  $c_{\text{П}}$  – теплоємність повітря, Дж/(кг·К).

Температура води на вході конденсатора ТН  $t_{\text{wТНкн1}}$  залежить від температури гріючого джерела, тобто води, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ після підігрівача живильної води УК.

Витрата води в конденсаторі ТН:

$$G_{\text{wТН}} = Q_{\text{Г.ТН}} / (c_{\text{w}} \cdot \Delta t_{\text{wТН}}), \quad (2.17)$$

Температура конденсації ТН:

$$t_{кТН} = t_{R,ТН} + (5...10) \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.18)$$

Теплопродуктивність теплового насоса ТН, тобто теплота, що відводиться від конденсатора ТН:

$$Q_{Г,ТН} = Q_{ГВ,В} - Q_{ГЕ,В}, \quad (2.19)$$

де  $Q_{ГВ,В}$  – кількість теплоти у випарній секції генератора ЕХМ, що відводиться від водяної пари;  $Q_{ГЕ,В}$  – кількість теплоти в економайзерній секції генератора ЕХМ, що відводиться від водяної пари та конденсату пари.

Застосування ТН для нагріву конденсату з підвищенням його температури до  $t_{кТЗ}$  призводить до збільшення енерговитрат на привод компресора ТН, це впливає на скорочення ефекту (економії палива) від охолодження повітря на вході МОД через високі енерговитрати на ТН. Для зменшення втрат, пов'язаних з використанням палива на привід електрокомпресора, необхідно застосовувати ТН з високим значенням коефіцієнта трансформації теплоти:

$$\zeta_{ТН} = Q_{Г,ТН} / N_{Е,ТН}, \quad (2.20)$$

і коефіцієнта теплофікації:

$$\varepsilon_{ТН} = Q_{Г,ТН} / Q_{0,ТН}, \quad (2.21)$$

де  $Q_{0,ТН}$  – теплота, відведена випарником ТН від додаткових джерел теплоти.

При зниженні температури  $t_{кТЗ}$ , відповідно  $t_{RкТ}$ , яка завжди нижче  $t_{кТЗ}$ , зменшується дефіцит теплоти для навантаження на  $\Gamma_{Е,ТН}$  і на ТН. В результаті цього можна використовувати джерело додаткової теплоти з більш низькою температурою.

Частка теплоти ТН в теплоті економайзерної секції генератора  $\Gamma_E$  і теплонасосної секції генератора  $\Gamma_{Е,ТН}$  ( $t_r = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$  и  $Q_{ГЕ} = Q_{ГВ}$ ):

$$\delta Q_{Г,ТН} = Q_{Г,ТН} / (Q_{ГЕ,В} + Q_{Г,ТН}). \quad (2.22)$$

Нагрів рідкого НРТ R142b в економайзерній секції генератора  $\Gamma_E$ :

$$\Delta t_R = t_r - t_k. \quad (2.23)$$

Нагрів рідкого НРТ R142b в бустерній теплонасосній секції  $\Gamma_{Е,ТН}$ :

$$\Delta t_{R,ТН} = \Delta t_R \cdot \delta Q_{Г,ТН}. \quad (2.24)$$



Визначення температури рідкого НРТ R142b, нагрітого в  $\Gamma_{E.TH}$ :

$$t_{R.TH} = t_k + \Delta t_{R.TH} \quad (2.25)$$

### Математична модель циклу ТН [50]

Вихідні дані для визначення показників ефективності циклу теплового насосу:

$Q_{TH}$  – теплове навантаження на ТН, кВт;

$G_{TH}$  – витрата хладону, кг/с;

$t_{НПТ1}$  – температура низькопотенційного теплоносія (вода, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ) на вході у випарник теплового насосу, °С;

$t_{НПТ2}$  – температура низькопотенційного теплоносія (вода, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ) на виході з випарника теплового насосу, °С;

$t_{ВПТ1}$  – температура високопотенційного теплоносія (теплонасосна секція генератора ЕХМ) на вході в конденсатор теплового насосу, °С;

$t_{ВПТ2}$  – температура високопотенційного теплоносія (теплонасосна секція генератора ЕХМ) на виході з конденсатора теплового насосу, °С.

Порядок термодинамічного розрахунку циклу теплового насосу, який представлений на рис. 2.3 в Р-Н діаграмі приведений нижче.

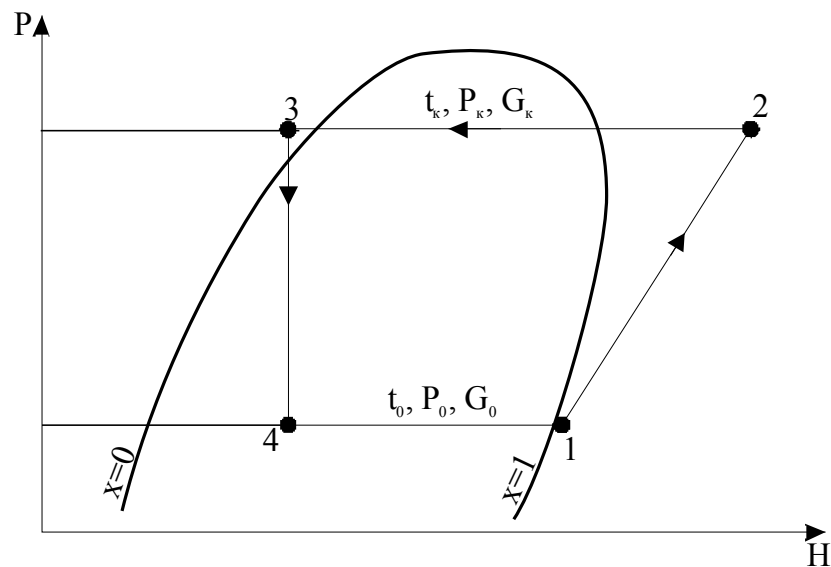


Рис. 2.3. Цикл теплового насосу в Р-Н діаграмі

У випарнику ТН теплота від низькопотенційного теплоносія передається хладону (температура якого повинна бути нижчою). Температура кипіння хладону у випарнику визначається за формулою:

$$t_{0,ТН} = t_{НПТ1} - \Delta t_{0,ТН}, \quad (2.26)$$

де  $\Delta t_{0,ТН}$  – температурний напір у теплообміннику (3...5 °С) [50].

За температурою кипіння  $t_{0,ТН}$  визначається положення точки 1 на Р-Н діаграмі (див. рис. 2.3.) та значення ентальпій  $h_{0,ТН}$  кінця процесу кипіння хладону у випарнику і тиску кипіння хладона  $P_{0,ТН}$ .

У конденсаторі ТН теплота передається від більш гарячого хладону до високопотенційного теплоносія  $t_{ВПТ2}$ . Температура конденсації хладону залежить від  $t_{ВПТ2}$  і визначається за формулою:

$$t_{к,ТН} = t_{ВПТ2} + \Delta t_{к,ТН}, \quad (2.27)$$

де  $\Delta t_{к,ТН}$  – температурний напір у конденсаторі (3...5 °С).

За температурою конденсації  $t_{к,ТН}$  визначається положення точки 2 на Р-Н діаграмі (див. рис. 2.3.) та значення ентальпій початку та кінця процесу конденсації  $h_{к,ТН}$  і тиску конденсації хладон  $P_{к,ТН}$ .

Питома масова (робоча) холодопродуктивність та теплопродуктивність ТН визначаються за формулами, кДж/кг:

$$q_{0,ТН} = h_1 - h_4, \quad (2.28)$$

$$\text{та } q_{к,ТН} = h_2 - h_3, \quad (2.29)$$

Робота компресора ТН на стиснення хладону визначається за формулою, кДж/кг:

$$l = h_2 - h_1. \quad (2.30)$$

Масова витрата хладону, що циркулює у циклі визначається, кг/с:

$$G_{ТН} = Q_{к,ТН} / q_{к,ТН}, \quad (2.31)$$

де  $Q_{к,ТН}$  – теплопродуктивність ТН, кВт.

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН визначається за формулою:

$$\zeta_{ТН} = Q_{к,ТН} / l, \quad (2.32)$$

рівняння для перевірки розрахунку:

$$\zeta_{ТН} = Q_{Г,ТН} / N_{Е,ТН}. \quad (2.33)$$

### 2.3. Розрахунок економії палива енергетичної установки на основі розробленої математичної моделі

Зменшення питомої витрати палива суднового малообертового двигуна за рахунок охолодження повітря на вході ТК бустерною теплонасосною секцією генератора ЕХМ на величину  $\Delta t_{П.ТН}$ :

$$\Delta b_{Т.ТН} = \Delta t_{П.ТН} \cdot \Delta b_{e1^{\circ}C} \quad (2.34)$$

де  $\Delta b_{e1^{\circ}C} = 0,12 \cdot 10^{-3}$  кг/(кВт·год) – зменшення питомої витрати палива МОД за рахунок охолодження температури повітря на вході ТК на  $1^{\circ}C$  [28 – 30].

Зменшення повної витрати палива МОД за рахунок охолодження повітря на вході ТК бустерною теплонасосною секцією генератора ЕХМ на  $\Delta t_{П.ТН}$ :

$$\Delta B_{Т.ТН} = \Delta t_{П.ТН} \cdot 0,12 \cdot 10^{-3} \cdot N_{eДВЗ}, \quad (2.35)$$

де  $N_{eДВЗ}$  – номінальна ефективна потужність ДВЗ.

Витрата палива на привід електрокомпресора ТН розраховують виходячи з потужності електрокомпресора:

$$N_{E.ТН} = Q_{Г.ТН} / \zeta_{ТН}. \quad (2.36)$$

Теплота палива, затраченого на привід електрокомпресора ТН:

$$Q_{Т.ТН} = N_{E.ТН} / \eta_{eДВЗ} = B_{Т.ЕД.ТН} \cdot Q_{Т}^H, \quad (2.37)$$

де  $B_{Т.ЕД.ТН}$  – витрата палива на привід електрокомпресора ТН, кг/с;  $Q_{Т}^H = 42500$  кДж/кг – нижня теплота згоряння палива [51, 52];  $\eta_{eДВЗ}$  – ККД ДВЗ;

$$B_{Т.ЕД.ТН} = N_{E.ТН} / \eta_{eДВЗ} / Q_{Т}^H, \quad (2.38)$$

або

$$B_{Т.ЕД.ТН} = 3600 \cdot Q_{Г.ТН} / \zeta_{ТН} / \eta_{eДВЗ} / Q_{Т}^H, \quad (2.39)$$

$$\eta_{eДВЗ} = 3600 / (b_e \cdot Q_{Т}^H). \quad (2.40)$$

При порівнянні зменшення повної витрати палива ДВЗ за рахунок охолодження повітря на вході ТК бустерним тепловим насосом, з одного боку, та витрати палива на привід електрокомпресора ТН, з іншого, повинна виконуватися наступна умова  $\Delta B_{Т.ТН} > B_{Т.ЕД.ТН}$ :

$$\Delta t_{П.ТН} \cdot 0,12 \cdot 10^{-3} \cdot N_{eДВЗ} > 3600 \cdot Q_{Г.ТН} / \zeta_{ТН} / \eta_{eДВЗ} / Q_{Т}^H. \quad (2.41)$$

При не виконанні умови знаходять необхідний коефіцієнт трансформації теплоти ТН:

$$\zeta_{\text{ТН}} = 3600 \cdot Q_{\text{Г.ТН}} / (\eta_{\text{еДВЗ}} Q_{\text{Г}}^{\text{H}} \cdot \Delta t_{\text{П.ТН}} \cdot 0,12 \cdot 10^{-3} \cdot N_{\text{еДВЗ}}). \quad (2.42)$$

На рис. 2.4 представлена блок-схема розрахунку параметрів випарної та економайзерної секцій генератора ЕХМ та теплонасосної секції генератора ЕХМ, а також розрахунок зменшення повної витрати палива ДВЗ при використанні ЕХМ з бустерним ТН.

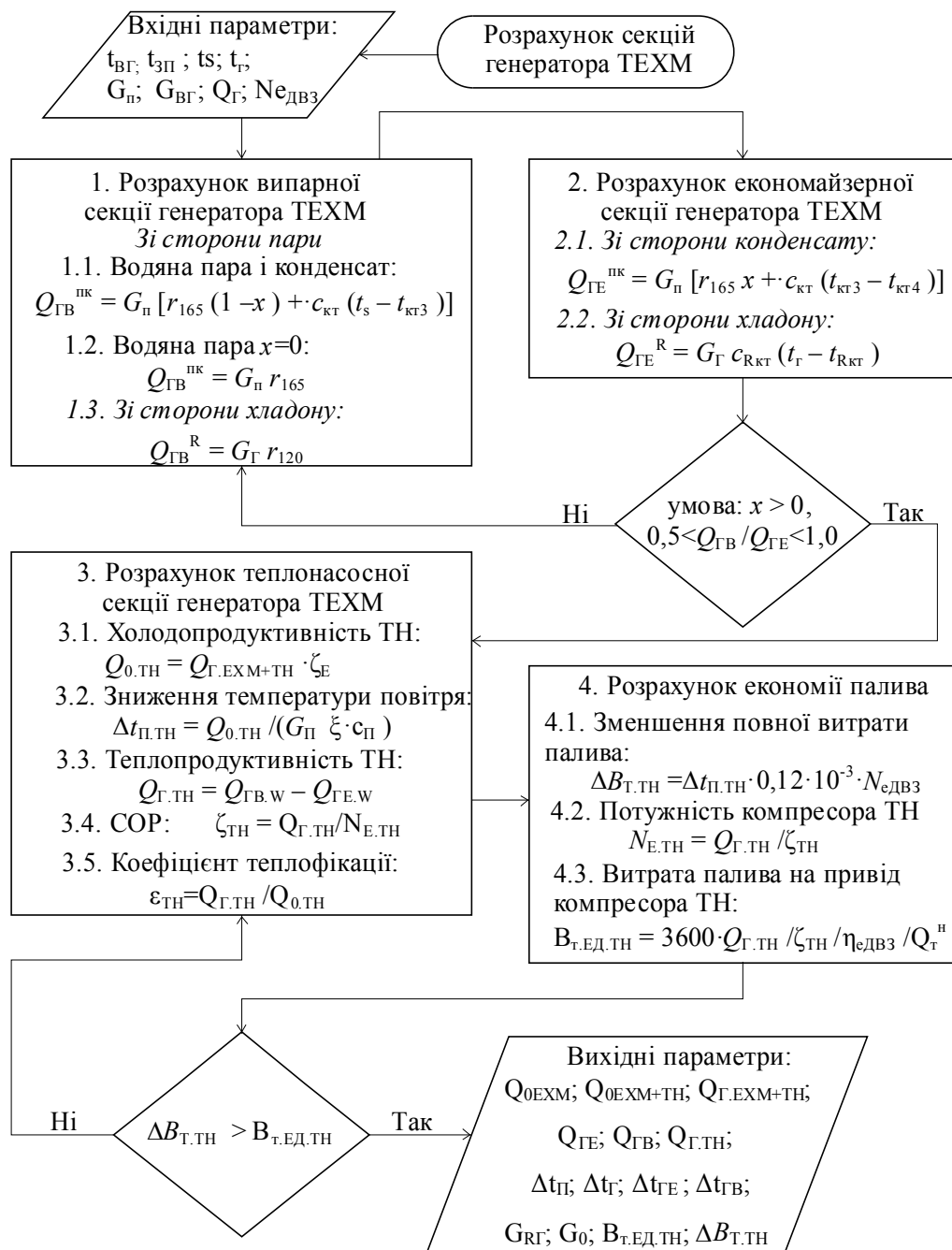


Рис. 2.4. Блок-схема розрахунку параметрів секцій ЕХМ з ТН

## 2.4. Похибка проведених розрахунків математичної моделі. Перевірка адекватності математичної моделі

Основним показником якості вимірювань значення теплового коефіцієнту ТН є точність, що відображає близькість результату вимірювання до істинного значення теплового коефіцієнту ТН. Істинним є значення, яке ідеально відображає певну властивість об'єкта. Основною характеристикою точності є похибка вимірювання. Різниця між результатом вимірювання та умовно істинним значенням теплового коефіцієнту ТН називається абсолютною похибкою вимірювання [53 – 55],

$$\Delta x = x_{\text{в}} - x_{\text{д}}, \text{ тобто } \Delta x = \zeta_{\text{ТНр}} - \zeta_{\text{ТНе}} \quad (2.42)$$

де  $x_{\text{в}}$  – результат натурних вимірювань;  $x_{\text{д}}$  – умовно істинне значення теплового коефіцієнту ТН;  $\zeta_{\text{ТНр}}$  – результат розрахунку теплового коефіцієнту ТН;  $\zeta_{\text{ТНе}}$  – натурні істинні дані теплового коефіцієнту ТН фірм-розробників ТН [53 – 55].

Абсолютна похибка виражається в одиницях вимірюваної величини.

Відношення абсолютної похибки вимірювання до умовно істинного значення вимірюваної величини називається відносною похибкою вимірювання:

$$\delta x = \Delta x / x_{\text{д}}, \text{ тобто } \delta x = \Delta x / \zeta_{\text{ТНе}} \quad (2.43)$$

Відносна похибка виражається у відносних одиницях або у відсотках [53 – 55].

Аналіз адекватності математичної моделі проводився на основі експериментальних даних світових фірм виробників ТН "Viessman" марки Vitocal 350-НТ, фірми "Sabroe" марки HeatPAC<sup>TM</sup> НРХ та фірми "TripleAqua" марки ЗСА. Критеріями оптимальності являлись коефіцієнти трансформації теплоти  $\zeta_{\text{ТН}}$  та теплопродуктивності ТН за однакових температурних режимів роботи і однакових НРТ ТН. На рис. 2.5 наведено результати зіставлення розрахункових теплових коефіцієнтів  $\zeta_{\text{ТНр}}$  з даними  $\zeta_{\text{ТНе}}$  фірм-розробників ТН [23, 56 – 60].

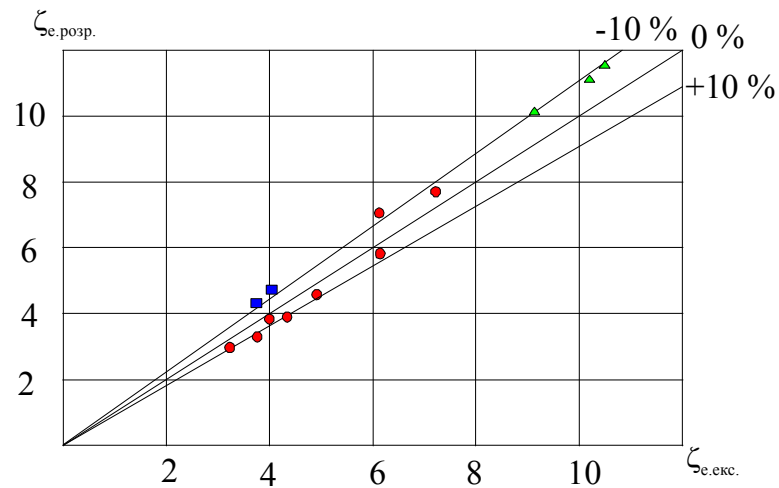


Рис. 2.5. Зіставлення розрахункових значень теплових коефіцієнтів  $\zeta_{THp}$  з даними  $\zeta_{THe}$  фірм-розробників ТН

- - ТН фірми "Viessman" марки Vitocal 350-НТ;
- - ТН фірми "Sabroe" марки HeatPAC<sup>TM</sup> НРХ;
- ▲ - ТН фірми "TripleAqua" марки 3СА

Як видно з рис. 2.5, абсолютна похибка при співставленні розрахункових значень коефіцієнтів  $\zeta_{THp}$  ТН і даних  $\zeta_{THe}$ , одержаних за результатами моніторингу фірм-виробників ТН, не перевищує 10 %, що є допустимим і підтверджує адекватність математичної моделі.

## 2.5. Висновки з розділу 2

Використання математичної моделі необхідне для раціональної організації процесів трансформації теплоти в ЕХМ з бустерним тепловим насосом, а саме максимальне використання високотемпературного джерела теплоти водяної пари у випарній секції генератора ЕХМ.

При порівнянні зменшення повної витрати палива ДВЗ за рахунок охолодження повітря на вході ТК ТХМ з бустерним тепловим насосом, з одного боку та витрати палива на привід електрокомпресора ТН, з іншого, повинна виконуватися наступна умова  $\Delta B_{Т.ТН} > B_{т.ед.ТН}$ .

Абсолютна похибка при співставленні розрахункових значень  $\zeta_{ТНр}$  ТН і даних  $\zeta_{ТНє}$ , одержаних за результатами моніторингу фірм-виробників ТН, не перевищує 10 %, що є допустимим і підтверджує адекватність математичної моделі.

**РОЗДІЛ 3**  
**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ПАРИ**  
**ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ**  
**І ТЕПЛОВИМИ НАСОСАМИ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ**  
**НА ВХОДІ СУДНОВОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ**

**3.1 Аналіз теплових характеристик розробленої системи охолодження повітря на вході суднової енергоустановки в ТХМ з тепловим насосом і утилізацією теплоти різних джерел**

Оскільки протягом рейсу змінюються температура  $t_{зп}$  і вологість  $\varphi_{зп}$  зовнішнього повітря, відповідно повітря в машинному відділенні, тобто на вході охолоджувача повітря, яке приймають на  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  вище, ніж зовнішнє повітря  $t_{зп}$  [2], то зниження температури повітря в охолоджувачі  $\Delta t_{п}$  на вході ТК і відповідне скорочення споживання палива МОД слід визначати для судна на конкретній рейсовій лінії.

Як приклад, розглянуто балкер типу "Киев" з головним двигуном фірми "MAN" марки 7S50ME-C9.5-ТІІ (номінальна потужність  $N_n = 12460$  кВт, експлуатаційна –  $N_e = 10580$  кВт) [61] на рейсовій лінії Маріуполь-Амстердам-Маріуполь (1.07...26.07.2009), що представлено на рис. 3.1. Як видно, на протязі доби мають місце значні коливання температури  $t_{зп}$  і відносної вологості  $\varphi_{зп}$  зовнішнього повітря, причому максимумам температур відповідають мінімуми вологості. Наявність денних і нічних протилежно направлених екстремумів  $t_{зп}$  і  $\varphi_{зп}$  створює сприятливі умови для більшого зниження температури повітря на вході ТК МОД вдень (завдяки меншій відносній вологості  $\varphi_{зп}$  і відповідно затрат холодопродуктивності на конденсацію водяної пари у зовнішньому повітрі), коли має місце значне погіршення паливної ефективності МОД через збільшення температури  $t_{зп}$  зовнішнього повітря.



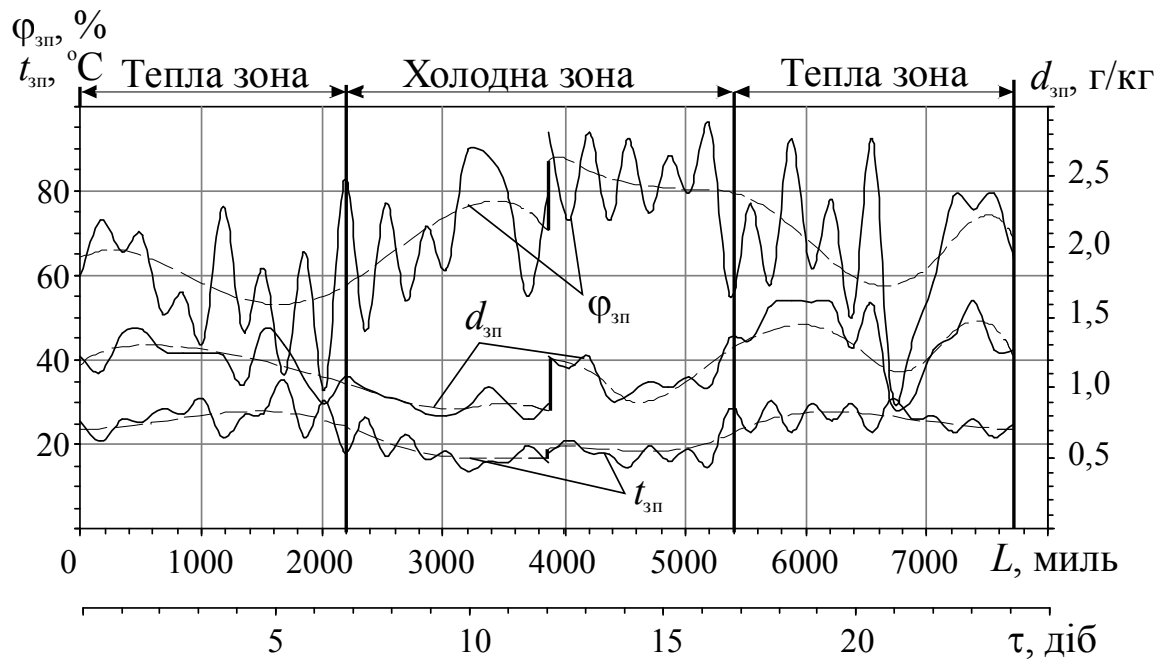


Рис. 3.1. Зміна параметрів зовнішнього повітря протягом рейсу Маріуполь-Амстердам-Маріуполь (1.07...26.07.2009)

$t_{зп}$  – температура зовнішнього повітря;  $\phi_{зп}$  – відносна вологість зовнішнього повітря;  $d_{зп}$  – вологовміст зовнішнього повітря

Для прикладу на рис. 3.2 наведена стандартна схема повітропостачання суднового двигуна внутрішнього згорання фірми "MAN" марки 7S50ME-C9.5-ТІІ номінальною потужністю  $N_e = 12460$  кВт, питомою витратою умовного палива  $g_e = 0,171$  кг/(кВт·год) [61, 62]. Повітря перед потраплянням до ДВЗ надходить до МВ судна, а його температура збільшується та максимально може досягти  $45...50$  °C. Потім повітря нагнітається агрегатом наддуву – турбокомпресором (ТК), який складається з повітряного компресора та газової турбіни. Швидкість повітря на виході з ТК досягає  $60...80$  м/с, тиск – до  $0,4...0,45$  МПа, а температура сягає значень  $180...200$  °C. Потім повітря охолоджується у ОНП високотемпературним контуром (НР) прісної води з системи охолодження ДВЗ до температури  $37...47$  °C і нагнітається у повітряний ресивер ДВЗ. З повітряного ресивера стиснене повітря через продувні вікна надходить до циліндрів ДВЗ витісняючи відхідні гази. Відхідні гази з ДВЗ після газової турбіни з витратою  $G_{вг} = 23...24,5$  кг/с і температурою  $235...255$  °C утилізуються в УК для одержання водяної пари з тиском до



Схема системи охолодження повітря на вході ТК МОД з ЕХМ приведена на рис. 3.3. Теплота ВГ використовується в паровому УК, а теплота водяної пари - на покриття потреб суднових споживачів (20 ... 30% в теплій зоні) і в ЕХМ (70 ... 80 %) для отримання холоду. Застосування в ЕХМ низькокиплячих робочих тіл (НРТ) – хладонів дозволяє охолоджувати повітря на вході МОД до порівняно низьких температур 15 ... 26 °С без необхідності підтримки вакууму у випарнику повітроохолоджувачі (В-ПО) [63 – 68].

Холодопродуктивність ТЕХМ  $Q_0$  розраховують виходячи з теплоти відхідних газів  $Q_r$  за формулою, кВт:

$$Q_0 = \zeta Q_r, \quad (3.1)$$

де  $\zeta$  – тепловий коефіцієнт ТХМ,  $\zeta = 0,30 \dots 0,35$  для ТЕХМ,  $\zeta = 0,45 \dots 0,5$  для одноступінчатої КАЕХМ,  $\zeta = 0,80$  для двохступінчатої КАЕХМ. У якості гріючого середовища використовується водяна пара (температура  $t_r$  кипіння хладону R142b в генераторі ТЕХМ  $t_r = 110 \dots 120$  °С).

Зниження температури повітря  $\Delta t_{п} = t_{п1} - t_{п2}$  та температуру охолодженого повітря  $t_{п2}$  на вході ТК при поточних за рейсом температурі зовнішнього повітря  $t_{зп}$  і відносної вологості  $\phi_{зп}$  (відповідно  $t_{п1}$  і  $\phi_{п1}$ ) визначають із теплового балансу для ТЕХМ, кВт:

$$Q_0 = G_{п} \cdot c_{п} \cdot (t_{п1} - t_{п2}) \cdot \xi, \quad (3.2)$$

де  $G_{п}$  – витрати повітря, кг/с;

$c_{п}$  – теплоємність повітря, кДж/(кг·К);

$\xi$  – коефіцієнт вологовипадіння повітря.

Витрати повітря  $G_{п}$  розраховують за програмою фірми MAN в залежності від температури повітря  $t_{п2}$  на вході ТК. З урахуванням різниці температур між охолодженим повітрям і киплячим хладоном R142b,  $t_{п2} - t_0 = 10$  °С, глибина охолодження повітря у В-ПО обмежується температурою  $t_{п2} = 15$  °С (при  $t_0 = 5$  °С) [63, 64].

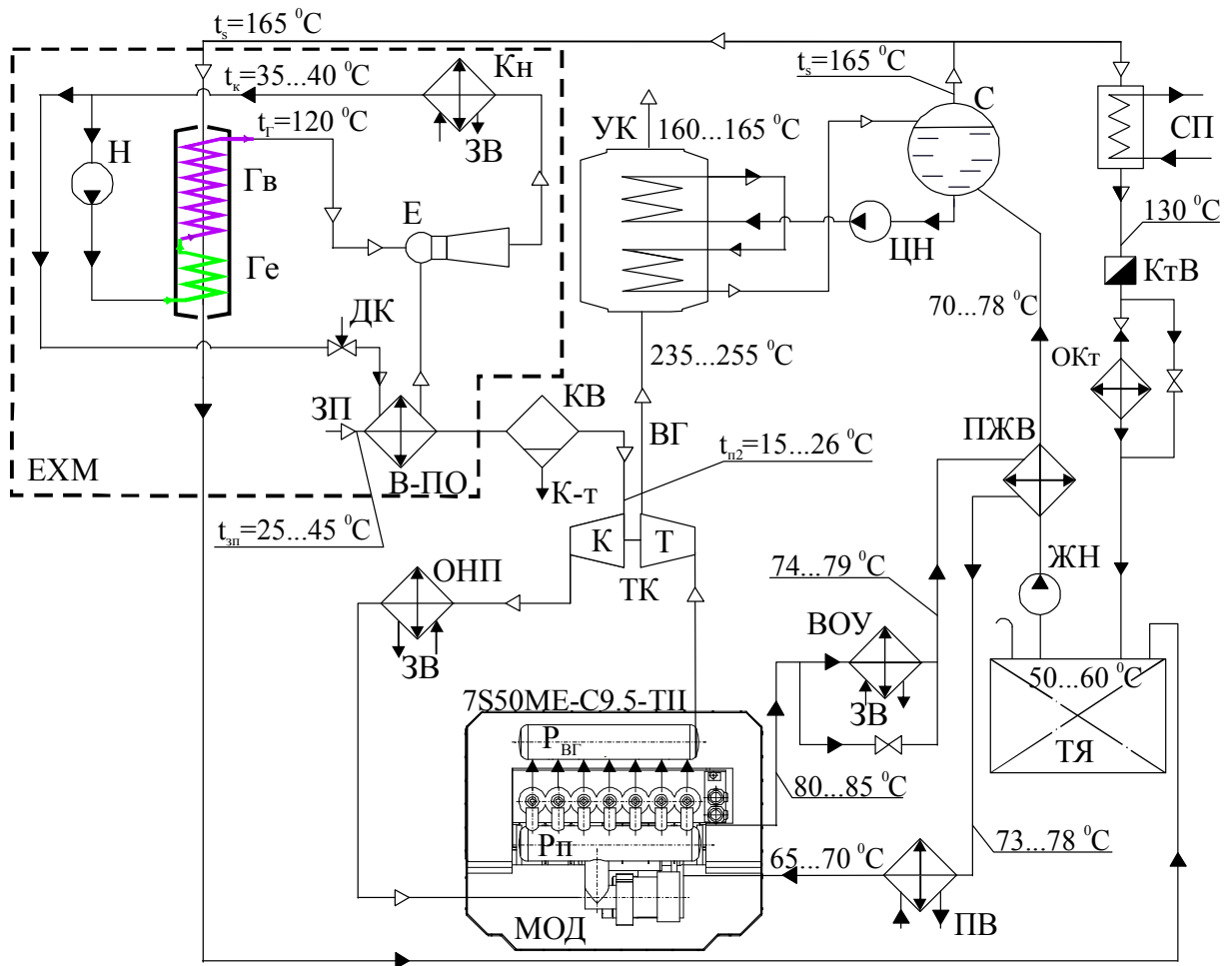


Рис. 3.3. Схема системи охолодження зовнішнього повітря на вході МОД в ЕХМ з утилізацією теплоти водяної пари: температури  $t_r$  і  $t_k$  – кипіння і конденсації хладону в ЕХМ;  $t_{зп}$  і  $t_{п2}$  – зовнішнього повітря і повітря перед ТК;  $t_s$  – водяної пари;  $P_{п}$  – ресивер повітряний;  $P_{вг}$  – ресивер відхідних газів; ДК – дросельний клапан;  $\Gamma_e$  – економайзерна секція генератора ЕХМ;  $\Gamma_{в}$  – випарна секція генератора ЕХМ; Н – насос; Е – ежектор;  $K_{н}$  – конденсатор ЕХМ; ЗВ – забортна вода; ЗП – зовнішнє повітря; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач;  $K_{в}$  – конденсатовідвідник;  $K-т$  – конденсат; ВГ – відхідні гази; К – компресор; Т – турбіна; ТК – турбокомпресор; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; С – сепаратор пари; СП – споживачі пари; ОКТ – охолоджувач конденсату; ЦН – циркуляційний насос УК; ВОУ – водоопріснювальна установка; ПВ – підігрівач води; ЖН – живильний насос; ПЖВ – підігрівач живильної води; ТЯ – теплий ящик

На рис. 3.4, *a* наведені зниження температури повітря  $\Delta t_{\text{п}}$  в охолоджувачі ТЕХМ на вході ТК і температури повітря на виході з повітроохолоджувача  $t_{\text{п2}}$  на вході ТК із МВ, а на рис. 3.4, *б* наведено відсоток холодопродуктивності ЕХМ  $\Delta Q_0$ , що витрачається на охолодження повітря в повітроохолоджувачі на вході ТК до  $t_{\text{п2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  на величину  $\Delta t_{\text{п}}$  в теплій зоні за рейсом Маріуполь-Амстердам-Маріуполь. Як видно, на ділянці теплої зони від 0 до 2200 миль та від 5400 до 7600 миль при температурі зовнішнього повітря  $t_{\text{зп}}$  більше  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 3.4, *a*) холодопродуктивності ЕХМ не достатньо  $\Delta Q_0 > 119...143 \%$  (рис. 3.4, *б*) для одержання температури повітря  $t_{\text{п2}}$  необхідних параметрів, тобто умова  $t_{\text{п2}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  не виконується ( $t_{\text{п2}}$  досягає  $26 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Для забезпечення достатньої кількості холоду у В-ПО необхідне додаткове джерело теплоти у генераторі ТЕХМ.

Для вирішення даної проблеми можна використовувати в схемі системи утилізації високопотенціальної теплоти водяної пари для охолодження повітря на вході МОД в ЕХМ бустерний тепловий насос (рис. 3.5). В якості низькопотенційного джерела у випарнику теплового насосу може використовуватися теплота води, що охолоджує втулки циліндрів МОД з температурою  $80...85 \text{ }^\circ\text{C}$ .

На рис. 3.6 представлені випарна  $\Gamma_{\text{В}}$ , економайзерна  $\Gamma_{\text{Е}}$  та теплонасосна  $\Gamma_{\text{Е.ТН}}$  секції генератора ТЕХМ, а також розподіл температур пари та холодоносіїв в цих секціях.

Теплові навантаження випарної  $Q_{\text{ГВ}}$  і економайзерної  $Q_{\text{ГЕ}}$  секцій генератора ЕХМ та теплонасосної секції  $Q_{\text{Г.ТН}}$  співвідносяться як відношення кількості теплоти, необхідної для випаровування 1 кг хладону при температурі кипіння у генераторі  $t_{\text{Г}}$ , тобто питомої теплоти фазового переходу хладону  $r_{\text{х}}$  (без перегріву парів хладону в генераторі), і кількості теплоти, що необхідно для нагріву 1 кг рідкого хладону, що надходить до економайзера із конденсатора ЕХМ, від температури конденсації  $t_{\text{к}}$  до температури кипіння хладону в генераторі  $t_{\text{Г}}$ , кВт:

$$Q_{\text{ГВ}} / (Q_{\text{ГЕ}} + Q_{\text{Г.ТН}}) = r_{\text{х}} / (c_{\text{х}} \cdot (t_{\text{Г}} - t_{\text{к}})), \quad (3.3)$$

де  $c_x$  теплоємність рідкого хладону при його середній температурі,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  
 $0,5 \cdot (t_{\Gamma} + t_{\kappa})$ .

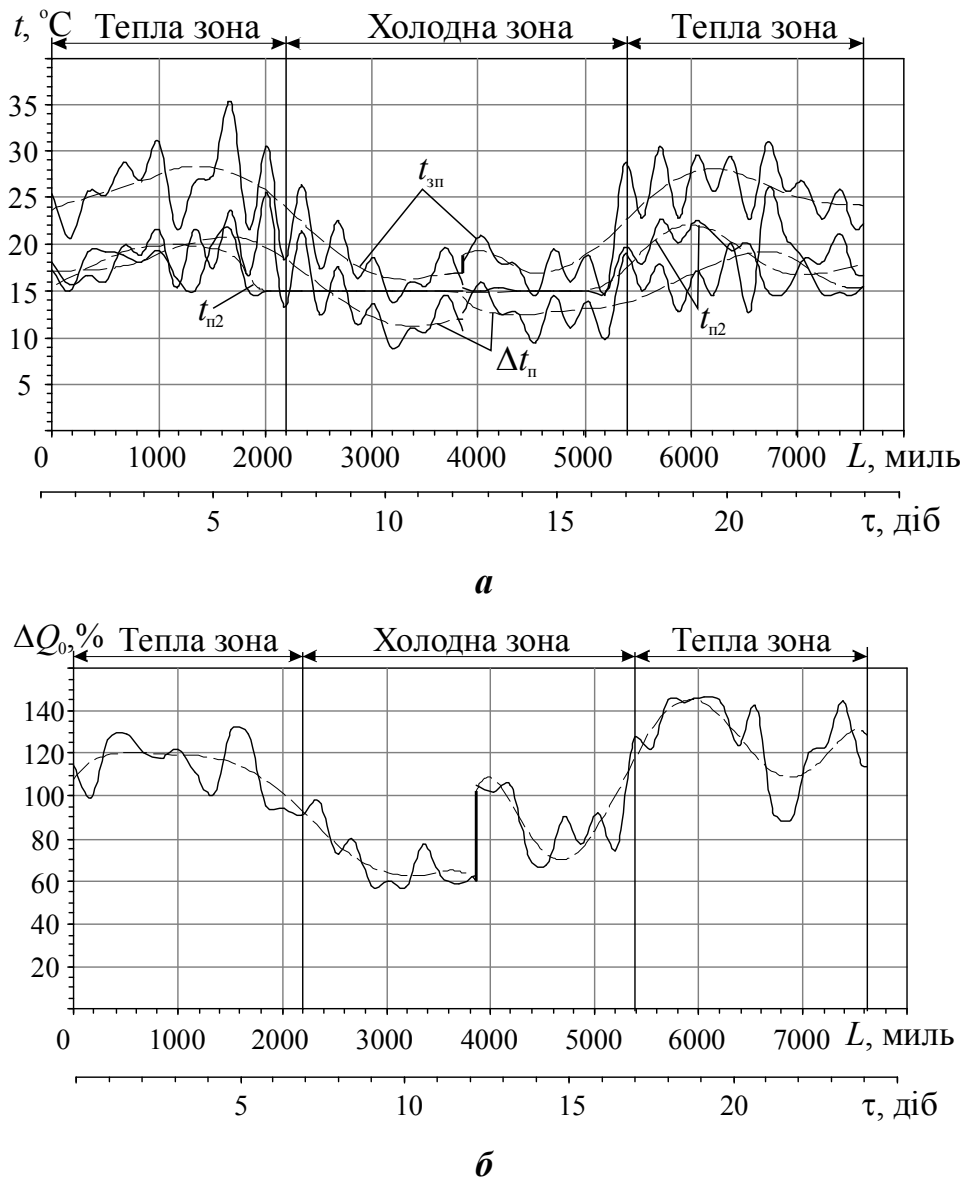


Рис. 3.4. Зниження температури повітря  $\Delta t_{\text{п}}$  в охолоджувачі ЕХМ на вході ТК і температури повітря на виході з В-ПО  $t_{\text{п}2}$  на вході ТК (а); відсоток холодопродуктивності ЕХМ  $\Delta Q_0$ , що витрачається на охолодження повітря в В-ПО на вході ТК до  $t_{\text{п}2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  на величину  $\Delta t_{\text{п}}$  (б) в теплій зоні за рейсом Маріуполь-Амстердам-Маріуполь

$t_{3\text{п}}$ – температура зовнішнього повітря;  $\Delta t_{\text{п}}$  – зниження температури повітря в охолоджувачі на вході ТК;  $t_{\text{п}2}$ – температура повітря на виході з охолоджувача перед ТК при подачі повітря з машинного відділення

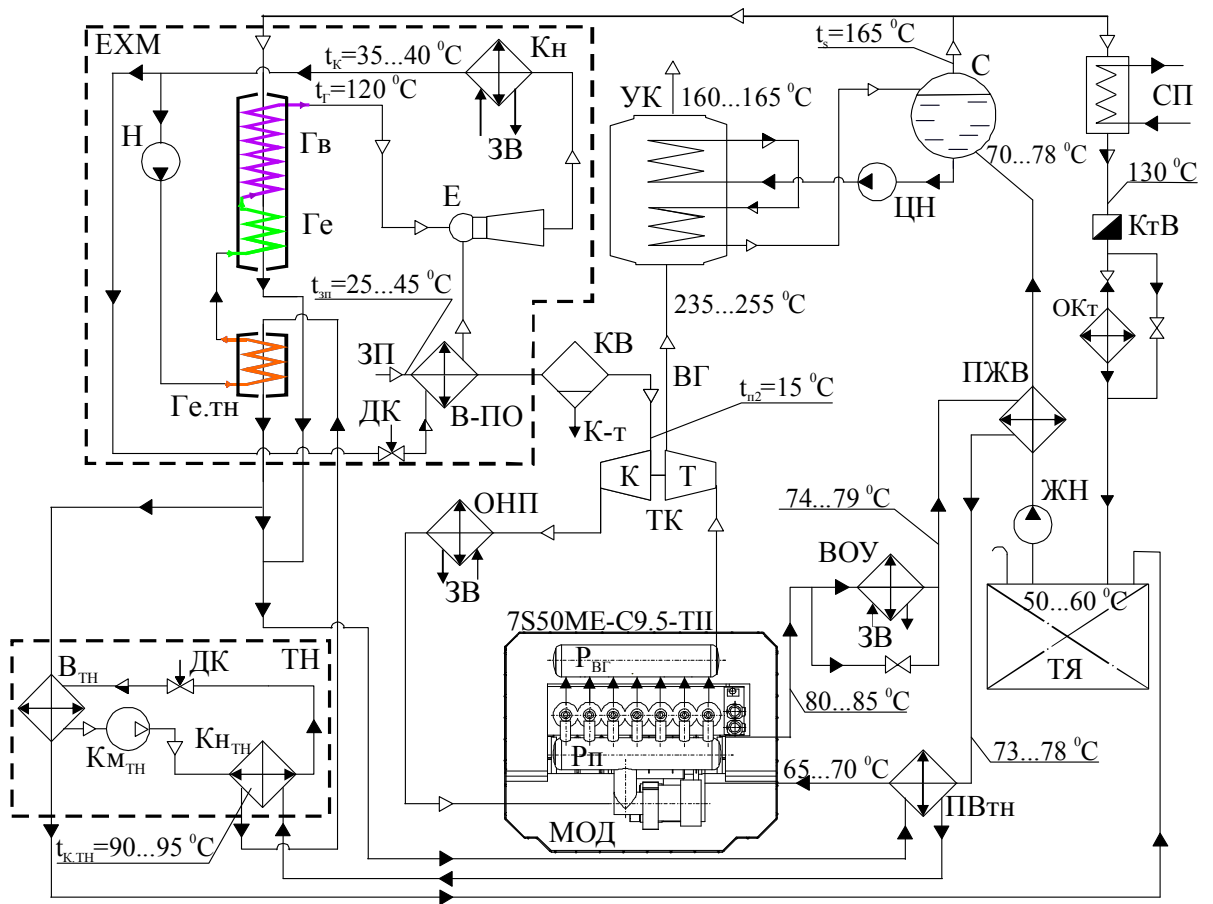


Рис. 3.5. Схема системи утилізації з охолодженням повітря на вході МОД в ЕХМ з використанням теплоти водяної пари і бустерним тепловим насосом

температури  $t_r$  і  $t_k$  – кипіння і конденсації хладону в ЕХМ;  $t_{3п}$  і  $t_{п2}$  – зовнішнього повітря і повітря перед ТК;  $t_s$  – водяної пари;  $t_{к.тн}$  – конденсації хладону в ТН; Рп – ресивер повітряний; Рвг – ресивер відхідних газів; Втн – випарник ТН; Км<sub>тн</sub> – компресор ТН; Кн<sub>тн</sub> – конденсатор ТН; ДК – дросельний клапан;

Ге.тн – теплонасосна економайзерна секція генератора ЕХМ; Ге – економайзерна секція генератора ЕХМ; Гв – випарна секція генератора ЕХМ; Н – насос; Е – ежектор; Кн – конденсатор ЕХМ; ЗВ – забортна вода;

ЗП – зовнішнє повітря; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач;

КВ – конденсатовідвідник; К-т – конденсат; ВГ – відхідні газы; К – компресор; Т – турбіна; ТК – турбокомпресор; ОНП – охолоджувач наддувного повітря;

С – сепаратор пари; СП – споживачі пари; ОКт – охолоджувач конденсату;

ЦН – циркуляційний насос УК; ВОУ – водоопріснювальна установка;

ПВтн – підігрівач води ТН; ЖН – живильний насос; ПЖВ – підігрівач живильної води; ТЯ – теплий ящик

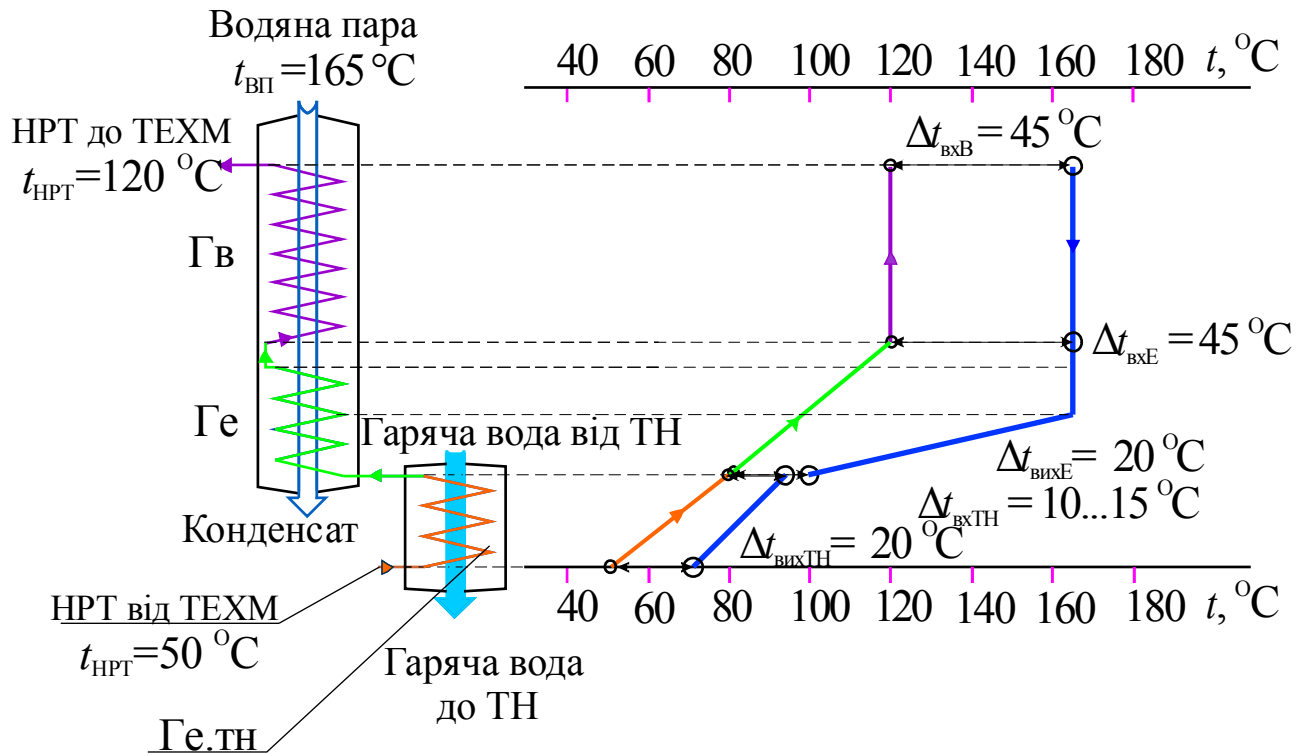


Рис. 3.6. Розподіл температур повітря та холодоносіїв у випарній економайзерній і теплонасосній секціях ТЕХМ

Згідно циклу ЕХМ при  $t_r = 120\text{ °C}$  питомі теплові навантаження на економайзерну секцію генератора  $q_{R,GE}$  і випарну секцію генератора  $q_{R,ГВ}$ , відповідно і повні теплові навантаження  $Q_{GE} = q_{R,GE} \cdot G_{RG}$  і  $Q_{ГВ} = q_{R,ГВ} \cdot G_{RG}$  (де  $G_{RG}$  – витрата хладону через генератор ЕХМ) приблизно однакові:  $q_{R,GE} \approx q_{R,ГВ}$  та  $Q_{GE} \approx Q_{ГВ}$ .

Можливі два варіанта вибору теплового навантаження генератора ЕХМ  $Q_G = Q_{GE} + Q_{ГВ}$  (при температурі кипіння хладону у генераторі  $t_r = 120\text{ °C}$ ) в залежності від можливих затрат на охолодження циклового повітря дизеля протягом рейсу: перший, у випадку, коли обмежуються наявною теплотою водяної пари і конденсату з УК, другий, у випадку, коли при дефіциті теплоти водяної пари використовують інші джерела збросної теплоти на судні, підвищуючи їх тепловий потенціал тепловим насосом.

У першому випадку, використовується приблизно однакова кількість теплоти для випарної і економайзерної секцій генератора ЕХМ  $Q_{GE} \approx Q_{ГВ}$ . У випарнику генератора ЕХМ спрацьовує (утилізується) до 50 %



високотемпературного теплоперепаду ВГ. При наявності загальної різниці температур відхідних газів УК  $\Delta t_{ВГ} = 250 - 160 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$  відповідна різниця температур для випарної секції генератора ТЕХМ становить  $\Delta t_{ВГ.ГВ} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$  тобто 50 % від  $\Delta t_{ВГ}$ , тоді  $t_{ВГ.ГВ} = 250 - 45 = 205 \text{ }^\circ\text{C}$ , а друга частина високотемпературного теплоперепаду ВГ  $\Delta t_{ВГ.Ге} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ , тобто  $t_{ВГ.Ге} = 205 - 45 = 160 \text{ }^\circ\text{C}$  використовується в економайзерній секції генератора ТЕХМ для нагріву конденсату хладону після конденсатора ЕХМ від низької температури  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  до температури кипіння хладону  $t_r = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Цілком очевидно, що для нагріву конденсату хладону (після конденсатора ЕХМ) з низькою температурою до  $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ , доцільно використовувати низькопотенціальне джерело теплоти (води, що охолоджує втулки циліндрів МОД), подаючи його в додаткову бустерну теплонасосну секцію  $\Gamma_{Е.ТН}$ . При цьому мінімальна температура  $t_w$  додаткового джерела теплоти (гарячої води) визначається за температурою конденсату хладону  $t_{RKT}$  на вході до основної економайзерної секції генератора ЕХМ (без додаткової бустерної теплонасосної секції  $\Gamma_{Е.ТН}$ ), нагрітого за рахунок конденсації водяної пари. Температуру конденсату хладону  $t_{RKT}$  перед економайзерною секцією генератора ЕХМ знаходять із теплового балансу економайзерної секції генератора ЕХМ згідно можливої теплоти водяного конденсату (включаючи частину теплоти конденсації водяної пари при нехватці теплоти додаткових джерел теплоти), з однієї сторони, і конденсату хладону, що нагрівається від температури конденсації  $t_{RKT}$  до температури кипіння  $t_s$  за рахунок наявної теплоти водяного конденсату, з іншої сторони.

У випарній секції генератора ЕХМ  $\Gamma_B$  могла б використовуватися теплота пари і частково – високотемпературного водяного конденсату з температурою,  $^\circ\text{C}$ :

$$t_{кт3} = t_r + (5 \dots 10), \quad (3.4)$$

тоді (див. рис. 3.6):

$$Q_{ГВ} = G_{п} [r_{165} + c_{кт} (t_s - t_{кт3})]. \quad (3.5)$$

Це максимальна кількість теплоти, яку можна утилізувати від пари і водяного конденсату у випарній секції генератора ЕХМ  $\Gamma_B$  при  $t_r = 120$  °С і яка обмежується мінімальною різницею температур водяного конденсату і кипіння хладону в генераторі  $\Delta t_{\text{кт-Г}} = t_{\text{кт3}} - t_r = 5 \dots 10$  °С. Але для цього необхідно виконання умови: наявність додаткового джерела теплоти достатнього високого потенціалу – з температурою  $t_{\text{кт3}}$  близькою до температури  $t_r$ :  $t_{\text{кт3}} = t_r + (5 \dots 10)$  °С, що практично неможливо.

Розглянемо варіант, коли у випарній секції генератора ЕХМ використовується частка теплоти конденсації водяної пари  $r(1-x)$ , причому коли  $x = 0$ , вся теплота водяного конденсату утилізується у випарній секції генератора ЕХМ, а відношення теплопродуктивностей секцій генератора ЕХМ дорівнює  $Q_{\Gamma_B} / Q_{\Gamma_E} = 1,0$ . У випадку, коли теплота водяного конденсату  $r \cdot x$  частково утилізується у економайзерній секції генератора ЕХМ (умова:  $x > 0$ , а  $0,5 < Q_{\Gamma_B} / Q_{\Gamma_E} < 1,0$ ) для нагріву хладону з різницею температур  $t_s - t_{\text{кт4}}$ .

На рис. 3.7 представлений приріст холодопродуктивності  $Q_{0,\text{ЕХМ+ТН}}$  та теплопродуктивності  $Q_{\Gamma,\text{ЕХМ+ТН}}$  при використанні додаткової секції в генераторі ЕХМ бустерного теплового насосу. Як видно з рис. 3.7 (пунктирна лінія) при використанні інших джерел низькопотенціальної теплоти на судні можна досягнути приросту холодо- та теплопродуктивності до значення відношення випарної та економайзерної секцій генератора  $Q_{\Gamma_B} / Q_{\Gamma_E} = 0,8$ , тобто, до 80 % високопотенціальної теплоти водяної пари можливо використовувати у випарній секції генератора ЕХМ, але при використанні бустерного теплового насосу можливо досягти відношення  $Q_{\Gamma_B} / Q_{\Gamma_E} = 1,0$ . Тоді приріст холодопродуктивності ЕХМ з бустерним ТН збільшиться від  $Q_{0,\text{ЕХМ}} = 696$  кВт до  $Q_{0,\text{ЕХМ+ТН}} = 1159$  кВт, тобто на 39,9 % при коефіцієнті тепловикористання ЕХМ  $\zeta_{\text{ЕХМ}} = 0,3$ ; СОР ТН  $\zeta_{\text{ТН}} = 10,0$  і тиску насиченої водяної пари  $P_{\text{п}} = 0,7$  МПа.

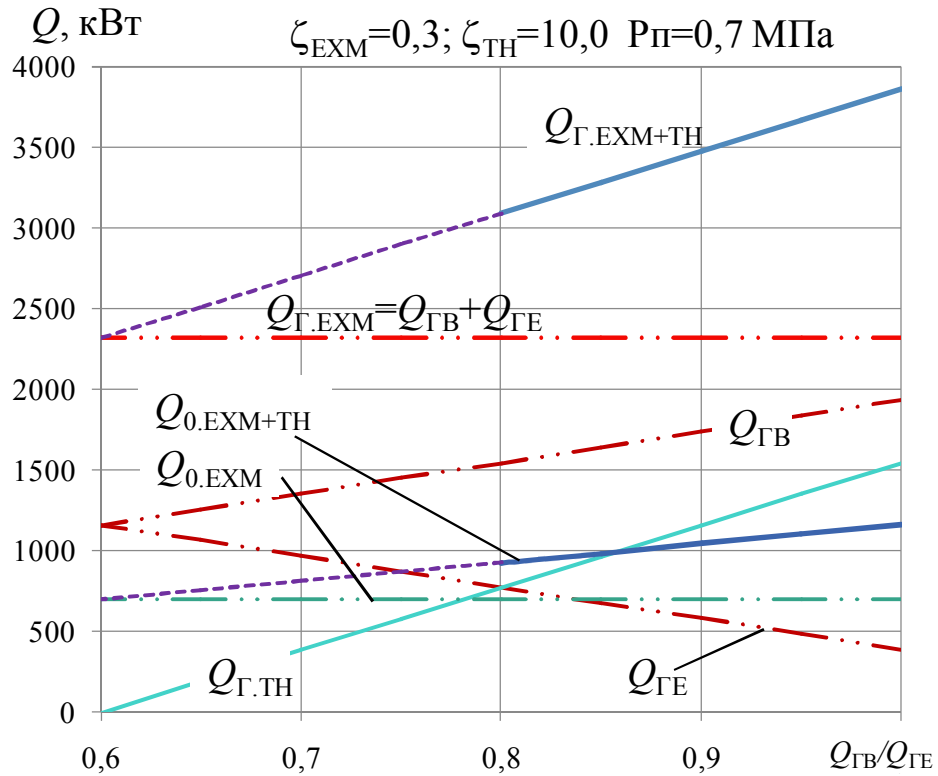


Рис. 3.7. Зміна холодо- та теплопродуктивності у EXM з бустерним ТН

$Q_{\text{Г.ЕХМ+ТН}}$  – сумарна теплопродуктивність ЕХМ з бустерним ТН;

$Q_{\text{Г.ЕХМ}}$  – теплопродуктивність ЕХМ;  $Q_{\text{ГВ}}$  – теплопродуктивність випарної секції генератора ЕХМ;  $Q_{\text{ГЕ}}$  – теплопродуктивність економайзерної секції генератора

ЕХМ;  $Q_{\text{Г.ТН}}$  – теплопродуктивність економайзерної секції генератора ТН;

$Q_{0.\text{ТЕХМ+ТН}}$  – сумарна холодопродуктивність ЕХМ і ТН;

$Q_{0.\text{ТЕХМ}}$  – холодопродуктивність ЕХМ

На рис. 3.8 видно приріст температури повітря на вході МОД  $\Delta t_{\text{п}}$  де  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ}} > 0,8$  при використанні теплонасосної секції в генераторі ЕХМ, а також при збільшенні коефіцієнта використання теплоти  $\zeta_{\text{ТХМ}}$  від 0,3 до 0,8 значення зміни температури  $\Delta t_{\text{п}}$  збільшується втричі. Також, із збільшенням коефіцієнту вологовипадіння від  $\xi = 1,5$  (рис. 3.8, *а*) до  $\xi = 3,0$  (рис. 3.8, *б*) різниця температур при охолодженні у В-ПО  $\Delta t_{\text{пАТН}}$  зменшується вдвічі (відповідно від 70...90 °С до 35...45 °С).

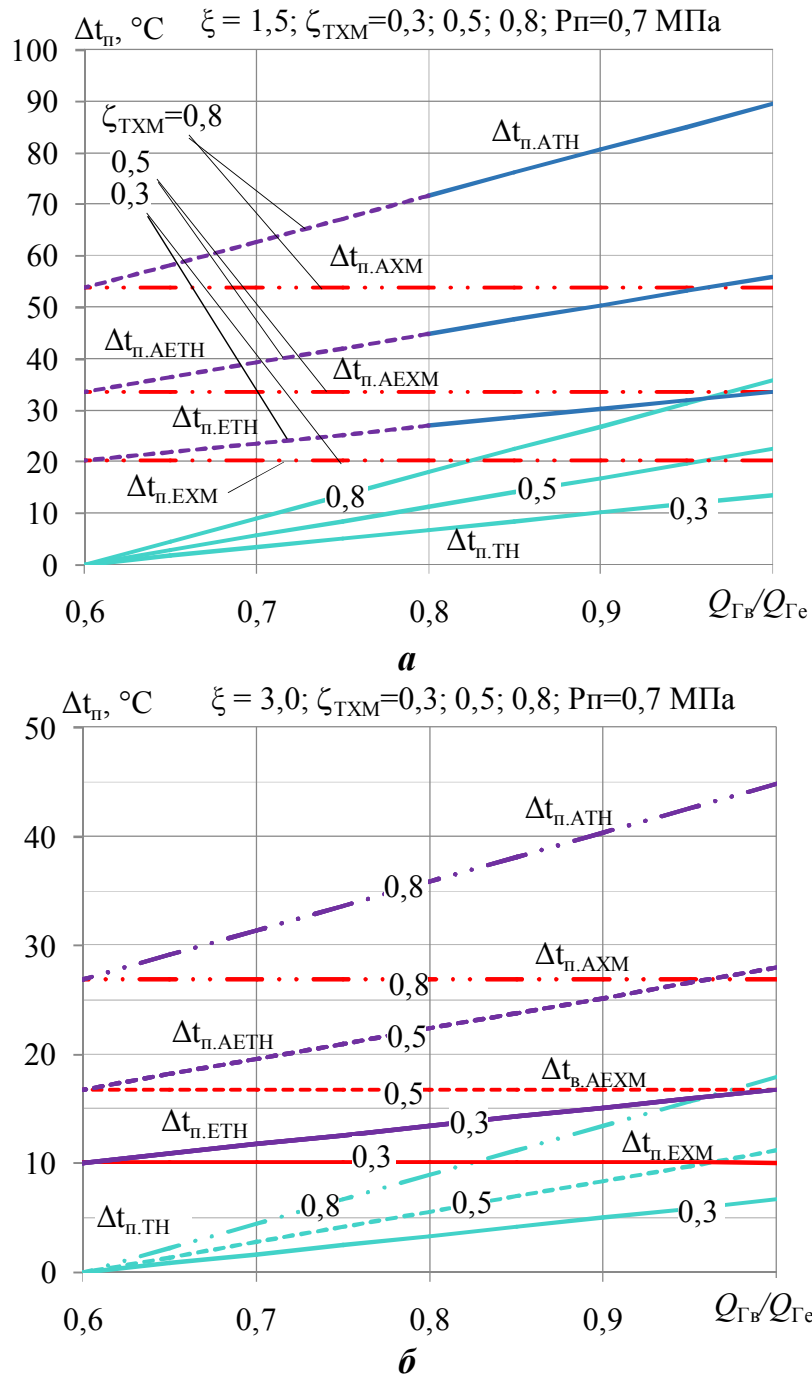


Рис. 3.8. Зміна температури повітря на вході МОД в залежності від відношення  $Q_{Гв}/Q_{Ге}$  витрати теплоти на економайзерну секцію генератора ТЕХМ при коефіцієнтах вологовипадіння  $\xi = 1,5$  (а) і  $\xi = 3,0$  (б) та різних теплових коефіцієнтах ТХМ  $\zeta_{ТХМ} = 0,3; 0,5; 0,8$ :  $\Delta t_{в.ATH}$ ,  $\Delta t_{в.AETH}$ ,  $\Delta t_{в.ETH}$  – сумарна зміна температури повітря при використанні ТХМ та ТН;  $\Delta t_{в.AXM}$ ,  $\Delta t_{в.AEXM}$ ,  $\Delta t_{в.EXM}$  – зміна температури повітря при використанні тільки ТХМ;  $\Delta t_{в.TH}$  – зміна температури повітря при використанні тільки ТН

### 3.2. Аналіз паливної ефективності охолодження повітря на вході суднової енергоустановки в ТХМ з тепловим насосом і утилізацією теплоти різних джерел

На рис. 3.9 наведені зміни витрати палива  $\Delta B_T$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ}$  та тиску насиченої пари в генераторі ЕХМ  $P_{п} = 0,3; 0,5; 0,7$  МПа, де  $\zeta_{ТН} = 12,0$ , а коефіцієнт використання теплоти ТХМ на прикладі ЕХМ  $\zeta_{ТХМ} = 0,3$ . Як видно з рис. 3.9, при використанні теплонасосної секції генератора ЕХМ значення сумарної витрати теплоти від'ємне.

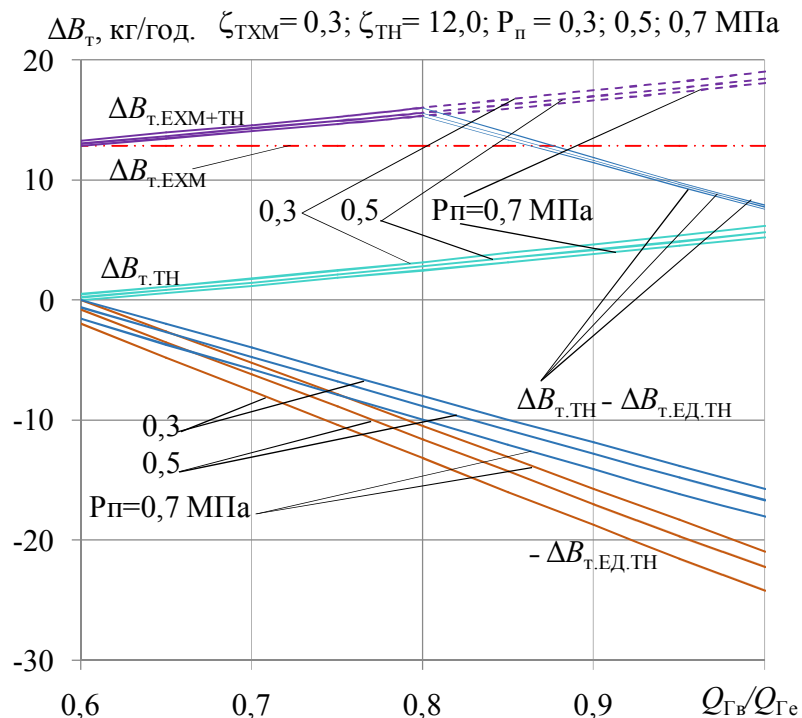


Рис. 3.9. Зміни витрати палива  $\Delta B_T$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ}$  та тиску насиченої пари в генераторі ТХМ  $P_{п} = 0,3; 0,5; 0,7$  МПа,  $\zeta_{ТН} = 12,0$ ,  $\zeta_{ТХМ} = 0,3$

$\Delta B_{T,EXM+TH}$  – сумарне зменшення витрати палива при використанні ЕХМ і ТН;

$\Delta B_{T,EXM}$  – зменшення витрати палива при використанні лише ЕХМ;

$\Delta B_{T,TH}$  – зменшення витрати палива при використанні лише ТН;

$\Delta B_{T,TH} - \Delta B_{T,ED,TH}$  – різниця між зекономленою та затраченою на електропривод компресора ТН витратою палива;  $-\Delta B_{T,ED,TH}$  – витрати палива на електропривод

ТН

Також з рис. 3.9 видно, що при зменшенні тиску насиченої водяної пари з 0,7 МПа до 0,3 МПа збільшуються витрати палива на електропривод ТН –  $\Delta B_{\text{т.ЕД.ТН}}$ , однак сумарна економія палива при використанні ТЕХМ з ТН  $\Delta B_{\text{т.ТХМ+ТН}}$  збільшується, це пов'язано із збільшення теплоти фазового переходу  $r$  при тиску насиченої пари 0,3 МПа по відношенню до тиску насиченої пари 0,7 МПа.

З рис. 3.10 видно, що при досягненні коефіцієнта тепловикористання ТХМ значення  $\zeta_{\text{ТХМ}} = 0,6$  і при максимальному значенні COP ТН  $\zeta_{\text{ТН}} = 12,0$ , сумарна економія палива при використанні ТХМ та ТН не змінюється і дорівнює  $\Delta B_{\text{т.ТН}} - \Delta B_{\text{т.ЕД.ТН}} = 0$ .

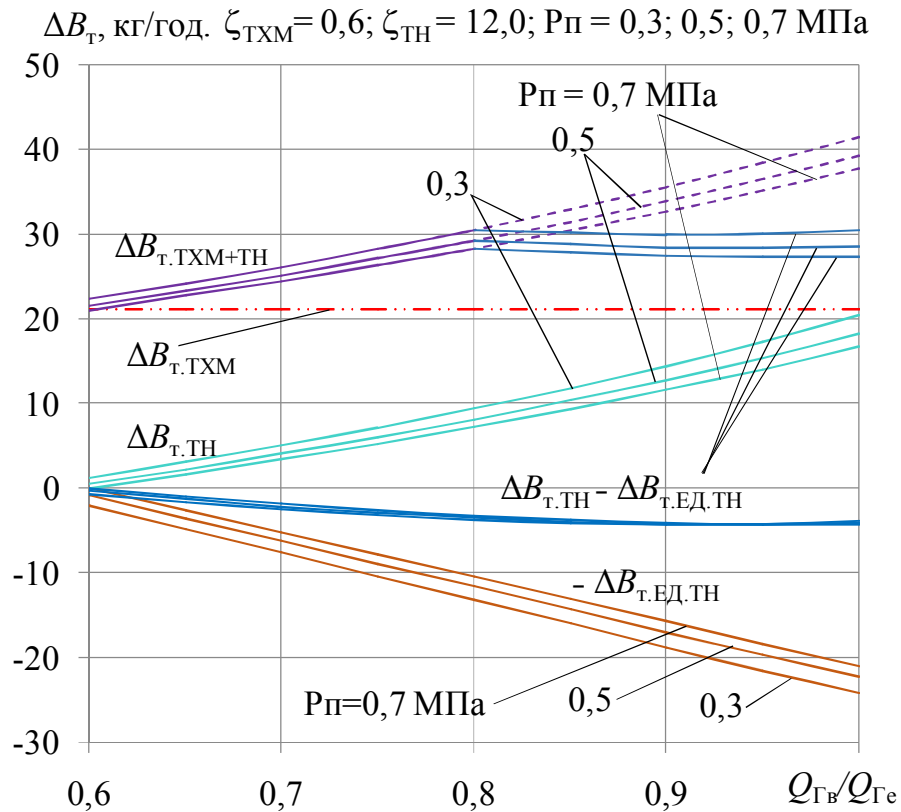


Рис. 3.10. Зміни витрати палива  $\Delta B_{\text{т}}$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ}}$  та тиску насиченої пари в генераторі ТХМ  $P_{\text{п}} = 0,3; 0,5; 0,7$  МПа,

$$\zeta_{\text{ТН}} = 12,0, \zeta_{\text{ТХМ}} = 0,6$$

Позначення ті ж, що і на рис. 3.9.

З рис. 3.11 видно, що при коефіцієнті тепловикористання ТХМ рівному  $\zeta_{\text{ТХМ}} = 0,8$  та при умові  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ}} = 1,0$  сумарна економія палива при використанні ТХМ з бустерним тепловим насосом зростає до  $\Delta B_{\text{Т}} = 13 \dots 18$  кг/год, тобто до 2,4...3,0 %.

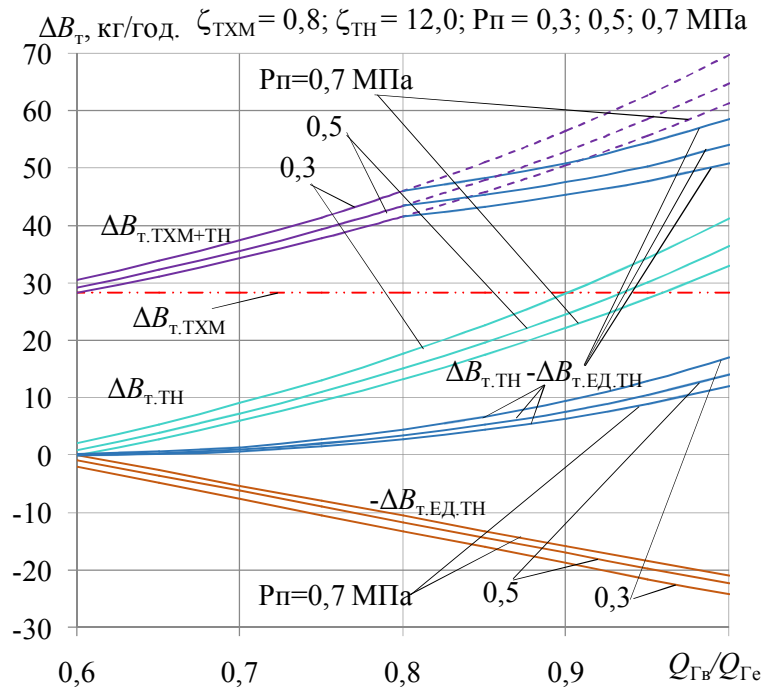


Рис. 3.11. Зміни витрати палива  $\Delta B_{\text{Т}}$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ}}$  та тиску насиченої пари в генераторі ТХМ  $P_{\text{п}} = 0,3; 0,5; 0,7$  МПа,

$$\zeta_{\text{ТН}} = 12,0, \zeta_{\text{ТХМ}} = 0,8$$

Позначення ті ж, що і на рис. 3.9.

На рис. 3.12 представлено залежність зміни витрати палива від  $\zeta_{\text{ТН}}$  ТН при коефіцієнті вологовипадіння  $\xi = 1,5$ . З рис. 3.12 видно, що при утилізації низькопотенційної теплоти ТН з коефіцієнтом трансформації теплоти  $\zeta_{\text{ТН}} = 6,0$  різниця між зекономленою та затраченою на електропривод компресора ТН витратою палива майже не залежить від відношення  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ}}$ , а числове значення дорівнює  $\Delta B_{\text{Т,ТН}} - \Delta B_{\text{Т,ЕД,ТН}} = 0,0$ .

Із зростанням коефіцієнту вологовипадіння зовнішнього повітря з  $\xi = 1,5$  до значення  $\xi = 3,0$  (спостерігається в нічні періоди доби),  $\Delta B_{\text{Т}}$  при використанні ТХМ з ТН дорівнює  $\Delta B_{\text{Т,ТН}} - \Delta B_{\text{Т,ЕД,ТН}} = 0,0$ , як видно з рис. 3.13. А

у випадку зниження коефіцієнта  $\zeta_{\text{ТН}} < 10$ , економія палива  $\Delta B_{\text{Т}}$  має від'ємне значення.

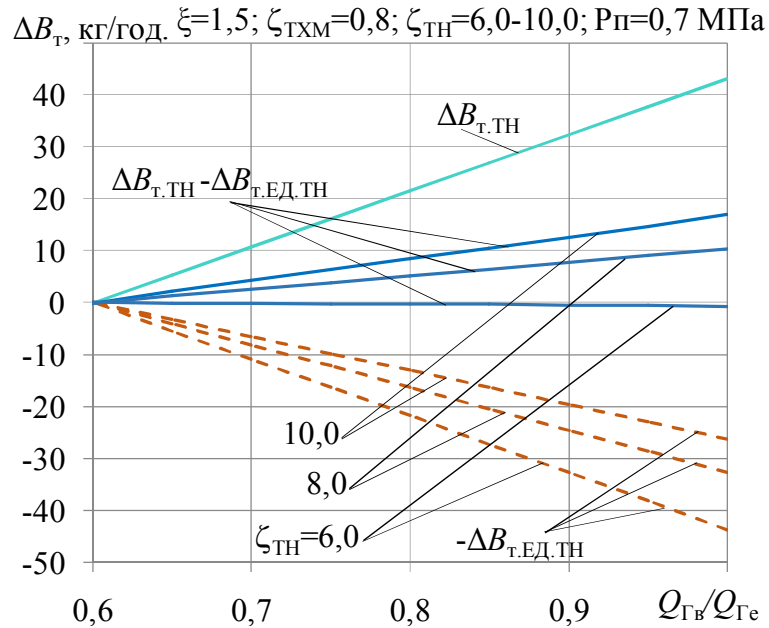


Рис. 3.12. Зміна витрати палива  $\Delta B_{\text{Т}}$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ}}$  при різних  $\zeta_{\text{ТН}}$  та при коефіцієнті вологовипадіння  $\xi = 1,5$

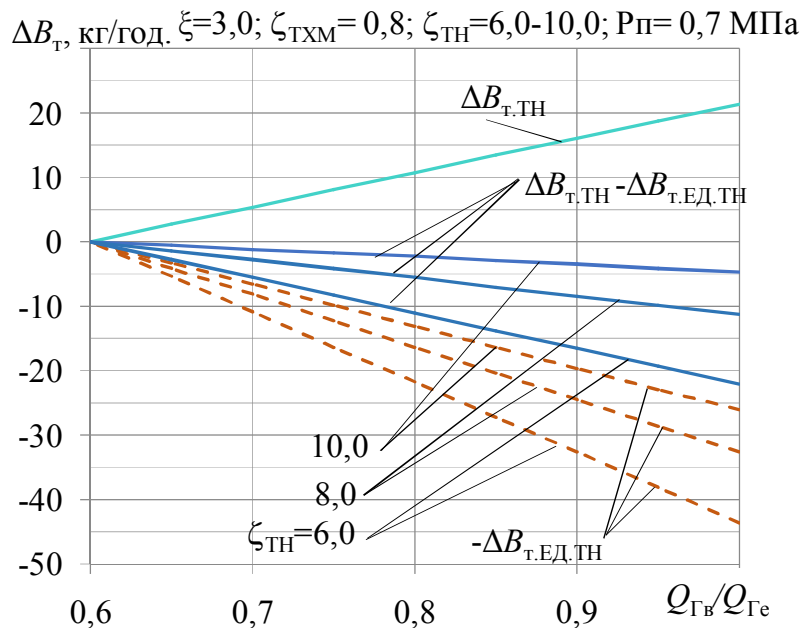


Рис. 3.13. Зміна витрати палива  $\Delta B_{\text{Т}}$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ}}$  при різних  $\zeta_{\text{ТН}}$  та при коефіцієнті вологовипадіння  $\xi = 3,0$

На рис. 3.14 приведені зміни холодо- та теплопродуктивності ТХМ з ТН в залежності від  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ}}$  при різних  $P_{\text{п}} = 0,3, 0,5, 0,7 \text{ МПа}$ .



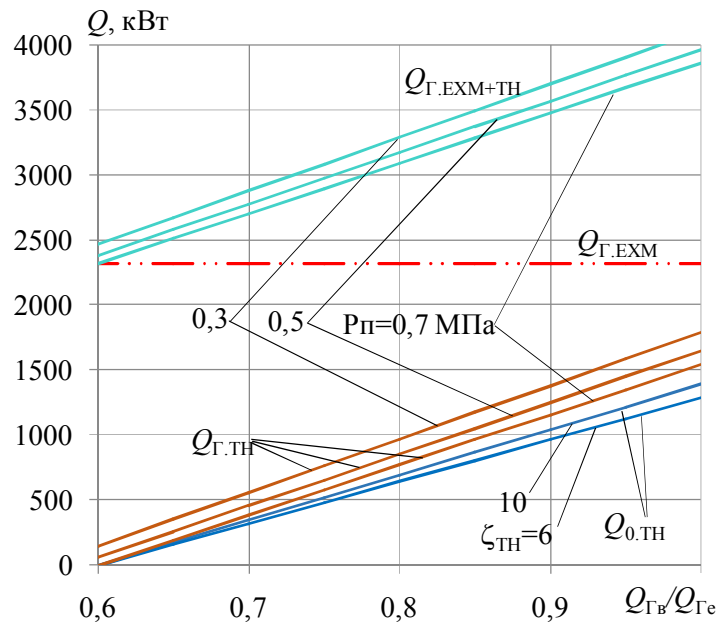


Рис. 3.14. Зміни холодо- та теплопродуктивності ТХМ з ТН в залежності від  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ}$  при різних  $P_{п} = 0,3, 0,5, 0,7$  МПа в залежності від масового паровмісту, водяної пари, що конденсується у генераторі  
Позначення ті ж, що і на рис. 3.7.

Як видно з рис. 3.14, з підвищенням відсотку конденсації високопотенційної теплоти водяного конденсату у випарній секції генератора ЕХМ  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ}$  для нагріву конденсату хладону, збільшується використання низькопотенційної теплоти інших джерел у теплонасосній секції генератора ЕХМ, відповідно збільшується загальна кількість теплоти, що утилізується в ЕХМ з ТН, а при відношенні  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ} < 0,6$  низькопотенційна теплота додаткових джерел не використовується взагалі, чому відповідають  $Q_{Г.ТН} = 0$  і  $Q_{Г.ЕХМ+ТН} = Q_{Г.ТН}$  (див. рис. 3.7). Також, чим нижчий тиск водяної пари  $P_{п}$  (відповідно нижча температура насичення  $t_s$  і більша теплота конденсації  $r$ ), тим більше низькопотенційної теплоти додаткових джерел необхідно для теплонасосної секції генератора ЕХМ. Слід зазначити, що вказані закономірності зміни співвідношень теплових навантажень секцій  $\Gamma_{В}$ ,  $\Gamma_{Е}$  та  $\Gamma_{ТН}$  мають місце при  $t_r = 120$  °С, коли  $Q_{ГЕ} + Q_{Г.ТН} = Q_{ГВ}$ . З підвищенням теплового коефіцієнту ТН  $\zeta_{ТН}$  кількість теплоти додаткового джерела, що необхідний для випарника ТН  $Q_{0.ТН}$  (холодопродуктивність випарника ТН) дещо збільшується.

### 3.3. Висновки з розділу 3

В залежності від кліматичних умов експлуатації на окремих відрізках рейсу на прикладі рейсової лінії "Маріуполь-Амстердам-Маріуполь" показана необхідність в трансформації скидної теплоти дизеля як з одержанням "енергетичного" холоду для охолодження повітря на вході турбокомпресора тепловикористовуючої холодильної машини, так і використанням скидної теплоти на теплофікаційні потреби. Визначені деякі шляхи реалізації обох варіантів трансформації теплоти, включаючи і сумісну.

В результаті аналізу розподілу високопотенційної теплоти водяної пари, що генерується утилізаційним котлом, в тепловикористовуючій холодильній машині з бустерним тепловим насосом для охолодження повітря на вході суднового дизеля, одержані залежності для співвідношення теплових навантажень на випарну, економайзерну і теплонасосну секції генератора тепловикористовуючої холодильної машини, подані у графічному вигляді і дозволяють вибрати їх величини, забезпечуючи раціональне використання високопотенційної теплоти водяної пари і низькопотенційної теплоти додаткових джерел при тисках водяної пари  $P_n = 0,3; 0,5 \text{ і } 0,7 \text{ МПа}$ , характерних для судових утилізаційних котлів.

Основні результати робіт з розділу 3 наведені у [63 – 72].

**РОЗДІЛ 4**  
**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ**  
**КОНДЕНСАТУ ПАРИ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ**  
**ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ**  
**І ТЕПЛОВИМИ НАСОСАМИ З ОХОЛОДЖЕННЯМ ПОВІТРЯ**  
**НА ВХОДІ СУДНОВОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ**

**4.1. Аналіз теплових характеристик розробленої системи охолодження повітря на вході суднової енергоустановки в ТХМ з тепловим насосом і утилізацією теплоти системи теплофікації**

Для теплофікаційних потреб на суднах може використовуватись не безпосередньо пара з утилізаційного парового котла (УК), а теплота її конденсації у вигляді гарячої води, нагрітої в конденсаторі водяної пари (КП) і циркулюючої в системі тепlopостачання суднових споживачів пари (СП). Тоді на відрізках рейсу з теплим і навіть спекотним кліматом, коли обсяги теплоти, що витрачається на теплофікаційні потреби, різко скорочуються, а проблема охолодження повітря на вході суднової енергоустановки, навпаки, стоїть дуже гостро, теплоту гарячої води доцільно використовувати в ТХМ для виробництва холоду.

В залежності від призначення судна в УК отримують пару низького  $P_H = 0,3$  МПа, середнього  $P_C = 0,5$  МПа і високого  $P_B = 0,7$  МПа тисків. Відповідно і температура конденсату може сягати значення  $t_{кт} = 165$  °С (при  $P_B = 0,7$  МПа). Оскільки протягом рейсу можуть змінюватися температура  $t_{зп}$  і вологість  $\phi_{зп}$  зовнішнього повітря, то зниження температури повітря  $\Delta t_n$  в охолоджувачі на вході ТК і відповідне скорочення споживання палива МОД слід визначати для судна на конкретній рейсовій лінії.

Як приклад, розглянуто балкер типу "Київ" з головним двигуном фірми "MAN" марки 7S50ME-C9.5-ТІІ (номінальна потужність  $N_H = 12460$  кВт,



Принцип дії системи охолодження повітря на вході ТК МОД з утилізацією в ЕХМ теплоти конденсату водяної пари після суднових споживачів полягає в тому, що водяний конденсат подається в генератор ЕХМ, де його теплота використовується для отримання пари хладону R142b у процесі нагріву рідкого хладону з конденсатора ЕХМ та його випаровування при температурі кипіння  $t_r = 110...120$  °С. При цьому температура водяного конденсату знижується від початкової  $t_{кт} = 135...165$  °С (залежно від тиску водяної пари в УК) до  $t_{кт} = 115...130$  °С у випарній секції генератора ЕХМ (на  $5...10$  °С вище температури кипіння хладону  $t_r = 110...120$  °С) і нижче в економайзерній секції генератора ЕХМ, яка служить для нагріву рідкого хладону до температури кипіння  $t_r = 110...120$  °С.

У разі необхідності (за відсутності значних витрат теплоти водяного конденсату на охолодження повітря на вході МОД) водяний конденсат охолоджується забортною водою в охолоджувачі конденсату ОКт і подається до ТЯ з температурою  $t_{кп} = 60...70$  °С.

Застосування в ЕХМ хладонів дозволяє охолоджувати повітря на вході МОД до порівняно низьких температур  $\Delta t_{п} = 15...25$  °С без необхідності підтримки вакууму у В-ПО.

Як видно з рис. 3.4, *a* (див. розділ 3), на ділянці теплої зони рейсу (від початку рейсу до 2200 миль та від 5400 до 7600 миль) при температурі зовнішнього повітря  $t_{зп}$  більше 25 °С холодопродуктивності ЕХМ, що використовує, зокрема теплоту конденсації водяної пари з УК у вигляді гарячої води та конденсату після конденсатора водяної пари КП, недостатньо  $\Delta Q_0 > 119...143$  % (рис. 3.4, *b*, див. розділ 3) для охолодження повітря на вході МОД до температури  $t_{в2} = 15$  °С. Для збільшення холодопродуктивності ЕХМ необхідні додаткові джерела теплоти для генератора ЕХМ. У разі ж недостатньо високої температури інших джерел теплоти для її підвищення можна застосовувати бустерний тепловий насос (рис. 4.2). В якості НПТ джерела теплоти у випарнику ТН може використовуватися вода з температурою  $80...85$  °С контуру охолодження втулок циліндрів МОД.

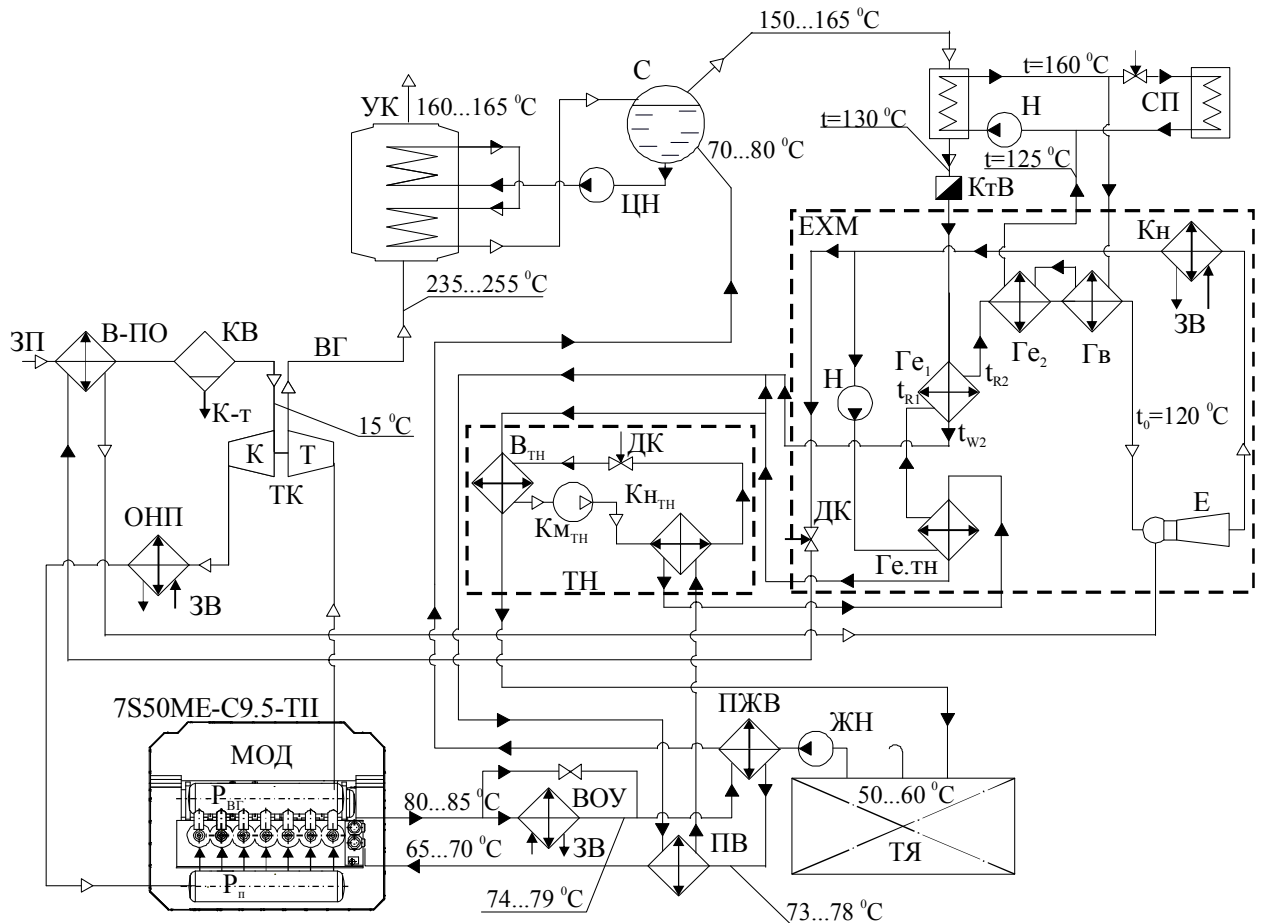


Рис. 4.2. Схема системи утилізації з охолодженням повітря на вході МОД в ЕХМ з використанням теплоти конденсату пари і бустерним тепловим насосом: температури  $t_{R1}$  і  $t_{R2}$  – хладону на вході і виході економайзерної секції ЕХМ;  $t_{w2}$  – конденсату пари;  $R_p$  – ресивер повітряний;  $R_{vг}$  – ресивер відхідних газів;  $V_{тн}$  – випарник ТН;  $K_{мТн}$  – компресор ТН;  $K_{нТн}$  – конденсатор ТН; ДК – дросельний клапан;  $\Gamma_{e.тн}$  – теплонасосна економайзерна секція генератора ЕХМ;  $\Gamma_{e1}$  та  $\Gamma_{e2}$  – економайзерні секції генератора ЕХМ;  $\Gamma_v$  – випарна секція генератора ЕХМ; Н – насос; Е – ежектор; КН – конденсатор ЕХМ; ЗВ – забортна вода; ЗП – зовнішнє повітря; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач; КВ – конденсатовідвідник; К-т – конденсат; ВГ – відхідні гази; К – компресор; Т – турбіна; ТК – турбокомпресор; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; С – сепаратор пари; СП – споживачі пари; ОКт – охолоджувач конденсату; ЦН – циркуляційний насос УК; ВОУ – водоопріснювальна установка; ПВ – підігрівач води; ЖН – живильний насос; ПЖВ – підігрівач живильної води; ТЯ – теплий ящик

В схемі на рис. 4.2 в економайзерній секції  $\Gamma_{E1}$  генератора ЕХМ рідкий хладон попередньо нагрівається за рахунок теплоти водяного конденсату, який надходить з конденсатора пари КП, а в економайзерній секції  $\Gamma_{E2}$  рідкий хладон остаточно нагрівається до температури кипіння хладону  $t_r = 110 \dots 120 \text{ }^\circ\text{C}$  за рахунок теплоти гарячої води, що надходить з випарної секції  $\Gamma_B$  генератора ЕХМ.

Теплові навантаження випарної  $Q_{\Gamma B}$  і другої економайзерної  $Q_{\Gamma E2}$  секцій генератора ТЕХМ та теплонасосної секції  $Q_{\Gamma TH}$  співвідносяться як відношення кількості теплоти, необхідної для випаровування 1 кг хладону при температурі кипіння у генераторі  $t_r$ , тобто питомої теплоти фазового переходу хладону  $r_x$  (без перегріву парів хладону в генераторі), і кількості теплоти, що необхідно для нагріву 1 кг рідкого хладону, що надходить із конденсатора ЕХМ до економайзера другої секцій після нагріву в економайзері першої ступені, від температури конденсації  $t_k$  до температури кипіння хладону в генераторі  $t_r$ , кВт:

$$(Q_{\Gamma B} / Q_{\Gamma E2}) + Q_{\Gamma E1} + Q_{\Gamma TH} = r_x / (c_x \cdot (t_r - t_k)). \quad (4.1)$$

На рис. 4.3 показані випарна  $\Gamma_B$ , економайзерні  $\Gamma_{E1}$  і  $\Gamma_{E2}$  та теплонасосна  $\Gamma_{E,TH}$  секції генератора ТЕХМ, а також орієнтовно, як приклад, температури конденсату та холодоносіїв в цих секціях.

Відповідно до циклу ТЕХМ при  $t_r = 120 \text{ }^\circ\text{C}$  питомі теплові навантаження на економайзерну секцію генератора  $q_{R,\Gamma E2}$  і випарну секцію генератора  $q_{R,\Gamma B}$ , відповідно і повні теплові навантаження  $Q_{\Gamma E2} = q_{R,\Gamma E} \cdot G_{RG}$  і  $Q_{\Gamma B} = q_{R,\Gamma B} \cdot G_{RG}$  (де  $G_{RG}$  – витрата хладону через генератор ТЕХМ) приблизно однакові:

$$q_{R,\Gamma E2} \approx q_{R,\Gamma B} \text{ та } Q_{\Gamma E2} \approx Q_{\Gamma B}. \quad (4.2)$$

Можливі два варіанта вибору теплового навантаження генератора ЕХМ  $Q_\Gamma = Q_{\Gamma E1} + Q_{\Gamma E2} + Q_{\Gamma B}$  (при температурі кипіння хладону у генераторі  $t_r = 120 \text{ }^\circ\text{C}$ ) в залежності від можливих затрат на охолодження циклового повітря дизеля протягом рейсу: перший, у випадку, коли обмежуються наявною теплотою конденсату після суднових споживачів пари, другий, у випадку, коли

при дефіциті теплоти конденсату пари використовують інші джерела збросної теплоти на судні, підвищуючи їх тепловий потенціал тепловим насосом.

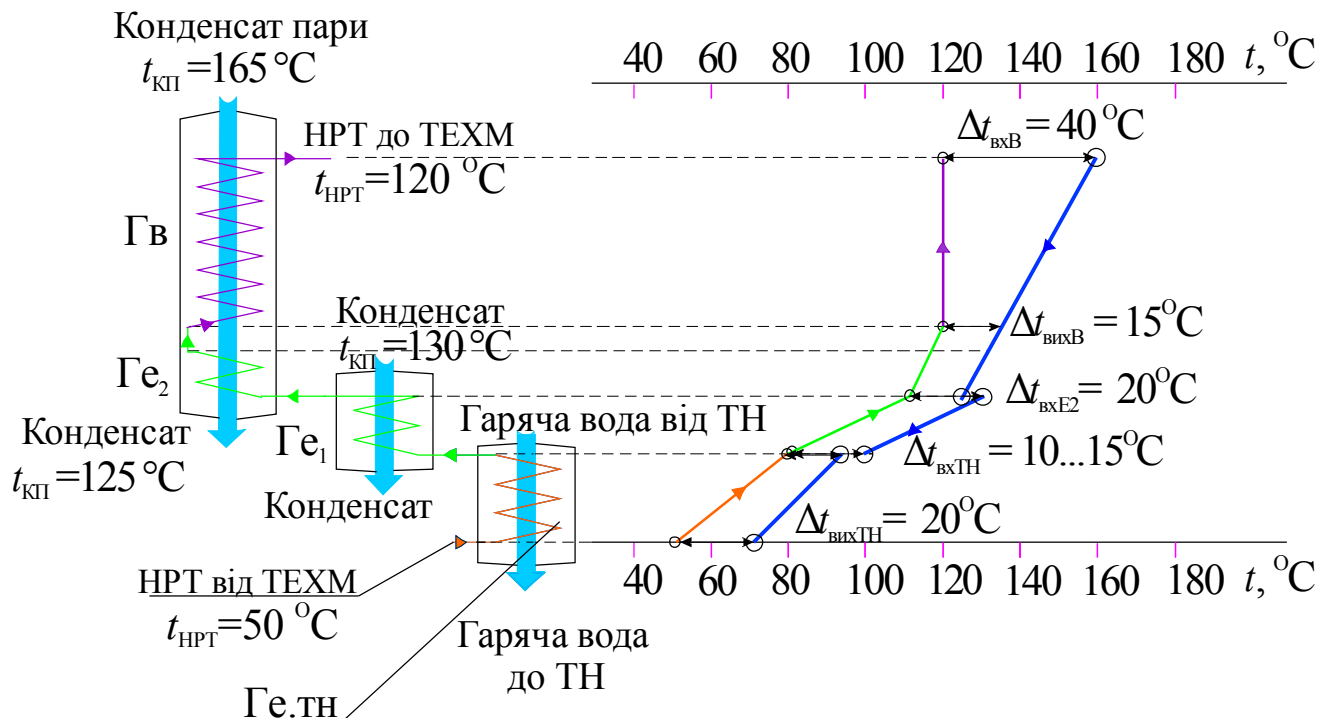


Рис. 4.3. Розподіл температур повітря та холодоносіїв у випарній економайзерній і теплонасосній секціях ТЕХМ при утилізації конденсату пари

У першому випадку, використовується приблизно однакова кількість теплоти для випарної й економайзерної секцій генератора ЕХМ  $Q_{ГЕ2} \approx Q_{ГВ}$ . У випарнику генератора ЕХМ спрацьовує (утилізується) до 50 % високотемпературного теплоперепаду ВГ. Друга частина високотемпературного теплоперепаду ВГ використовується в економайзерних секціях  $\Gamma_{Е1} + \Gamma_{Е2}$  генератора ЕХМ для нагріву рідкого хладону після конденсатора ЕХМ від низької температури  $t_k = 35^\circ\text{C}$  до температури кипіння хладону  $t_r = 120^\circ\text{C}$ .

Цілком очевидно, що для нагріву рідкого сконденсованого хладону (після конденсатора ЕХМ) з низькою температурою до  $t_k = 35 \dots 50^\circ\text{C}$ , доцільно використовувати низькопотенційне джерело теплоти (наприклад води, що охолоджує втулки циліндрів МОД), подаючи його в додаткову бустерну теплонасосну секцію  $\Gamma_{Е.ТН}$ . При цьому мінімальна температура  $t_w$  додаткового



джерела теплоти (гарячої води) визначається за температурою конденсату хладону  $t_{R_{KT}}$  на вході до економайзерної секції  $\Gamma_{E1}$  генератора ЕХМ (без додаткової бустерної теплонасосної секції  $\Gamma_{E.TH}$ ), нагрітого за рахунок теплоти конденсату пари. Температуру конденсату хладону  $t_{R_{KT}}$  перед економайзерною секцією  $\Gamma_{E1}$  генератора ЕХМ знаходять із теплового балансу економайзерної секції  $\Gamma_{E1}$  генератора ЕХМ згідно можливої теплоти водяного конденсату (включаючи частину теплоти конденсації пари при нехватці теплоти додаткових джерел теплоти), з однієї сторони, і конденсату хладону, що нагрівається від температури конденсації  $t_{R_{KT}}$  до температури кипіння  $t_s$  за рахунок наявної теплоти водяного конденсату, з іншої сторони.

У випарній секції  $\Gamma_B$  генератора ЕХМ могла б використовуватися фактично вся теплота високотемпературного водяного конденсату з температурою  $t_{KT3} = t_r + (5 \dots 10) \text{ }^\circ\text{C}$ , тоді:  $Q_{\Gamma B} = G_K \cdot c_{KT} (t_s - t_{KT3})$  (див. рис. 4.3). Це максимальна кількість теплоти, яку можна утилізувати від водяного конденсату у випарній секції  $\Gamma_B$  генератора ЕХМ при  $t_r = 120 \text{ }^\circ\text{C}$  і яка обмежується мінімальною різницею температур водяного конденсату і кипіння хладону в генераторі

$\Delta t_{KT-r} = t_{KT3} - t_r = 5 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Але для цього необхідно виконання умови: наявність додаткового джерела теплоти достатнього високого потенціалу – з температурою  $t_{KT3}$  близькою до температури  $t_r$ :  $t_{KT3} = t_r + (5 \dots 10) \text{ }^\circ\text{C}$ , що практично неможливо.

Розглянемо варіант, коли у випарній секції генератора ЕХМ використовується частка теплоти конденсату пари, причому коли вся теплота водяного конденсату утилізується у випарній секції генератора ЕХМ, то відношення теплопродуктивностей секцій генератора ЕХМ дорівнює  $Q_{\Gamma B} / Q_{\Gamma E2} = 1,0$ . У випадку, коли теплота водяного конденсату частково утилізується у економайзерній секції  $\Gamma_{E2}$  генератора ЕХМ відношення теплопродуктивностей секцій генератора ЕХМ дорівнює  $0,5 < Q_{\Gamma B} / Q_{\Gamma E2} < 1,0$  для нагріву хладону з різницею температур  $t_s - t_{KT4}$ .

На рис. 4.4 представлений приріст холодопродуктивності  $Q_{0.EXM+TH}$  та теплопродуктивності  $Q_{Г.EXM+TH}$  при використанні додаткової секції в генераторі EXM бустерного теплового насосу.

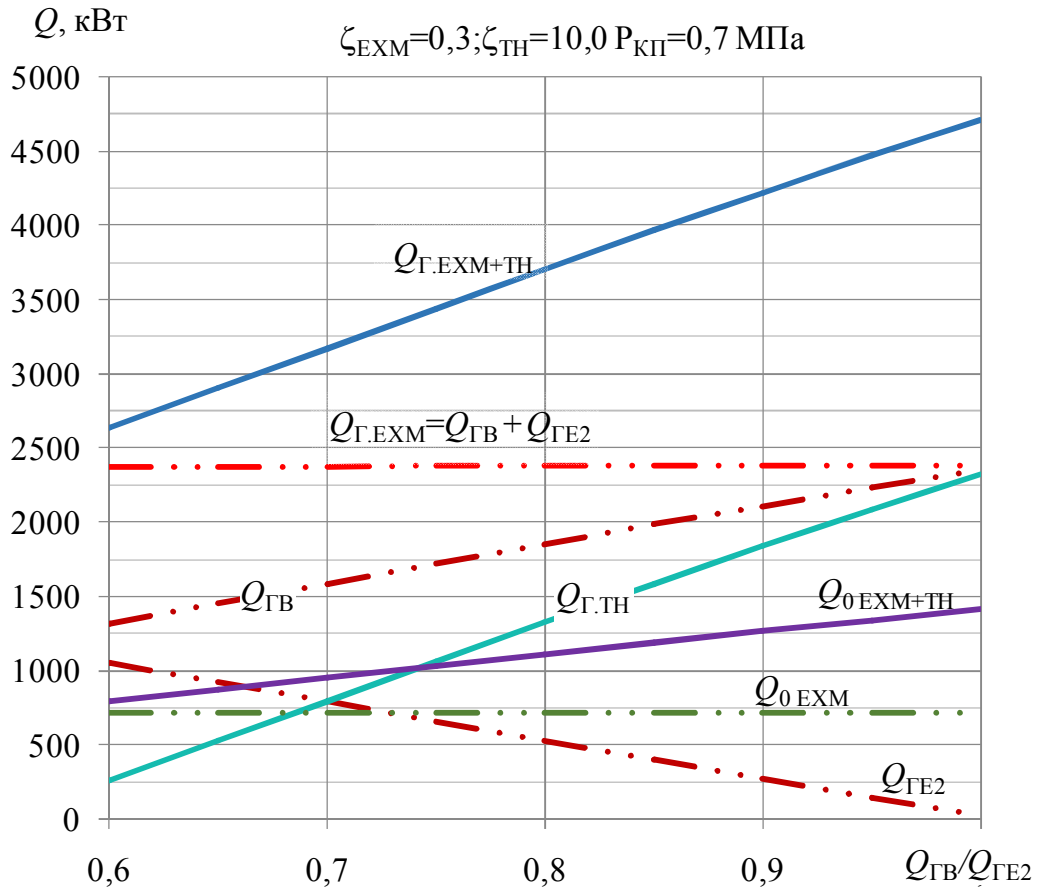


Рис. 4.4. Зміна холодо- та теплопродуктивності у EXM з бустерним ТН

$Q_{Г.EXM+TH}$  – сумарна теплопродуктивність EXM з бустерним ТН;  
 $Q_{Г.EXM}$  – теплопродуктивність ТЕХМ;  $Q_{ГВ}$  – теплопродуктивність випарної секції генератора ТЕХМ;  $Q_{ГЕ2}$  – теплопродуктивність другої економайзерної секції генератора ТЕХМ;  $Q_{Г.TH}$  – теплопродуктивність економайзерної секції генератора ТН;  $Q_{0.TEXM+TH}$  – сумарна холодопродуктивність ТЕХМ і ТН;  
 $Q_{0.TEXM}$  – холодопродуктивність ТЕХМ

Як видно з рис. 4.4, використання бустерного теплового насосу та утилізація теплоти конденсату пари на 100% у випарній секції генератора EXM збільшують холодопродуктивність установки майже вдвічі, на  $\Delta Q_0 = 697$  кВт, з  $Q_{0.EXM} = 714$  кВт до  $Q_{0.EXM+TH} = 1411$  кВт. Також теплопродуктивність установки

з ЕХМ та бустерним ТН зроста майже вдвічі  $\Delta Q_{\Gamma} = 2324$  кВт від  $Q_{\Gamma.ЕХМ} = 2379$  кВт до  $Q_{\Gamma.ЕХМ+ТН} = 4703$  кВт при коефіцієнтах тепловикористання ЕХМ  $\zeta_{ЕХМ} = 0,3$ ; ТН  $\zeta_{ТН} = 10,0$  і тиску конденсату пари  $P_{\Pi} = 0,7$  МПа.

У випадку використання двох економайзерних секцій  $\Gamma_{Е1}$  та  $\Gamma_{Е2}$  генератора ЕХМ з різними джерелами високопотенційної теплоти необхідно збалансувати температури конденсату пари з однієї сторони та рідкого хладону з іншої. Температура сумарного конденсату пари на виході з першої економайзерної секції генератора  $\Gamma_{Е1}$  ЕХМ  $t_{w2}$  повинна бути більшою на  $5...10$  °С (лінія  $t_{w2} - t_{R1}$  на рис. 4.5 при тепловому коефіцієнті ТХМ  $\zeta_{ТХМ} = 0,3$ ) за температуру рідкого хладону  $t_{R1}$ , що входить до першої економайзерної секції  $\Gamma_{Е1}$  генератора ЕХМ.

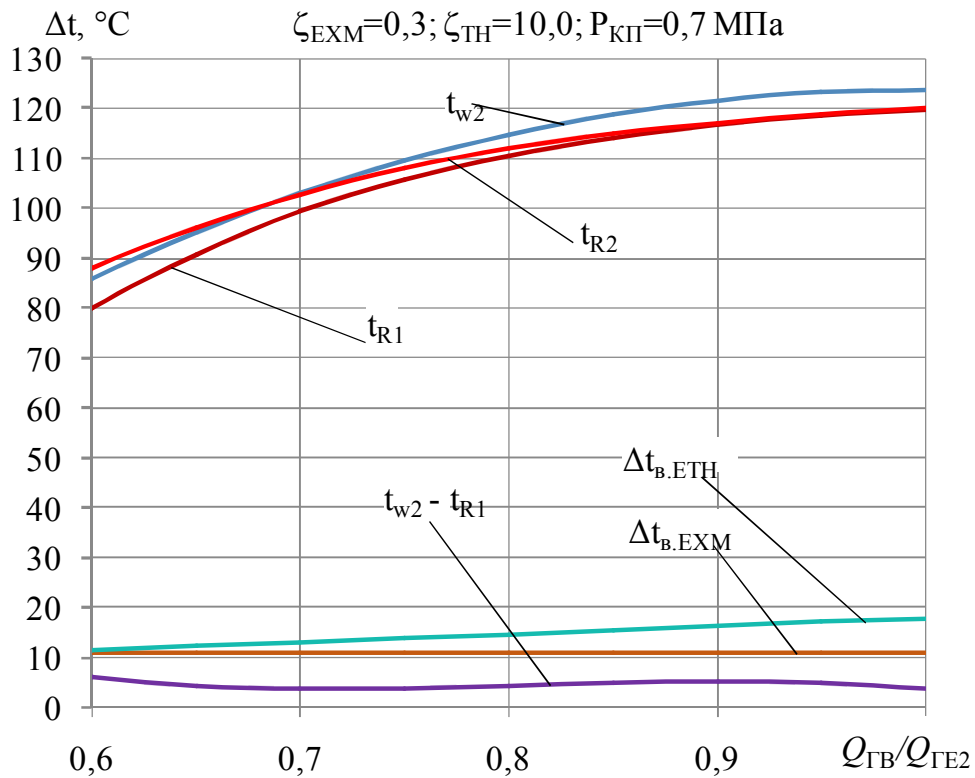


Рис.4.5. Зміна температур конденсату пари та хладону в залежності від відношення  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ2}$  витрати теплоти на економайзерну секцію генератора

ЕХМ при тепловому коефіцієнті ТХМ  $\zeta_{ТХМ} = 0,3$

Позначення ті ж, що і на рис. 4.2.

На рис. 4.6 наведено зміну температур конденсату пари та хладону в залежності від відношення  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ2}$  витрати теплоти на економайзерну секцію генератора ЕХМ, з якої видно, що використання каскадної тепловикористовуючої абсорбційно-ежекторної холодильної машини з тепловими коефіцієнтами ТХМ  $\zeta_{ТХМ} = 0,7$  та бустерним ТН  $\zeta_{ТН} = 10,0$  за умови  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ2} = 1,0$  призводить до збільшення температури на охолодження повітря у В-ПО  $\Delta t_{в.ETH} = 58,2$  °С майже втричі (зміна температури повітря на вході МОД при використанні КАЕХМ  $\Delta t_{в.ETH} = 20,7$  °С).

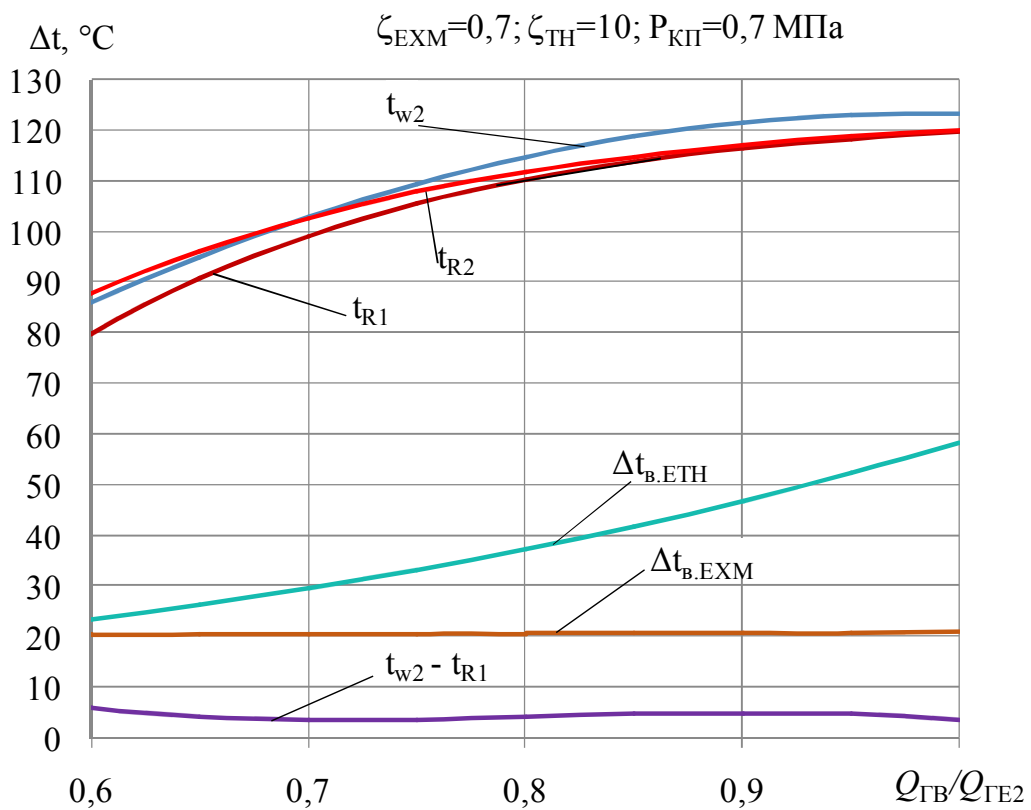


Рис.4.6. Зміна температур конденсату пари та хладону в залежності від відношення  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ2}$  витрати теплоти на економайзерну секцію генератора ЕХМ при тепловому коефіцієнті ТХМ  $\zeta_{ТХМ} = 0,7$

Позначення ті ж, що і на рис. 4.2.

На рис. 4.7 наведено зміни температури повітря на вході МОД в залежності від відношення  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ2}$  витрати теплоти на економайзерну секцію генератора ЕХМ при коефіцієнтах вологовипадіння  $\xi = 1,5$  і  $\xi = 3,0$  та різних

теплових коефіцієнтах ТХМ  $\zeta_{\text{ТХМ}} = 0,3; 0,5; 0,7$ . Як видно, приріст температури повітря на вході МОД  $\Delta t_{\text{п}}$ , де  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ}} = 1,0$  при використанні теплонасосної секції в генераторі ТЕХМ, а також при збільшенні теплового коефіцієнта ТХМ  $\zeta_{\text{ТХМ}}$  від 0,3 до 0,7 значення зміни температури  $\Delta t_{\text{п}}$  збільшується майже втричі.

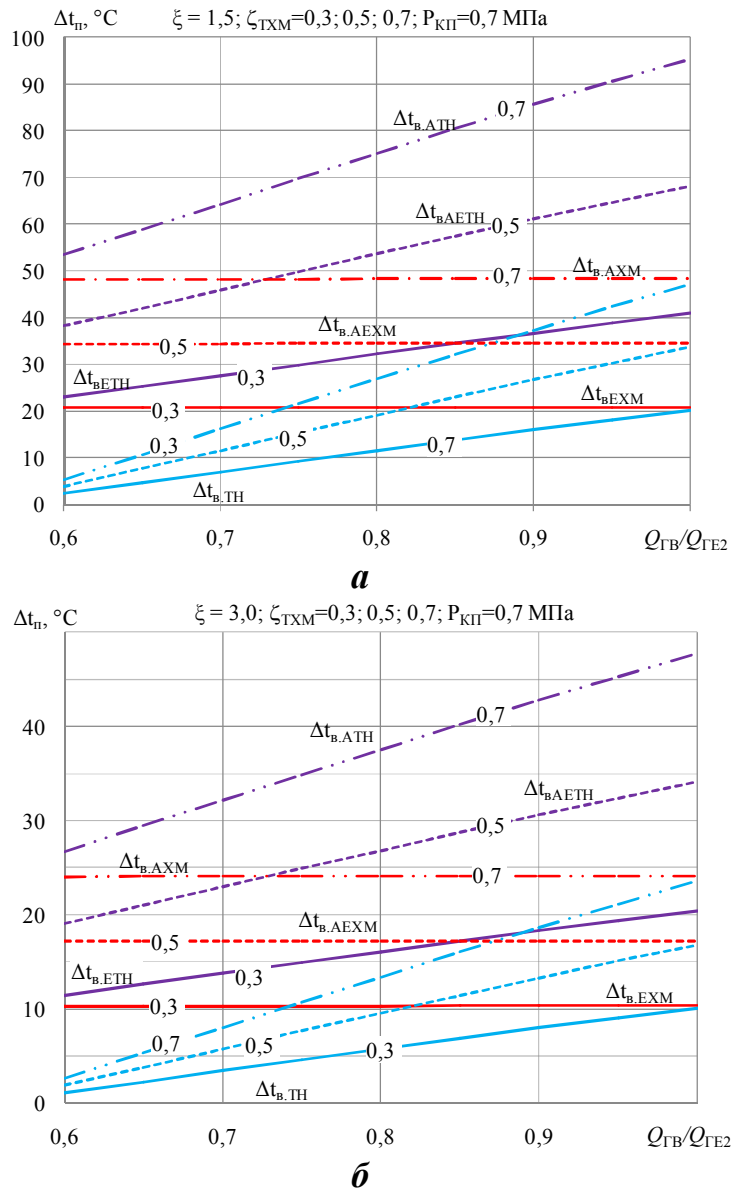


Рис. 4.7. Зміна температури повітря на вході МОД в залежності від відношення  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ2}}$  витрати теплоти на економайзерну секцію генератора ЕХМ при коефіцієнтах вологовипадіння  $\xi = 1,5$  (а) і  $\xi = 3,0$  (б) та різних теплових коефіцієнтах ТХМ  $\zeta_{\text{ТХМ}} = 0,3; 0,5; 0,7$ :  $\Delta t_{\text{в.АТН}}$ ,  $\Delta t_{\text{в.АЕТН}}$ ,  $\Delta t_{\text{в.ЕТН}}$  – сумарна зміна температури повітря при використанні ТХМ та ТН;  $\Delta t_{\text{в.АХМ}}$ ,  $\Delta t_{\text{в.АЕХМ}}$ ,  $\Delta t_{\text{в.ЕХМ}}$  – зміна температури повітря при використанні тільки ТХМ;  $\Delta t_{\text{в.ТН}}$  – зміна температури повітря при використанні тільки ТН

Зі збільшенням коефіцієнта вологовипадіння від  $\xi = 1,5$  (рис. 4.7,а) до  $\xi = 3,0$  (рис. 4.7, б) різниця температур при охолодженні у В-ПО  $\Delta t_{\text{ПАТН}}$  зменшується вдвічі (відповідно від 70...90 °С до 35...45 °С).

#### 4.2. Аналіз паливної ефективності охолодження повітря на вході суднової енергоустановки в ТХМ з тепловим насосом і утилізацією теплоти системи теплофікації

На рис. 4.8 наведені зміни витрати палива  $\Delta B_{\text{T}}$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ2}}$ , де  $\zeta_{\text{ТН}} = 10,0$ , а коефіцієнт використання теплоти ЕХМ  $\zeta_{\text{ТХМ}} = 0,3$ .

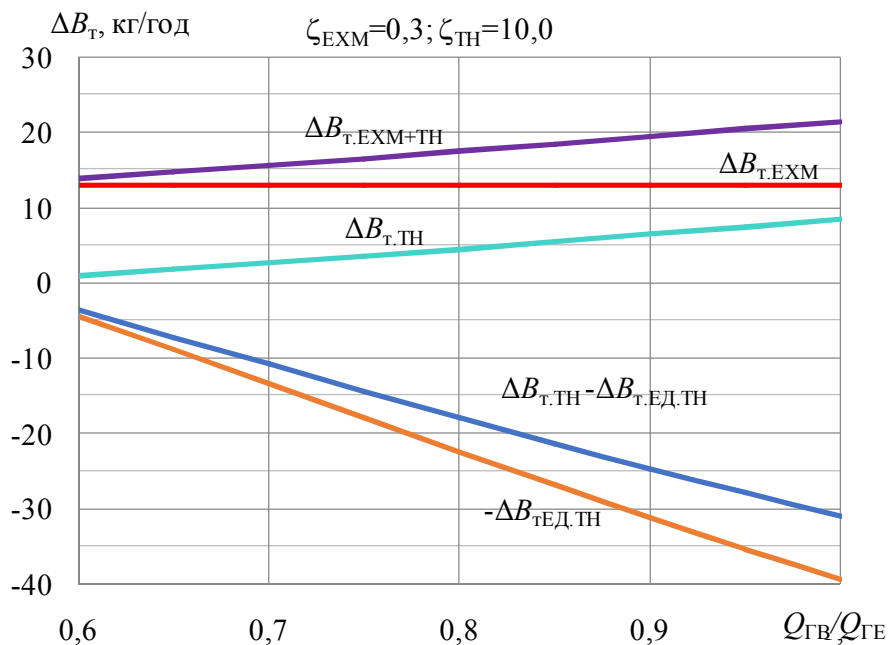


Рис. 4.8. Зміни витрати палива  $\Delta B_{\text{T}}$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{\text{ГВ}}/Q_{\text{ГЕ2}}$ ;  $\zeta_{\text{ТН}} = 10,0$ ,  $\zeta_{\text{ТХМ}} = 0,3$ :  $\Delta B_{\text{T, ЕХМ+ТН}}$  – сумарне зменшення витрати палива при використанні ЕХМ і ТН;  $\Delta B_{\text{T, ЕХМ}}$  – зменшення витрати палива при використанні лише ЕХМ;  $\Delta B_{\text{T, ТН}}$  – зменшення витрати палива при використанні лише ТН;  $\Delta B_{\text{T, ТН}} - \Delta B_{\text{T, ЕД, ТН}}$  – різниця між зекономленою та витраченою на електропривод ТН витратою палива;  $-\Delta B_{\text{T, ЕД, ТН}}$  – витрати палива на електропривод ТН

Як видно з рис. 4.8, при використанні теплонасосної секції генератора ЕХМ значення сумарної витрати теплоти від'ємне  $\Delta B_{т.ТН} - \Delta B_{т.ЕД.ТН} = -31$  кг/год.

З рис. 4.9 видно, що при коефіцієнті тепловикористання ТХМ рівному  $\zeta_{ТХМ} = 0,7$  та при умові  $Q_{ГВ} / Q_{ГЕ2} = 1,0$  сумарна економія палива при використанні ТХМ з бустерним тепловим насосом зростає до  $\Delta B_{т} = 5 \dots 7$  кг/год.

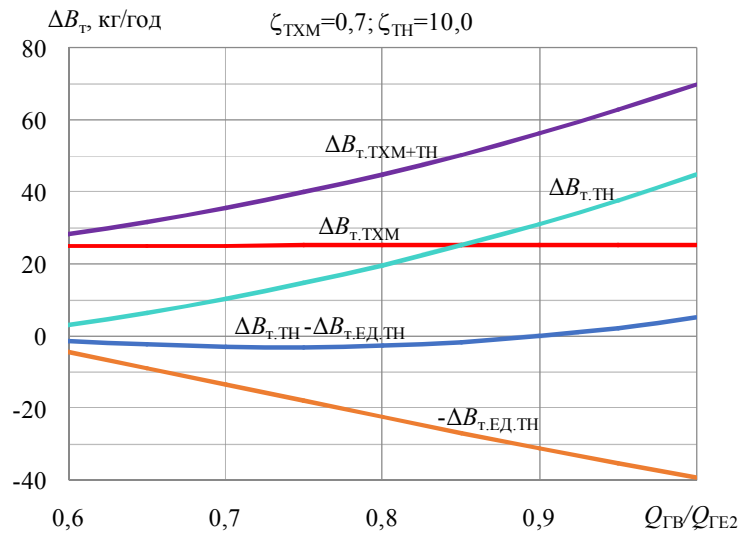


Рис. 4.9. Зміни витрати палива  $\Delta B_{т}$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{ГВ} / Q_{ГЕ2}$  та  $\zeta_{ТН} = 10,0$ ,  $\zeta_{ТХМ} = 0,7$

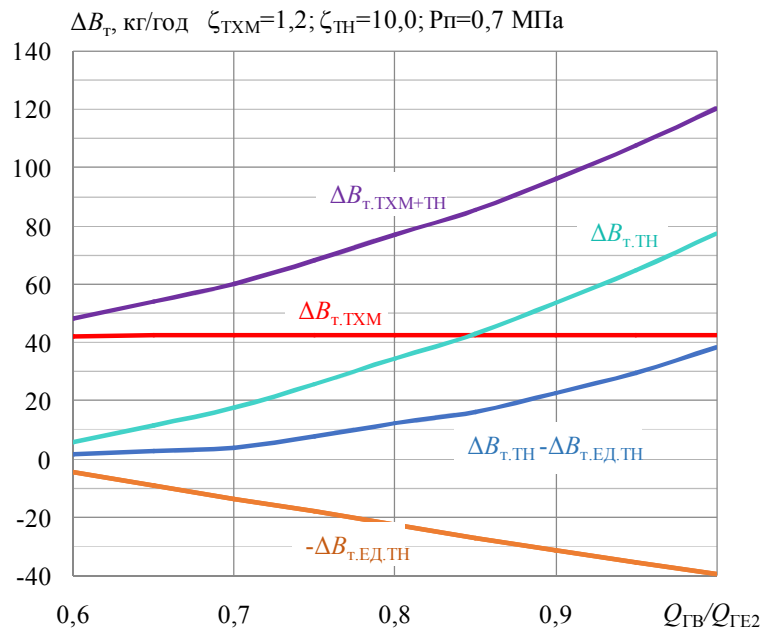


Рис. 4.10. Зміни витрати палива  $\Delta B_{т}$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{ГВ} / Q_{ГЕ2}$  та  $\zeta_{ТН} = 10,0$ ,  $\zeta_{ТХМ} = 1,2$

Як видно з рис. 4.10, при використанні двоступеневої каскадної тепловикористовуючої абсорбційно-ежекторної холодильної машини з тепловим коефіцієнтом  $\zeta_{\text{ТХМ}} = 1,2$  сумарна економія палива при використанні ТХМ з бустерним тепловим насосом зростає до  $\Delta B_{\text{Т}} = 38 \dots 40$  кг/год.

На рис. 4.11 представлено залежність зміни витрати палива від  $\zeta_{\text{ТН}}$  ТН з якого видно, що при утилізації низькопотенціальної теплоти ТН з  $\zeta_{\text{ТН}} = 6,0$  різниця між зекономленою та затраченою на електропривод компресора ТН витратою палива майже не залежить від відношення  $Q_{\text{ТВ}}/Q_{\text{ТЕ2}}$ , а числове значення дорівнює  $\Delta B_{\text{Т.ТН}} - \Delta B_{\text{Т.ЕД.ТН}} = -4,5$ .

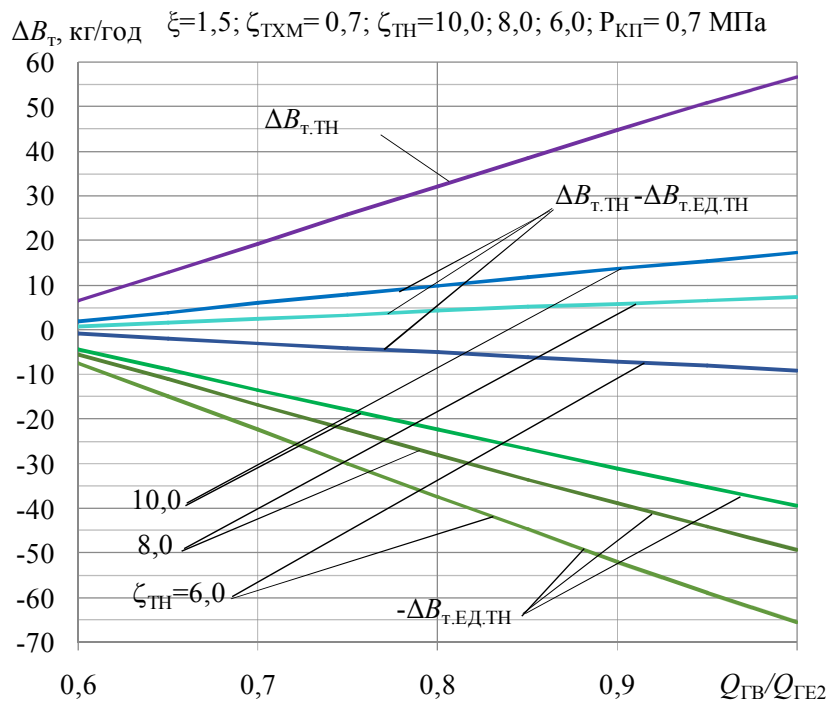


Рис. 4.11. Зміна витрати палива  $\Delta B_{\text{Т}}$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{\text{ТВ}}/Q_{\text{ТЕ2}}$  при різних  $\zeta_{\text{ТН}}$  та при коефіцієнті вологовипадіння  $\xi = 1,5$

Зі зростанням коефіцієнта вологовипадіння зовнішнього повітря з  $\xi = 1,5$  до значення  $\xi = 3,0$  (спостерігається в нічні періоди доби) економія палива  $\Delta B_{\text{Т}}$  при використанні ТХМ з ТН має від'ємне значення  $\Delta B_{\text{Т.ТН}} - \Delta B_{\text{Т.ЕД.ТН}} = -10,0$ , як видно з рис. 4.12.



На рис. 4.13 наведені зміни витрати палива в залежності від  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ2}$  при різних  $P_{кп} = 0,3, 0,5, 0,7$  МПа. Як видно з рис. 4.13, при зниженні тиску конденсату пари від  $P_{кп} = 0,7$  МПа до  $P_{кп} = 0,3$  МПа сумарна витрата палива зменшується.

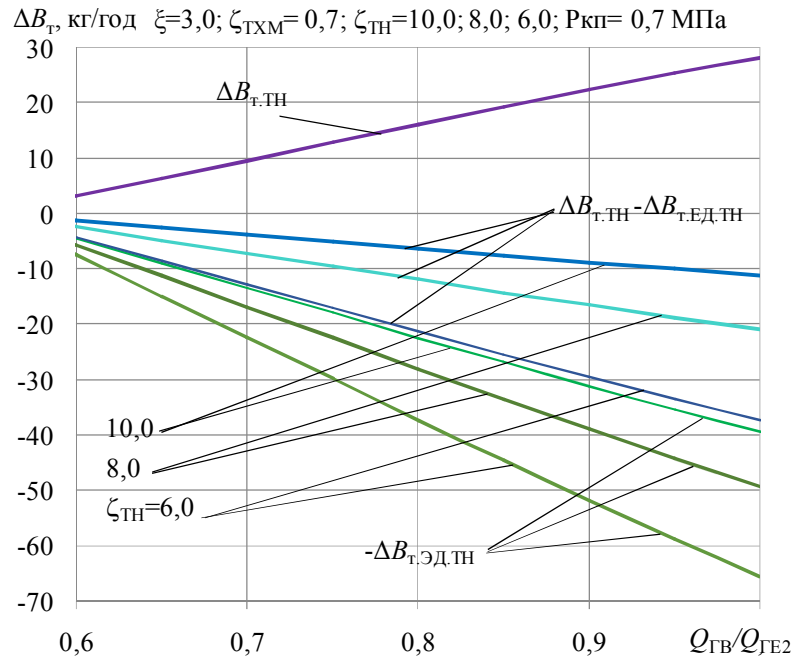


Рис. 4.12. Зміна витрати палива  $\Delta B_T$  на ТН в залежності від відношення  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ2}$  при різних  $\zeta_{ТН}$  та при коефіцієнті вологовипадіння  $\xi = 3,0$

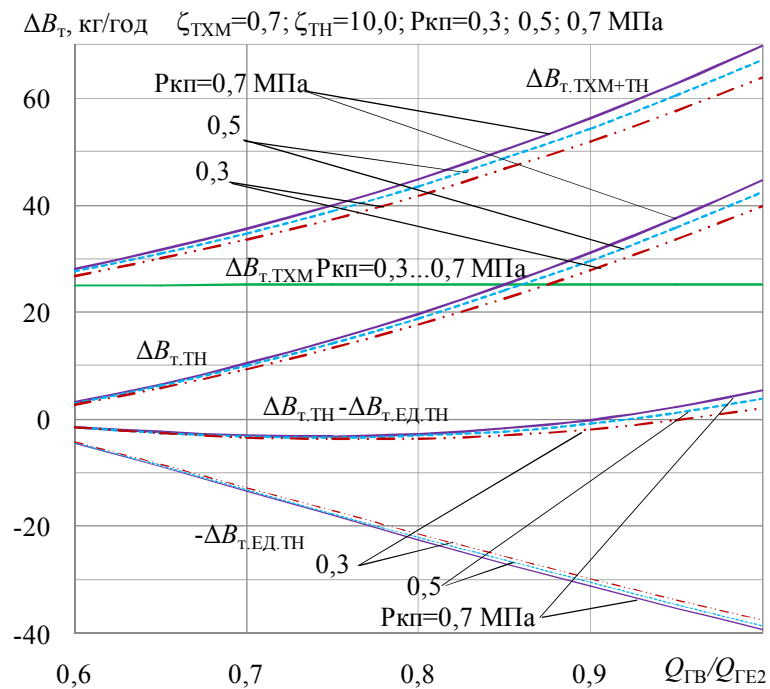


Рис. 4.13. Зміни витрати палива при використанні ТХМ з ТН в залежності від  $Q_{ГВ}/Q_{ГЕ2}$  при різних  $P_{кп} = 0,3, 0,5, 0,7$  МПа.

### 4.3. Висновки з розділу 4

В залежності від кліматичних умов експлуатації на окремих відрізках рейсу на прикладі рейсової лінії "Маріуполь-Амстердам-Маріуполь" показана необхідність трансформації скидної теплоти дизеля як з одержанням "енергетичного" холоду для охолодження повітря на вході турбокомпресора тепловикористовуючими холодильними машинами, так і використанням скидної теплоти на теплофікаційні потреби. Визначені шляхи реалізації обох варіантів трансформації теплоти, включаючи і сумісну.

В результаті аналізу розподілу високопотенційної теплоти конденсату пари, що скидається після суднових споживачів, в тепловикористовуючій холодильній машині з бустерним тепловим насосом для охолодження повітря на вході судового дизеля, одержані залежності для співвідношення теплових навантажень на випарну, економайзерні і теплонасосну секції генератора тепловикористовуючої холодильної машини, подані у графічному вигляді, які дозволяють вибрати їх величини, забезпечити раціональне використання високопотенційної теплоти водяної пари і низькопотенційної теплоти додаткових джерел при значеннях тиску конденсату пари  $P_{\text{КП}} = 0,3; 0,5 \text{ і } 0,7 \text{ МПа}$ , характерних для судових утилізаційних котлів.

## 5. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ТЕПЛОАСОСНОЇ ПАРОГЕНЕРУЮЧОЇ УСТАНОВКИ НА СУДНІ

### 5.1. Проблеми забезпечення водяною парою на танкері в холодній зоні

Утилізація теплових втрат головного двигуна традиційно є одним з основних напрямків підвищення ефективності суднової енергетичної установки. Теоретичні дослідження і розробки систем повторного використання теплоти суднових поршневих двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ), були успішно реалізовані на великій кількості морських суден [38, 40, 48]. Однак на сьогоднішній день ситуація з утилізацією теплоти СДВЗ на транспортному флоті якісно змінилася. Підвищення ККД (ККД сучасних малообертових СДВЗ становить від 48,0 до 51,0 %) і зниження питомої витрати палива сучасних суднових дизелів супроводжується перерозподілом статей їх теплового балансу, зокрема зменшенням втрат з відхідними газами (ВГ) із зниженням температури ВГ (температура ВГ двигунів фірми "MAN Diesel & Turbo" знизилася до 235...265 °С, а двигунів фірми "Wartsila" - до 257...298 °С) при одночасному зростанні частки теплоти, що відводиться в охолоджувачі надувного повітря (ОНП) [28, 29, 73]. Ці фактори в сукупності різко знижують ефективність традиційних схем утилізації теплоти. Стає складним одночасне забезпечення водяною парою як підігрівачів різних середовищ на судні так і утилізаційного турбогенератора, що призводить до необхідності введення в роботу допоміжного котла (ДК).

Проведений аналіз експлуатаційних ходових режимів роботи суден типу танкер «Победа», «Капелла», «Григорий Нестеренко», «Дмитрий Медведев» показав, що існує три різних режими навантаження на котельну установку танкера в ходовому режимі в холодній зоні:

- ходовий режим при підтримці температури вантажу до 45 °С;
- підготовка вантажу до вивантаження з підігрівом до 60 °С;
- ходовий режим в баласті.

Тому витрати пари, а відповідно і навантаження на суднову котельну установку буде залежати від режиму експлуатації судна. У всіх ходових режимах в холодній зоні для отримання водяної пари на танкері працює УК, але він не задовольняє всіх споживачів пари, що видно з табл. 5.1 [74, 75].

Таблиця 5.1.

Парове навантаження УК і ДК залежно від режиму роботи розглянутих суден у холодній зоні

Назва судна	Номінальна потужність ГД, кВт	Паропродуктивність УК, кг/год	Необхідна кількість пари на судні, кг/год		
			Ходовий режим	Режим підігріву вантажу до 60 °С	ходовий режим в баласті
15996 т/х "Григорий Нестеренко"	6ДКРН 60/195 9370	5000	7160	12170	4570
15965 т/х "Дмитрий Медведев"	6ДКРН 74/160 7800	5000	6260	10640	4050
т/х "Победа"	7ДКРН 80/160 12365	6500	7550	15930	4680
17012 т/х "Капелла"	6S60MC 10400	2000	7640	14840	2330

Для задоволення всіх потреб у водяній парі на судні в ходовому режимі у холодній зоні додатково використовують ДК, який працює на частковому навантаженні.

В табл. 5.2 приведено теплове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні. З табл. 5.2 видно, що в даному режимі експлуатації судна для задоволення всіх споживачів у водяній парі паропродуктивності УК не достатньо, тому на судні використовують додатково паливний ДК.

Таблиця 5.2.

Парове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні при розігріву вантажу до 45 °С

Споживачі пари	Температура пари, °С	Тиск пари, МПа	Витрати пари, кг/год
Загальносуднові	120...133	0,2...0,3	1246
Споживачі СЕУ	151...165	0,5...0,7	3512
Спеціальні споживачі (підігрівачі вантажу)	133...165	0,3...0,7	2402
Всього	-	-	7160
Паропродуктивність УК/ДК	-	-	до 5000/від 2160

Як один з варіантів вирішення цієї проблеми може розглядатися використання на судах теплонасосних парогенеруючих установок (ТНПУ) в холодній зоні рейсу (див. рис. 3), коли температура зовнішнього повітря  $t_{зп}$  стає нижче 20 °С для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких були б вторинні теплові ресурси суднових МОД. Це дозволило б, по-перше, зменшити теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна в холодній зоні, а відповідно знизити забруднення навколишнього середовища токсичними димовими газами і, по-третє, зекономити невідновлювальні джерела енергії (котельне паливо) [76 - 85].

## 5.2. Актуальність використання теплового насосу у якості парогенеруючої установки на судні

Теплонасосний напрямок утилізації вторинних теплових ресурсів СДВЗ для виробництва водяної пари в науково-технічній літературі раніше вже розглядався [18, 19, 38, 40, 41]. В роботі [41] представлена схема роботи ТНПУ,

де розглядалися різні варіанти теплоутилізуючих контурів на низькокиплячих робочих тілах для одержання водяної пари тиском 0,2 МПа і вище за рахунок теплоти надувного повітря і охолоджуючої СДВЗ води. У якості робочого тіла ТНПУ рекомендувалися висококиплячі рідини, наприклад хладон R114 (CF<sub>2</sub>ClCF<sub>2</sub>Cl) та хладон R22 (CHF<sub>2</sub>Cl), але на теперішній час і R114 і R22 потрапляють під обмеження, що накладаються Монреальським протоколом.

Однак даних, наведених у розглянутих вище джерелах, недостатньо для оцінки перспективності теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти СДВЗ для одержання пари на судні. Параметри роботи дизелів наведені для устарілих моделей двигунів, не обґрунтований вибір робочого агента, не проведені конструктивні розрахунки основних апаратів.

Як судно-прототип для проведення розрахункового дослідження був вибраний танкер проекту 15966 (типу "Григорій Нестеренко") [75], водотоннажністю  $D = 35970$  т, розробки ЦКБ Ізумруд (м. Херсон). На танкері встановлені головний двигун марки 6ДКРН 60/195-10 номінальною потужністю  $Ne_{ном}^{ГД} = 9370$  кВт, два ДК, один з яких КАВ 6,3/7 має паропродуктивність 6,3 т/год, а інший КАВ 16/16 - 16 т/год, та утилізаційний котел КУП 660 паропродуктивністю 5 т/год, три дизель-генератора (ДГ) марки KRG-6 фірми "Bergen Diesel" потужністю до  $Ne_{ном}^{ВДГ} = 880$  кВт; ВОУ марки Д5-У продуктивністю по прісній воді до 20...25 т/добу. Чисельність екіпажу –  $z_{ек} = 24$  осіб. Вибір даного типу судна визначався тим, що танкерний флот характеризується, по-перше, великими потужностями встановлених головних двигунів, а, по-друге, значними потребами у водяній парі, необхідній для підігріву палива дизелів, для функціонування різних загальносуднових систем і систем двигунів внутрішнього згорання, а також для підігріву вантажу (сирої нафти), що перевозиться.

В якості альтернативного головного двигуна для танкера розглядалися сучасні малообертові двигуни, один з яких фірми "Wartsila" марки 6RTflex52U-B з номінальною потужністю  $Ne_{ном}^{ГД} = 9600$  кВт (температура та кількість

теплоти води, що охолоджує втулки циліндрів ГД відповідно  $t_{\text{хвц}}=85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_{\text{хвц}} = 1862\text{ кВт}$ ) та двигун фірми "MAN B&W" марки 6S50ME-C8-ТІІ номінальною потужністю  $Ne_{\text{ном}}^{\text{ГД}} = 9960\text{ кВт}$  ( $t_{\text{хвц}}=80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_{\text{хвц}} = 1450\text{ кВт}$ ). [86, 87].

Для обох двигунів використовується триконтурна система охолодження (рис. 5.1). В табл. 5.3 представлені параметри робочих середовищ системи охолодження двигунів.

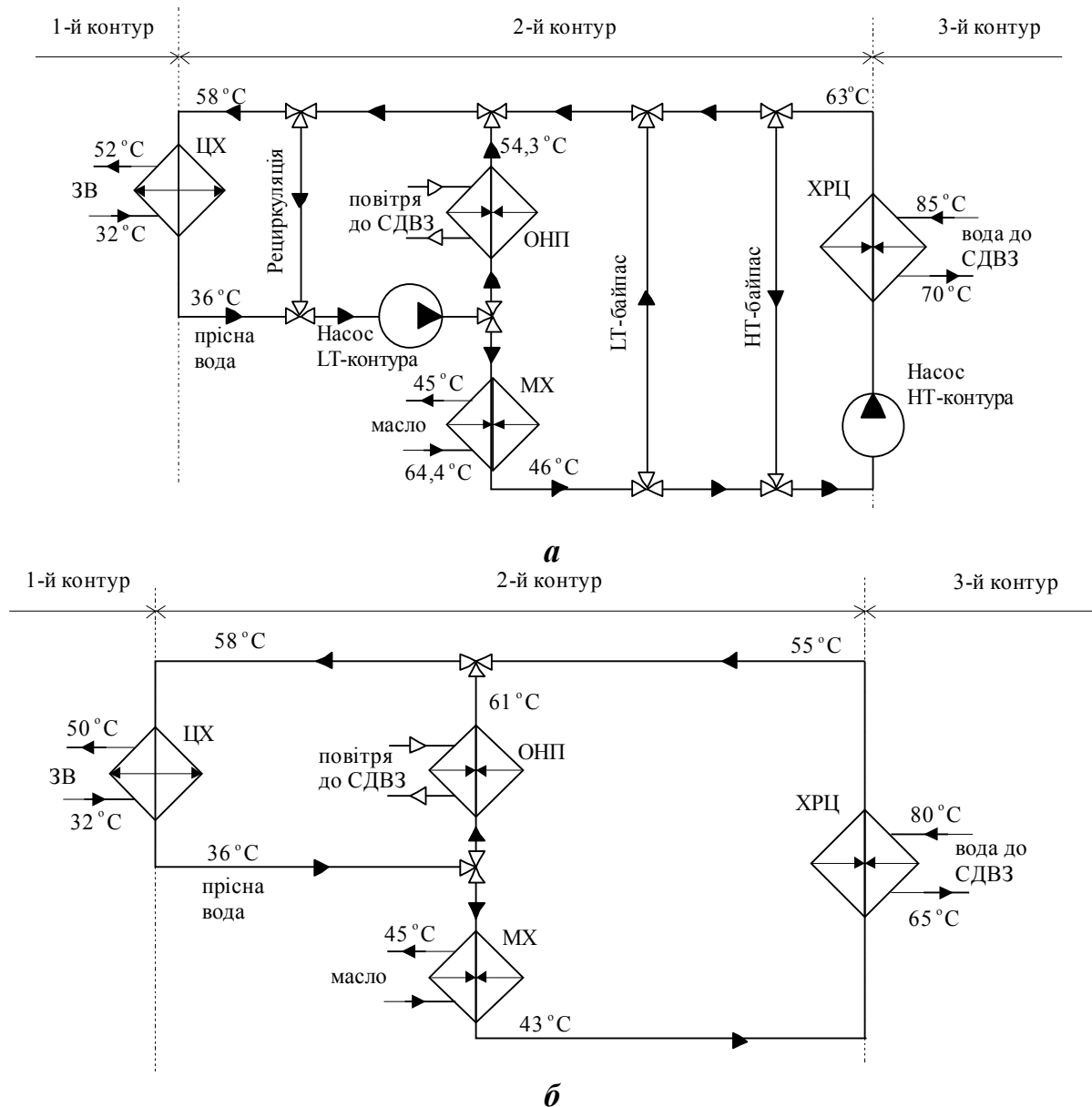


Рис. 5.1. Принципові схеми триконтурної системи охолодження МОД

а) RTflex52U-B, б) S50ME-C8-ТІІ

ЗВ – забортна вода; ЦХ – центральний холодильник; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; МХ – масляний холодильник; ХРЦ – холодильник системи втулок циліндрів МОД

Таблиця 5.3.

Параметри робочих середовищ водяної системи охолодження двигунів

Параметр, позначення, одиниця вимірювання	МОД марки			
	6RTflex52U-B		6S50ME-C8-III	
	Гріюче середовище	Охолод-жуче середовище	Гріюче середовище	Охолод-жуче середовище
<b>Холодильник системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ</b>				
Кількість теплоти, що передається $Q_{ХВЦ}$ , кВт	1862		1450	
Температура середовища $t_{ХВЦ}$ , °С, вхід/вихід	85/70	н/д	80/65	43/55
Витрати речовини $G_{ХВЦ}$ , м <sup>3</sup> /ГОД	109	н/д	83	107
<b>Охолоджувач наддувного повітря</b>				
Кількість теплоти, що передається $Q_{ОНП}$ , кВт	3311		4140	
Температура середовища $t_{ОНП}$ , °С, вхід/вихід	н/д	36/54	н/д	36/ 61
Витрати речовини $G_{ОНП}$ , кг/ ГОД	74381	157	н/д	143
<b>Масильний холодильник</b>				
Кількість теплоти, що передається $Q_{МХ}$ , кВт	1064		790	
Температура середовища $t_{МХ}$ , °С, вхід/вихід	64/45	36/46	54/45	36/43
Витрати речовини $G_{МХ}$ , м <sup>3</sup> / ГОД	112	92	195	107
<b>Центральний холодильник</b>				
Кількість теплоти, що передається $Q_{ЦХ}$ , кВт	6237		6380	
Температура середовища $t_{ЦХ}$ , °С, вхід/вихід	58/36	32/52	58/36	32/50
Витрати речовини $G_{ЦХ}$ , м <sup>3</sup> / ГОД	249	274	250	315

Як видно з табл. 5.3 та рис. 5.1 найбільший температурний потенціал серед джерел низького потенціалу (температура джерела нижче 100 °С) має прісна вода, що охолоджує втулки циліндрів СДВЗ (температура на виході з ГД 80...85 °С), а джерело високого потенціалу ОНП (температура джерела досягає 180...200 °С) може використовуватися як економайзерна секція УК для



підігріву живильної води. Тому, як джерело НПТ для утилізації в ТНПУ може використовуватися вода, що охолоджує втулки циліндрів СДВЗ. Схема підключення та сумісної роботи ТНПУ та ВОУ для утилізації НПТ води, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ приведена на рис. 5.2. Однак для оцінки показників ТНПУ необхідно врахувати, яка частина даного джерела НПТ використовується для функціонування ВОУ, а яка залишається для утилізації у ТНПУ.

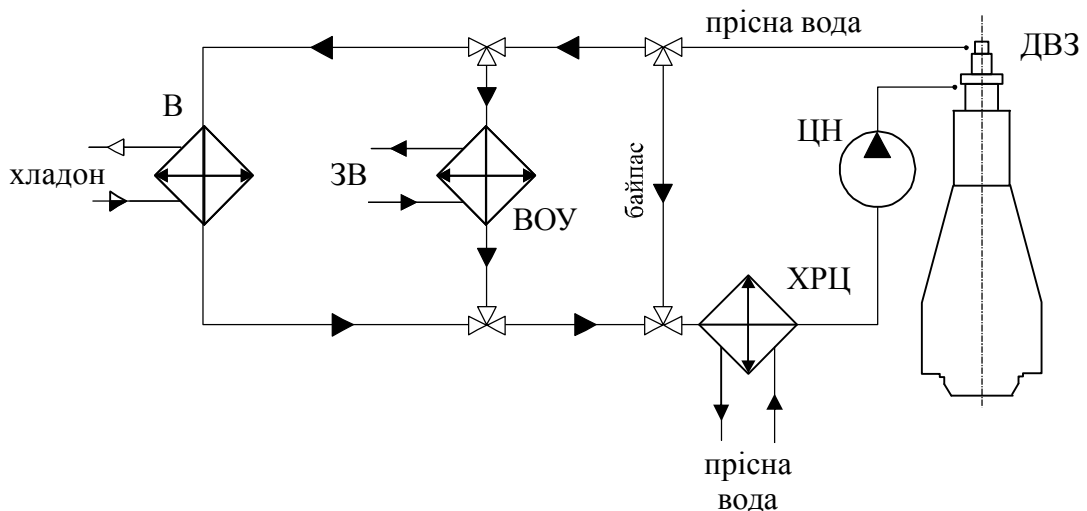


Рис. 5.2. Схема з'єднання випарника ТНПУ до системи охолодження МОД

В – випарник теплового насоса; ЗВ – забортна вода;

ВОУ – водопріснювальна установка; ХРЦ – холоильник системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ; ЦН – циркуляційний насос

Кількість дистилляту, який необхідно для поповнення суднових запасів прісної води, залежить від чисельності екіпажу судна, продуктивності котельних установок, потужності СДВЗ та ДГ, а також від кількості сепараторів палива та мастила. Він може бути визначений за формулою, т/добу,

$$G_{ПВ} = G_{ек} \cdot z_{ек} + G_{ПВ} \cdot (Ne_{ном}^{ГД} + Ne_{ном}^{ДГ} \cdot n_{ДГ}) + G_{КУ} \cdot 24 \cdot (D_{УК} + D_{ДК1} + D_{ДК2}) + G_c \cdot n_c \cdot k_c, \quad (5.1)$$

де  $G_{ек}$  – витрати прісної води на побутові потреби і для пиття на одного члена екіпажу (згідно санітарних норм  $G_{ек} = 0,18 \dots 0,24$  т/добу);  $G_{ПВ}$  – питомі витрати прісної води в системі охолодження СДВЗ та ДГ ( $G_{ПВ} = 7 \cdot 10^{-5}$  т/(кВт·добу));  $n_{ДГ}$  – кількість ДГ на судні ( $n_{ДГ} = 3$ );  $G_{КУ}$  – питомі витрати конденсату з

конденсатно-живильної системи котельної устиновки ( $G_{КУ} = 0,02 \dots 0,05$  т/добу);  $G_c$  – питомі витрати прісної води на промивання порожнин сепараторів ( $G_c = 36 \cdot 10^{-2}$  т/(сепаратор·добу));  $n_c$  – кількість встановлених сепараторів ( $n_c = 5$ );  $k_c$  – коефіцієнт завантаженості сепараторів.

Таким чином, необхідна кількість дистилляту складає:

$$G_{пв} = 0,2 \cdot 24 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot (9600 + 880 \cdot 3) + 0,025 \cdot 24 \cdot (5,0 + 6,3 + 16) + 36 \cdot 10^{-2} \cdot 5 \cdot 0,65 = 22,28 \text{ т/добу.}$$

Одержаний результат необхідної кількості дистилляту  $G_{пв} = 22,28$  т/добу відповідає продуктивності встановленої на судні, який взято для прикладу ВОУ марки Д5-У, що дорівнює 25 т/добу.

Кількість теплоти, яка відбирається для роботи ВОУ від прісної води системи охолодження втулок циліндрів СДВЗ, знаходиться за формулою, кВт,

$$Q_{\text{ВОУ}} = \frac{1000 \cdot G_{\text{ВОУ}} \cdot (h'' - h_{\text{ЖВ}})}{24 \cdot 3600 \cdot \eta_{\text{втр}}}, \quad (5.2)$$

де  $h''$  – ентальпія сухої насиченої пари при температурі кипіння заборотної води у випарнику ВОУ, що дорівнює  $65 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $h'' = 2618,2$  кДж/кг [88, 89, табл. I]);  $h_{\text{ЖВ}}$  – ентальпія заборотної живильної води, що надходить у випарник ВОУ при температурі рівній  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $h_{\text{пв}} = 100,6$  кДж/кг [89, табл. I]);  $\eta_{\text{втр}}$  – коефіцієнт втрат теплоти у навколишнє середовище ( $\eta_{\text{втр}} = 0,98$ ).

Підставляючи вказані значення, одержимо:

$$Q_{\text{ВОУ}} = \frac{1000 \cdot 25 \cdot (2618,2 - 100,6)}{24 \cdot 3600 \cdot 0,98} = 743 \text{ кВт.}$$

Таким чином, згідно табл. 5.3, надлишок теплоти прісної води системи охолодження втулок циліндрів СДВЗ, яка може бути використана у якості джерела НПТ для ТНПУ, складає:

- для двигуна *6RTflex52U-B*

$$Q_0 = Q_{\text{ХВЦ}} - Q_{\text{ВОУ}} = 1862 - 743 = 1119 \text{ кВт;}$$

- для двигуна *6S50ME-C8-ТII*

$$Q_0 = Q_{\text{ХВЦ}} - Q_{\text{ВОУ}} = 1450 - 743 = 707 \text{ кВт.}$$

Для утилізації теплоти прісної води системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ необхідно визначитися з циклом та параметрами роботи ТНПУ. Вибір параметрів роботи установки утилізації НПТ за допомогою теплового насоса визначається, з одного боку, необхідністю забезпечення максимального ступеня утилізації теплоти, що відводиться від дизеля різними охолоджуючими середовищами, а з іншого, наявністю на судні специфічних споживачів пари, в першу чергу, підігрівачів важкого палива для СДВЗ і дизель-генераторів. Аналіз параметрів суднових споживачів теплової енергії показує, що вони можуть бути розділені на три основні групи (перелік основних споживачів теплової енергії і необхідні їй температурні рівні наведено в табл. 5.4): з використанням водяної пари низького (0,2...0,3 МПа), середнього (0,5 МПа) та високого (0,7...0,9 МПа) тисків [90].

Таблиця 5.4.

Температурні рівні гріючих середовищ та споживачів пари на танкері в ходовому режимі в холодній зоні з підігрівом вантажу до 45 °С

Споживачі теплоти	Температура підігріву, °С	Температура гріючого середовища, °С	Використання пари, %	Тиск пари, МПа
<b>1. Загальносудонві споживачі:</b> - опалення - кондиціонування - водопідігрівачі систем - вентиляція	40 - 60	80 - 134	<b>15 – 20</b> 2 – 3 6 – 8 5 – 7 до 2	0,3
<b>2. Споживачі СЕУ:</b> - підігрівачі ВВП - підігрівачі вентиляції МВ - паливопідготовка - очистка льяльних вод - підігрів котельної води	135 60 – 98 60 – 80	165 134 134 134 121 - 134	<b>35 – 45</b> 4 – 5 12 – 15 7 – 11 10 – 12 2	0,7 0,3 0,3 0,3 0,2 – 0,3
<b>3. Споживачі спеціальні:</b> - вентиляція вантажного насосного відділення - обігрів вантажних танків	45	152 - 165	<b>31 – 35</b> 5 – 6 26 – 30	0,5 – 0,7

Спочатку розглядалася робота ТНПУ з одержанням пари всіх трьох параметрів (рис. 5.3). Однак, враховуючи можливість термічного розкладання хладонов, які служать робочим тілом ТНПУ, і з метою спрощення установки остаточно була прийнята схема згідно рис. 5.4 [91 – 94]. При цьому припускалось, що водяна пара тиском 0,7...0,9 МПа виробляється в традиційному водяному УК за рахунок теплоти ВГ СДВЗ [95 – 98].

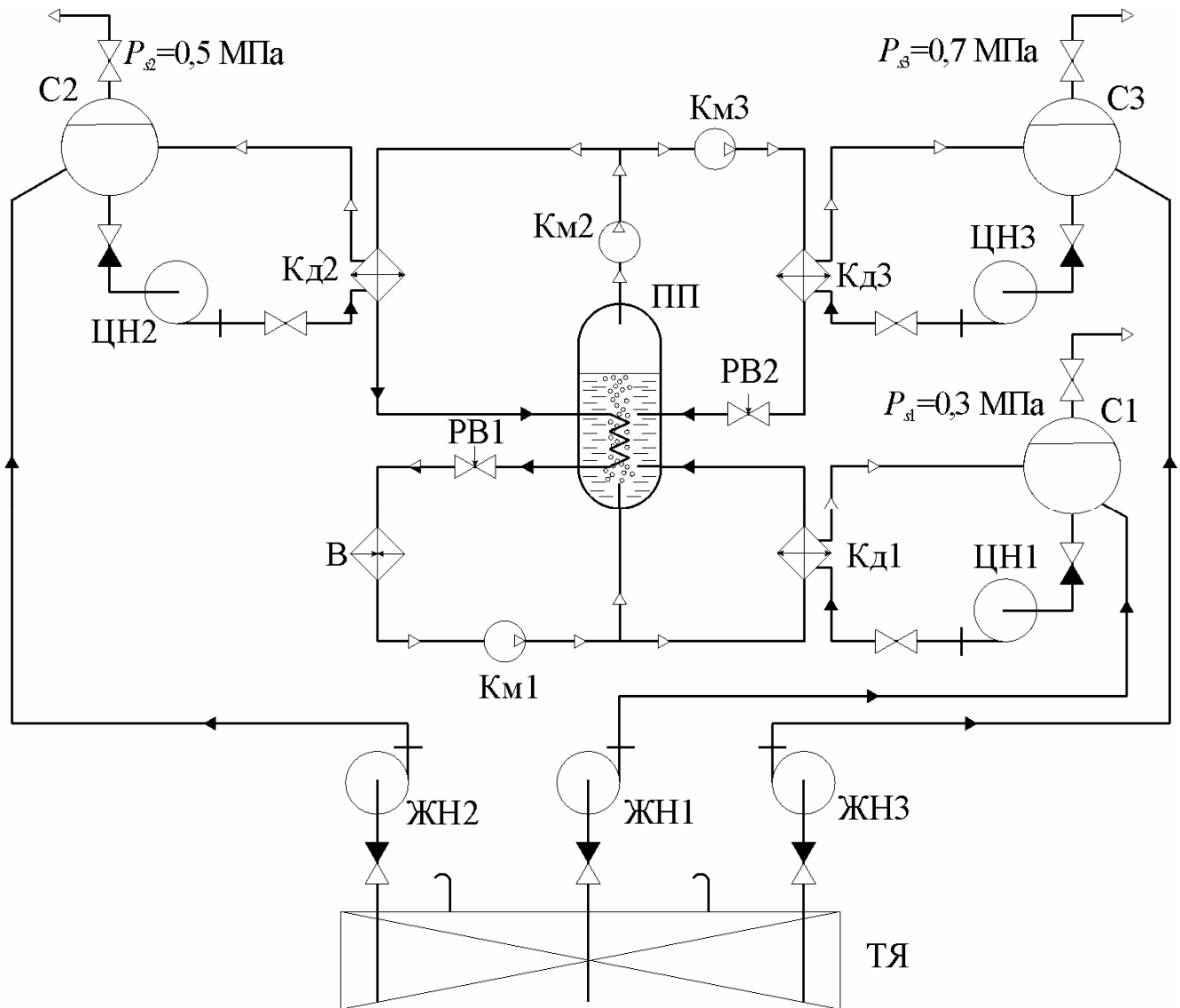


Рис. 5.3. Робота ТНПУ з одержанням водяної пари всіх трьох параметрів ПН цифри після позначень 1, 2, 3 – відповідають обладнанню відповідно 1-ї, 2-ї та 3-ї ступеней ТНПУ: ЖН – живильний насос; В – випарник; Км – відцентровий компресор; Кд – конденсатор; РВ – терморегулюючий вентиль; С – сепаратор водяної пари; ПП – проміжна посудина; ЦН – циркуляційний насос води; ТЯ – теплий ящик

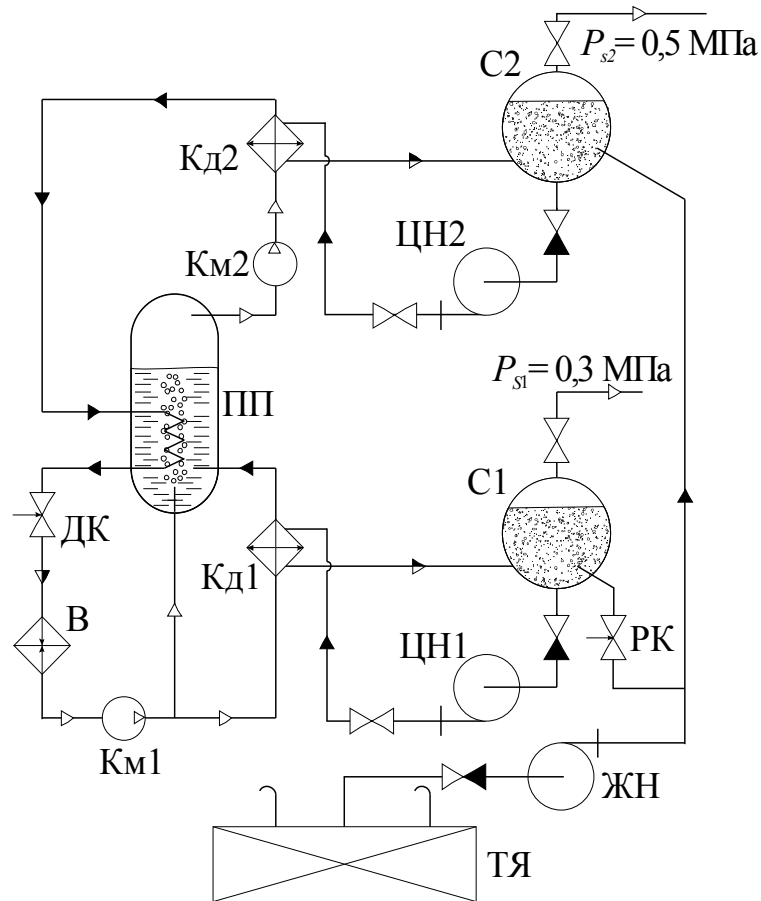


Рис. 5.4. Схема ТНПУ з одержанням водяної пари двох тисків

Км – компресор; В – випарник; ДК – дросельний клапан; Кд – конденсатор; ПП – проміжна посудина; ЦН – циркуляційний насос води; С – сепаратор водяної пари; РК – редукційний клапан; ЖН – живильний насос; ТЯ – теплий ящик

Принцип дії ТНПУ описаний в [99] (див. рис. 5.4). Установа працює наступним чином. Робочий агент ТНПУ (хладон) кипить у випарнику В, відбираючи низькопотенційну теплоту системи охолодження ГД. Далі він стискається до проміжного тиску в компресорі першої ступені Км1 і розділяється на два потоки. Перший потік конденсується в конденсаторі Кд1, який є генератором водяної пари низького тиску (до 0,3 МПа), і в рідкому стані надходить до проміжної посудини ПП. До ПП також надходить і другий потік парів хладону проміжного тиску після компресора першої ступені Км1. Потім з ПП пари хладону подаються на всасування в компресор другої ступені Км2. Після стиснення в ньому хладон конденсується в конденсаторі Кд2, який є

генератором водяної пари середнього тиску (до 0,5 МПа). Далі рідкий хладон високого тиску охолоджується у змійовику ПП, дроселюється у дросельному клапані ДК і знову при низькому тиску подається на вхід у випарник В. Цикл повторюється.

Зображення процесів у циклі ТНПУ представлені на рис. 5.5.

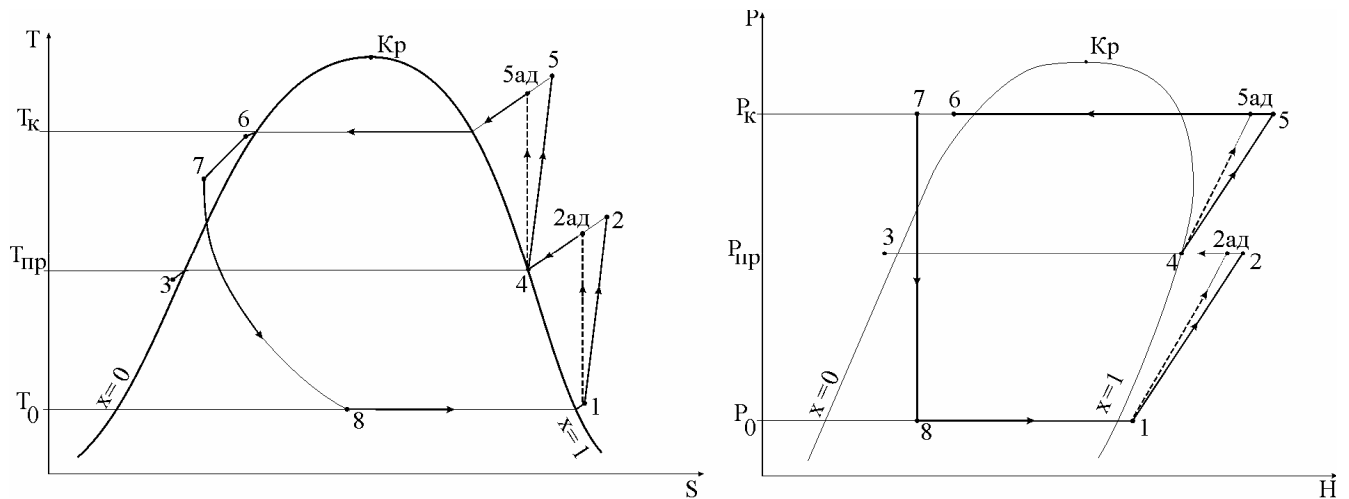


Рис. 5.5. Процеси в циклі ТНПУ в T-S та H-P діаграмах

1-2 – стиснення хладону в компресорі першого ступеня; 1-2ад – адіабатне стиснення хладону в компресорі першого ступеня; 2-3 – переохолодження хладону в конденсаторі першого ступеня; 3-4 – кипіння хладону проміжного тиску в проміжній посудині; 4-5 – стиснення хладону в компресорі першого ступеня; 4-5ад – адіабатне стиснення хладону в компресорі другого ступеня; 5-6 – переохолодження хладону в конденсаторі другого ступеня; 6-7 – переохолодження хладону високого тиску в проміжній посудині; 7-8 – дроселювання хладону; 8-1 – кипіння хладону у випарнику

Параметри навколишнього середовища приймалися для суден необмеженого району плавання при експлуатації у холодній зоні.

Для генерації водяної пари необхідних тисків конденсація хладону приймалась для першої і другої ступеней відповідно 144 °С і 162 °С. Крім того, при розрахунку циклу ТНПУ задавались:

- температура кипіння хладону у випарнику 67 °С;
- температура парів хладону на виході з випарника 75 °С;

– переохолодження рідкого хладону в конденсаторах першої і другої ступеней  $\Delta t = 1 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– адіабатний ККД хладонового відцентрового компресора  $\eta_{\text{ад.к}} = 0,82$ .

При розрахунках були прийняті наступні припущення:

– розрахунок циклу ТНПУ виконувався для роботи СДВЗ на номінальному режимі навантаження;

– не враховувалися гідравлічні втрати як у теплообмінних апаратах, так і у з'єднувальних трубопроводах;

– відсутні втрати теплоти в зовнішнє середовище у теплообмінних апаратах, трубопроводах та інших елементах установок;

– робочий агент ТНПУ є абсолютно чистою речовиною без домішок.

При виборі робочого тіла ТНПУ розглядалися хладони, що відповідають наступним вимогам [100 – 103]:

– відсутність вакууму в системі для запобігання підсосу повітря і, відповідно, установки складного обладнання, що відокремлює повітря від робочого тіла. Для цього слід використовувати такі хладони, у яких тиск кипіння у випарнику більше або дорівнює атмосферному тиску, нормальна температура кипіння хладону повинна бути менше або дорівнювати температурі кипіння у випарнику;

– здійсненність процесу конденсації хладону в конденсаторі, що досягається у випадку, якщо критична температура хладону більше температури його конденсації в конденсаторі КД2;

– ознобезпечні, що забезпечується використанням таких хладонів, у яких молекули не містять атомів бромю, а також атомів хлору без атомів водню.

У процесі розрахунку циклу ТНПУ використовувався інформаційно-обчислювальний комплекс (ІОК) "Tersvo", що дозволяє моделювати властивості 70 різних хладонів у всіх фазових станах. В основі цього комплексу лежить ряд теоретичних і аналітичних залежностей, в першу чергу рівняння стану речовини Лі-Ербара-Едмістера [104].

Також для зручності використання комплексного критерію при підборі робочого тіла ТНПУ розроблено базу даних холодильних агентів з необхідними даними, а також математичну модель циклу теплового насоса в системі програмування Delphi. На рис. 5.6 представлений скріншот інтерфейсу даної програми. Блок-схема розрахунку циклу ТНПУ приведена на рис. 5.7.

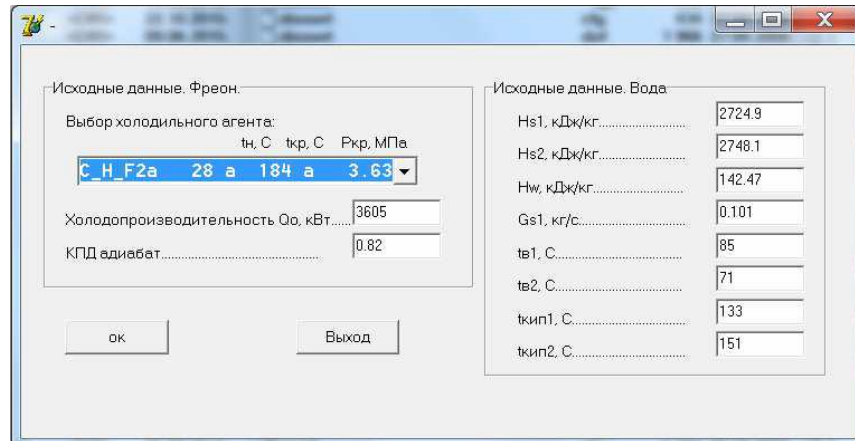


Рис. 5.6. Скріншот інтерфейсу програми, що розраховує цикл теплового насоса, яка була виконана в системі програмування Delphi

Результати розрахунків інтегральних показників ТНПУ для двигунів танкера проекту 15966 представлені в табл. 5.5. На рис. 5.8 представлені результати розрахунків циклу ТНПУ [105 – 109].

Аналіз ефективності використання різних робочих агентів показав наступне. Хладони  $R21$  ( $CHFCl_2$ ),  $R160$  ( $CH_2ClCH_3$ ) мають по відношенню до інших хладонів, що розглядаються високий тиск конденсації (бажано, щоб тиск конденсації не перевищував 2,1 МПа [19], інакше це призводить до збільшення товщини стінок трубопроводів, підвищеної міцності корпусу компресора і конденсатора, що викликає їх здороження і т.д.); Хладони  $R20$  ( $CHCl_3$ ),  $R30$  ( $CH_2Cl_2$ ) и  $R280$  ( $C_3H_7Cl$ ) мають приблизно однакове відношення тисків в ступенях, задовільні значення тисків кипіння і конденсації, а також близькі значення  $\zeta_{ТН} = 2,6...2,8$ , однак вони являються озононебезпечними. Хладон  $R4(13)0$  ( $C_5H_{12}$ ) має найнижчий  $\zeta_{ТН} < 2,0$ , та є горючим. Недоліком хладону  $R123$  ( $CF_3CHCl_2$ ) є невисокі показники коефіцієнта перетворення  $\zeta_{ТН} = 2,0$ , що менше на 20 % від найбільшого показника  $\zeta_{ТН}$  озононебезпечного хладону  $R30$ .



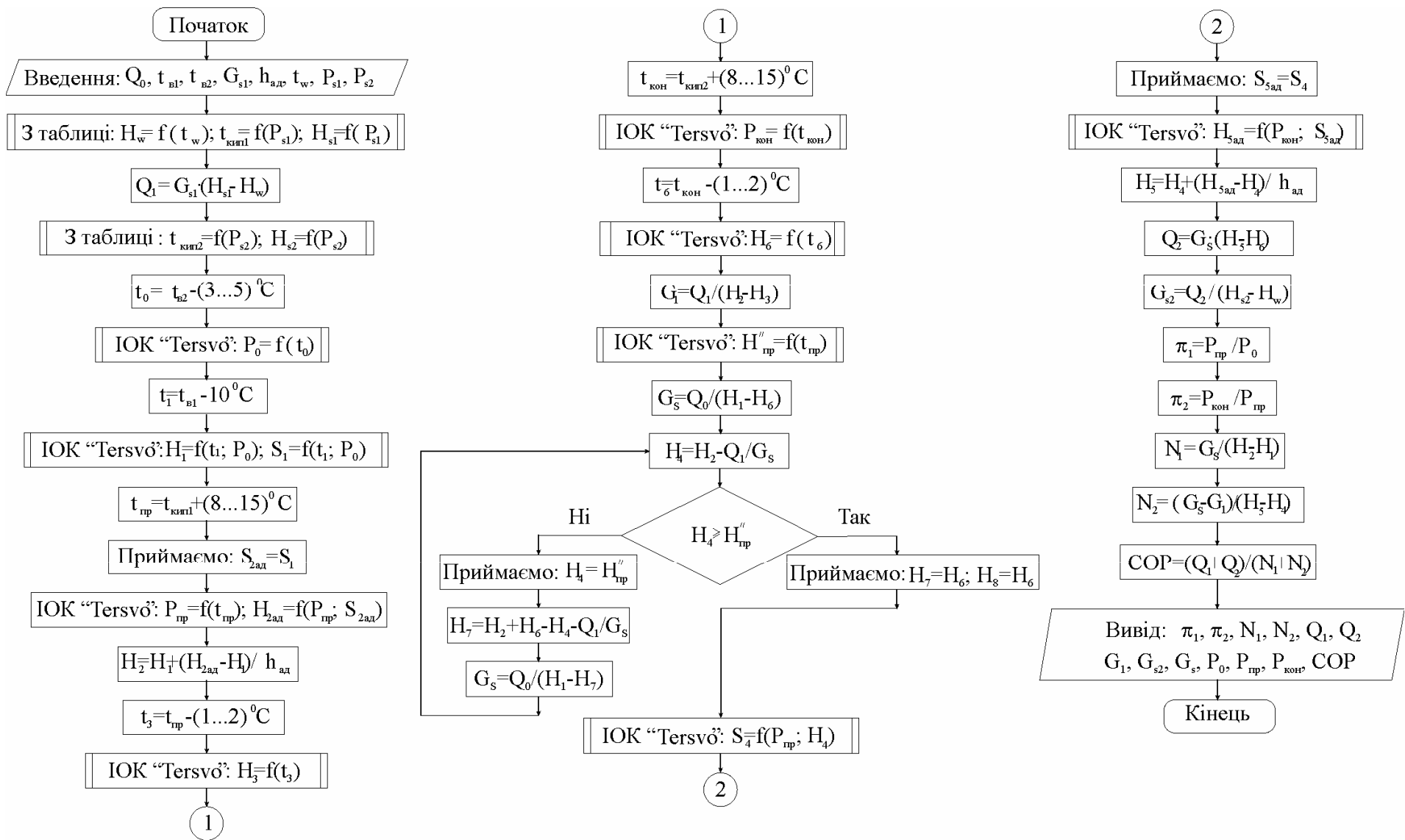


Рис. 5.7. Блок-схема розрахунку циклу ТНПУ

Таблиця 5.5.

## Результати розрахунку циклу ТНПУ на різних хладачах

Параметри, що визначаються, одиниці вимірювання	Хладачи						
	R20	R21	R30	R123	R160	R280	R4(13)0
1. Тиск кипіння $P_0$ , кПа ( $t_0=340.15$ К)	122,2	625,4	241,9	349,4	561,7	194,5	263,6
2. Ентальпія парів хладону на виході з випарника $H_1$ , кДж/кг ( $t_1=348.15$ К, $P_0$ )	511,9	481,3	594,3	429,2	659,6	661,7	710,5
3. Ентропія парів хладону на виході з випарника $S_1$ , кДж/кгК ( $t_1=348.15$ К, $P_0$ )	1,919	1,829	2,159	1,682	2,354	2,366	2,522
4. Проміжний тиск $P_{пр}$ , кПа ( $t_{пр}=417.15$ К)	850,2	2996,2	1463,9	1891,6	2743,2	1182,7	1443,1
5. Ентальпія адіабатного стиснення $H_{2ад}$ , кДж/кг ( $P_{пр}$ , $S_1$ )	569,6	530,0	673,0	461,4	739,0	735,0	777,2
6. Ентальпія дійсна, $H_2=H_1+(H_{2ад}-H_1)/0,82$ кДж/кг	582,3	540,6	690,3	468,4	753,4	751,1	791,8
7. Ентальпія рідкого хладону $H_3$ , кДж/кг ( $t_3=416.15$ К)	339,9	369,0	373,1	358,8	466,2	463,1	577,6
8. Тиск конденсації, $P_к$ , кПа ( $t_к=435.15$ К)	1198,6	4012,6	2019,4	2581,3	3677,5	1633,3	1967,1
9. Ентальпія рідкого хладону $H_6$ , кДж/кг ( $t_6=434.15$ К)	359,3	389,8	397,7	383,3	508,4	501,7	634,9
10. Масова витрата через конденсатор $G_1=261/(H_2-H_3)$ , кг/с	1,075	1,469	0,823	2,379	0,908	0,906	1,218
11. Ентальпія насичених парів $H''_{np}$ , кДж/кг ( $t_{пр}=417.15$ К)	543,7	495,5	622,7	461,5	695,4	729,1	813,0
12. Масова витрата через випарник $G_2=3605/(H_1-H_6)$ , кг/с	23,63	39,43	18,33	78,55	23,84	22,53	47,71
13. Ентальпія парів хладону на всасуванні у компресор II ступені, $H_4=H_2-261/G_2$ , кДж/кг	571,3	534,0	676,0	465,1	742,5	739,5	786,3
14. $H_4 \geq H''_{np}$ то $H_8=H_7=H_6$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4 > H''_{np}$	$H_4=816$ $H_7=634$
15. Ентропія на вході в компресор II ступені $S_4$ , кДж/(кг·К) ( $P_{пр}$ , $H_4$ )	1,923	1,834	2,165	1,692	2,360	2,377	2,614
16. Ентальпія стиснення (адіабатна) II ступені, $H_{5ад}$ , кДж/кг ( $P_к$ , $S_4$ )	584,1	544,0	693,6	471,3	757,6	751,0	827,6
17. Ентальпія дійсного процесу стиснення II ступені, $H_5=H_4+(H_{5ад}-H_4)/0,82$ , кДж/кг	586,8	546,1	697,5	472,7	760,9	753,5	836,6
18. Теплове навантаження на конденсатор II ступені $Q_2=G_2(H_5-H_6)$ , кВт	5373,1	6151,1	5496,0	7023,2	6019,0	6573,0	9623,1
19. Витрата насиченої водяної пари високого тиску, $G_{s2}=Q_2/2605$ , кг/с	2,061	2,361	2,109	2,695	2,310	2,177	3,693
20. Відношення тисків I ступені $\pi_1=P_{пр}/P_1$	6,950	4,791	6,047	5,413	4,883	6,080	5,473
21. Відношення тисків II ступені $\pi_2=P_к/P_{пр}$	1,409	1,339	1,379	1,364	1,341	1,380	1,788
22. Потужність на привід компресора I ступені $N_1=G_2(H_2-H_1)$ , кВт	1650,0	2342,0	1757,0	3084,8	2236,2	2014,2	3879,6
23. Потужність на привід компресора II ступені $N_2=(G_2-G_1) \cdot (H_5-H_4)$ , кВт	349,6	455,1	378,0	576,3	421,9	302,7	958,8
24. $\zeta_{TH} = (261+Q_2)/(N_1+N_2)$	2,815	2,292	2,696	2,013	2,263	2,563	1,589

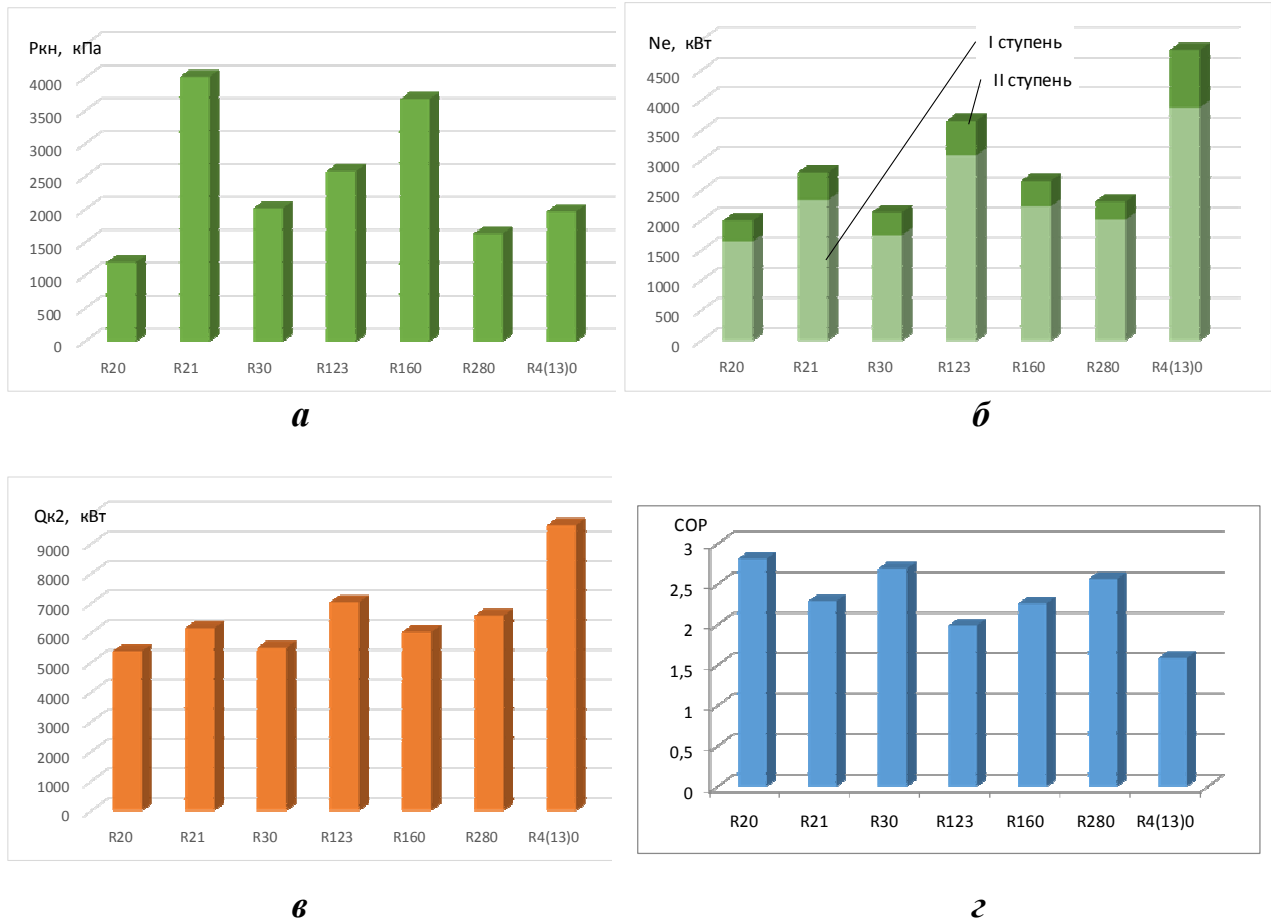


Рис. 5.8. Результати розрахунку циклу ТНПУ

**а)** максимальний тиск в циклі ТНПУ; **б)** споживана електрична потужність I та II ступіней компресорів ТНПУ; **в)** теплопродуктивність в конденсаторі Кд2 ТНПУ; **г)** коефіцієнт перетворення теплоти COP

В результаті для розрахунку циклу ТНПУ для заміщення ДК в ходовому режимі судна в холодній зоні був вибраний хладон R123 ( $\text{CF}_3\text{CHCl}_2$ ), який відноситься до гідрохлорфторвуглеводних хладонів (ГХФВ чи HCFC) з низькою озоноруйнівною активністю. Згідно рішення Венської конвенції, виробництво хладонів ГХФВ дозволено до 2030 р [110].

Результати розрахунку ТНПУ для розглянутих СДВЗ приведені табл. 5.6.

Таблиця 5.6.

## Результати розрахунку ТНПУ для розглянутих СДВЗ

Параметр, що розраховувався, позначення, одиниця вимірювання	Головний двигун	
	6RTflex 52U-B	6S50ME- C8-III
Одержання водяної пари у ТНПУ з тиском $P_{ВП} = 0,3$ МПа $G_{s1}$ , кг/год	745	591
Одержання водяної пари у ТНПУ з тиском $P_{ВП} = 0,5$ МПа $G_{s2}$ , кг/год	1887	1681
Загальна кількість одержаної водяної пари кг/год	2632	2272
Необхідна кількість водяної пари, яку необхідно одержати у ТНПУ кг/год	2160	
Теплове навантаження на конденсатор Кд1 $Q_1$ , кВт	396	397
Теплове навантаження на конденсатор Кд2 $Q_2$ , кВт	936	967
Масові витрати хладона в ТНПУ $G_0$ , кг/с	10,9	10,8
Електрична потужність на привід компресорів Км1 и Км2 $N_e$ , кВт	515	483
Витрати палива привідних двигунів ДГ на привід компресорів $G_{ТДГ}$ , кг/год	97,3	103,1
Витрати палива ДК при одержанні водяної пари $G_{ТВК}$ , кг/с (кг/годину)	135,2	
Кількість заощадженого палива при використанні ТНПУ $\Delta G_T = G_{ТВК} - G_{ТДГ}$ , кг/год (%)	37,9 (28)	32,1 (24)
Тепловий коефіцієнт ТНПУ $\zeta_{ТН}$	3,42	3,27

Також при розрахунковому дослідженні показників роботи ТНПУ для заміщення ДК приймалося наступне:

- витрати хладону через конденсатор нижчої ступені Кд1 не перевищував 30 % загальних витрат хладону у системі ТНПУ;
- температура живильної води  $t_w = 60$  °С;
- ККД допоміжного котла  $\eta_{ВК} = 0,85$ ;
- питомі витрати палива у ДГ для одержання електричної енергії на привід компресора ТНПУ  $g_e = 0,2$  кг/(кВт·год);

– при порівнянні витрати палива у ДК та ДГ для електроприводу компресора ТНПУ для одержання водяної пари величина теплоти згорання палива  $Q_p^i$  була прирівняна до значення стандартного палива.

Необхідна кількість водяної пари для споживачів на судні в ходовому режимі в холодній зоні 7160 кг/год. В УК максимально виробляється до 5000 кг/год, тому дефіцит водяної пари становить 2160 кг/год, який може компенсуватися роботою ДК, але це призводить до додаткового використання близько 8...10 % палива на судні в цілому.

Згідно з розрахунками (див. табл. 5.6), сумісна робота ТНПУ та УК забезпечує водяною парою необхідних параметрів всіх споживачів на ходовому режимі в холодній зоні без використання ДК. Загальна кількість отриманої водяної пари при використанні ТНПУ може сягати  $G_{сТНПУ} = 2272$  кг/год, з головним двигуном "MAN B&W" та  $G_{сТНПУ} = 2632$  кг/год, з головним двигуном "Wartsila", що більше ніж потрібно для покриття всіх потреб споживачів пари на судні в ходовому режимі при експлуатації в холодній зоні (рис. 5.9).

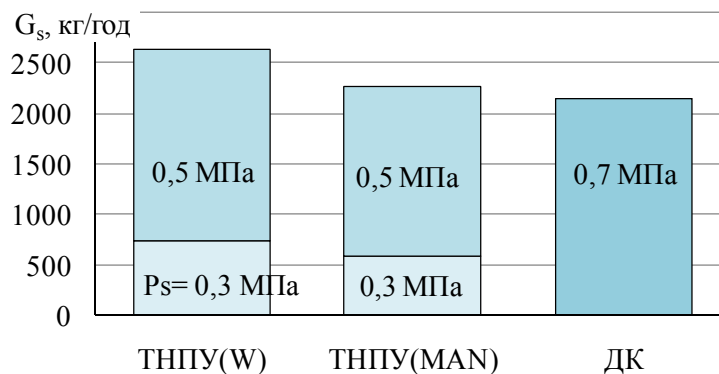


Рис. 5.9. Результати розрахунків витрати водяної пари, отриманої в ТНПУ

ТНПУ(W) – утилізація теплоти ГД фірми "Wartsila";

ТНПУ(MAN) – утилізація теплоти ГД фірми "MAN B&W";

ДК – допоміжний котел

Проведені розрахунки показують (табл. 5.6 та рис. 5.10), що завдяки більш високому температурному потенціалу теплоти води системи охолодження ГД фірми "Wartsila", що утилізується в ТНПУ, витрати палива в

дизель-генераторі на електропривід компресора ТНПУ становить 95...97 кг/год, що на 5,8...6,1 % менше порівняно з витратою палива при утилізації теплоти ГД фірми "MAN B&W" і на 24...28 % менше порівняно з витратою палива в ДК.

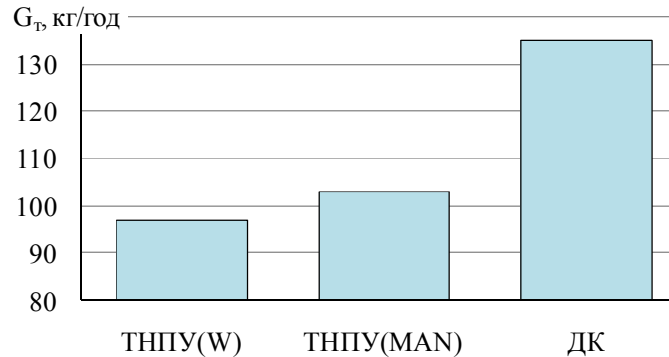


Рис. 5.10. Результати розрахунків витрати палива при сумісній роботі ТНПУ та УК або ДК та УК в ходовому режимі судна в холодній зоні  
ТНПУ(W) – утилізація теплоти ГД фірми "Wartsila"; ТНПУ(MAN) – утилізація теплоти ГД фірми "MAN B&W"; ДК – допоміжний котел

Попередні розрахунки показали, що економія палива на судні в цілому при заміщенні ДК в ходовому режимі в холодній зоні на ТНПУ становить 1,8...2,2 % (рис. 5.11).

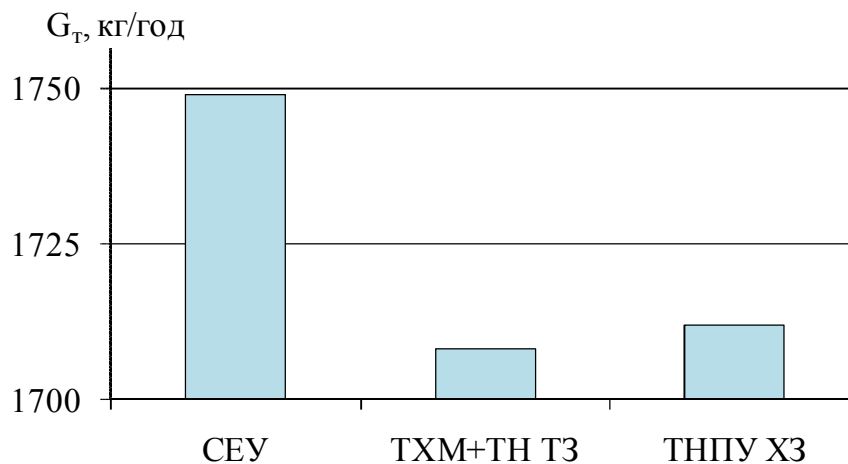


Рис. 5. 11. Зміни витрати палива на судні при використанні ТХМ з ТН та ТНПУ  
СЕУ – при експлуатації СЕУ без використання ТН; ТХМ+ТН ТЗ – при використанні ТХМ з бустерним ТН у теплій зоні; ТНПУ ХЗ – при використанні ТНПУ у холодній зоні

### 5.3. Аналіз зменшення токсичних і шкідливих речовин у відхідних газах ДВЗ

На викиди токсичних та шкідливих речовин від спалювання суднових палив існують обмеження відповідно до міжнародних програм захисту атмосфери і вимог Міжнародної морської організації (International Maritime Organization - IMO). У липні 2010 року вступила в силу нова редакція Додатку VI Міжнародної конвенції по запобіганню забруднення (MARPOL 73/78. Convention Annex VI), що передбачає більш жорсткі вимоги до суден [111]. Вимоги стосуються практично всіх груп токсичних і шкідливих викидів, включаючи і  $\text{NO}_x$ . Згідно з новими вимогами вводиться триступенева система стандартів викидів оксидів азоту  $\text{NO}_x$ : перший ступінь IMO Tier I (норми токсичних викидів  $\text{NO}_x < 17$  г/(кВт·год) для МОД) – для суден, побудованих до 01.01.2011 р. (діючі в даний час нормативи для суден побудови 2000 р. і пізніше). Другий ступінь IMO Tier II (норми токсичних викидів  $\text{NO}_x < 14,4$  г/(кВт·год) для МОД) – для суден, побудованих після 01.01.2011 р. (зниження викидів  $\text{NO}_x$  скорочується на 20%). Третій ступінь IMO Tier III (норми токсичних викидів  $\text{NO}_x < 3,4$  г/(кВт·год) для МОД) – для суден, побудованих після 01.01.2016 р. (зниження викидів  $\text{NO}_x$  скорочується на 80%).

Не менш суворі вимоги накладаються на вміст оксидів сірки  $\text{SO}_x$  у відпрацьованих газах [111]. Так, з 2012 року скорочується вміст оксидів сірки  $\text{SO}_x$  у важких мазутах HFO (heavy fuel oils) до 3,5%, а з 2020 року – нижче 0,5%. Більш жорсткі вимоги висуваються до вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових двигунів для Північного моря, Балтійського моря, протоки Ла-Манш, прибережних водах Північної Америки та інших регіонах.

Зниження температури повітря на вході ДВЗ перед ТК в теплій зоні до  $t_{n2}=15$  °С призводить до зменшення викидів токсичних та шкідливих речовин ( $\text{SO}_x$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}_2$ ) у відхідних газах ДВЗ (рис 5.12). Це відбувається за рахунок зменшення питомої витрати палива на 1,8...2,4 % та завдяки збільшенню

масових витрат повітря на 4...7%, що забезпечує значення сумарного коефіцієнту надлишку повітря на припустимому рівні до  $\alpha_{\Sigma} = 2,8...3,2$  при експлуатаційній потужності двигуна  $N_e = 75...85\%$  [112]. Зниження токсичних і шкідливих речовин ( $SO_x$ ,  $NO_x$ ,  $CO_2$ ) у теплій зоні з використанням теплового насосу у якості бустерної секції ТХМ, що охолоджує повітря на вході ДВЗ перед ТК становить 1,8...2,5 %.

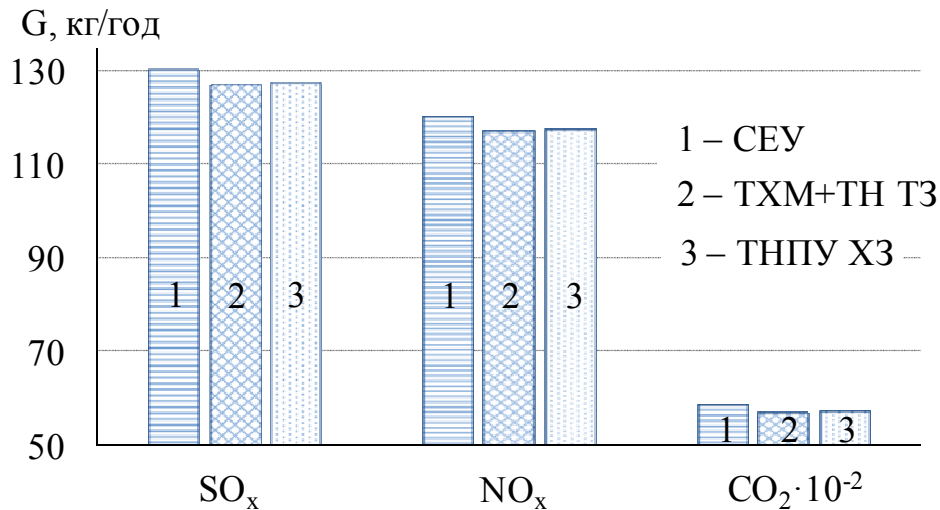


Рис. 5.12. Зміни викидів токсичних і шкідливих речовин ( $SO_x$ ,  $NO_x$ ,  $CO_2$ ) у відхідних газах ДВЗ: CEU – при експлуатації CEU без використання ТН; ТХМ+ТН ТЗ – при використанні ТХМ з бустерним ТН у теплій зоні; ТНПУ ХЗ – при використанні ТНПУ у холодній зоні

Як видно з рис. 5.12 в холодній зоні при використанні ТНПУ для заміщення ДК зниження токсичних і шкідливих речовин ( $SO_x$ ,  $NO_x$ ,  $CO_2$ ) становить 1,7...2,3 %.



#### 5.4. Висновки з розділу 5

Одним з шляхів зменшення забруднення суднами Світового океану є використання теплонасосних установок, що утилізують низькопотенціальну теплоту судових ДВЗ. Це дозволило б, по-перше зменшити теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна в холодній зоні, а відповідно знизити забруднення навколишнього середовища токсичними речовинами з відхідних димових газів СДВЗ і, по-третє, зекономити не відновлювальні джерела енергії (котельне паливо).

Проведені дослідження показали енергетичну ефективність і технічну здійсненність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенціальної теплоти води, що охолоджує втулки циліндрів судових малообертових двигунів.

Найбільш переважним джерелом НРТ для роботи ТНПУ є прісна вода, що охолоджує втулки циліндрів судових СДВЗ, яка має температуру на виході з дизеля 80...85 °С. Кількість теплоти даного джерела достатньо для одночасної роботи ТНПУ та водоопріснювальної установки. Проведені розрахунки досліджень показують енергетичну доцільність використання ТНПУ для одержання водяної пари тиском 0,3...0,5 МПа для танкера в ходовому режимі в холодній зоні.

Зниження токсичних і шкідливих речовин ( $SO_x$ ,  $NO_x$ ,  $CO_2$ ) у теплій зоні з використанням ТН у якості бустерної секції для ТХМ, що охолоджує повітря на вході ДВЗ перед ТК становить 1,8...2,5 %, а в холодній зоні при використанні ТНПУ для заміщення ДК – 1,7...2,3 %.

Основні результати робіт з розділу 5 також приведені у [113 – 119].

## ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішено науково-прикладну задачу розробки системи утилізації теплоти випускних газів СЕУ з охолодженням повітря на вході в ТХМ і ТН, що забезпечує зниження витрати палива і скорочення шкідливих викидів на рейсовій лінії.

1. За результатами аналізу споживання тепла та холоду на транспортному судні на рейсовій лінії визначено резерви і запропоновано та реалізовано новий підхід до підвищення ефективності утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна з охолодженням повітря на вході головного двигуна в ТХМ з ТН підвищення теплового потенціалу джерела теплоти відповідно до кліматичних умов експлуатації та параметрів робочого циклу ТХМ, які визначають витрати теплоти на нагрів та випаровування холодоагенту у теплосиловому контурі ТХМ.

2. Вперше запропонована система утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна з охолодженням повітря на вході за допомогою ТХМ з бустерним ТН, яка забезпечує раціональне використання низько- та високопотенційної теплоти відповідно для нагріву та випаровування холодоагенту в теплосиловому контурі ТХМ (теплоти водяної пари, гарячої води з високою температурою – для випаровування холодоагенту та низькопотенційної теплоти – для нагріву рідкого холодоагенту).

3. Вперше розроблена математична модель процесів утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна з охолодженням повітря на вході в ТХМ з бустерним ТН, яка враховує співвідношення теплових навантажень у теплосиловому контурі ТХМ відповідно до параметрів робочого циклу ТХМ і дозволяє визначати теплові навантаження ТХМ і бустерного ТН. Адекватність моделі підтверджено задовільним узгодженням її результатів з даними фірм-розробників ТХМ і ТН.

4. Встановлено особливості процесів утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна ТХМ з бустерним ТН залежно від

співвідношення їх теплових навантажень та визначено їх раціональні параметри (температури та витрати теплоносіїв) і характеристики (теплові навантаження, теплові коефіцієнти), що забезпечують необхідну глибину охолодження повітря на вході головного двигуна за мінімальних витрат палива на привід ТН.

5. Розроблено способи раціональної організації процесів утилізації теплоти випускних газів енергетичної установки судна ТХМ і ТН відповідно до співвідношення теплових навантажень на випаровування та нагрів холодоагенту в теплосиловому контурі ТХМ, виходячи з параметрів робочого циклу, та споживання тепла та холоду в холодній та теплій зонах рейсової лінії, визначено параметри процесів, які забезпечують скорочення споживання палива (скорочення рейсових і річної витрат палива) за рахунок охолодження повітря на вході з урахуванням змінних кліматичних умов експлуатації на 1...3 %, та зниження викидів токсичних і шкідливих речовин на 1,8...2,5 %.

6. Показано ефективність утилізації низькопотенційної теплоти охолоджуючої води ДВЗ за допомогою ТНПУ, що дозволяє зменшити теплове забруднення навколишнього середовища на 2...4 %, відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна в холодній зоні, відповідно знизити забруднення навколишнього середовища токсичними димовими газами на 1,7...2,3 %, скоротити споживання котельного палива на 1,8...2,2%.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines / MAN Diesel & Turbo. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010. – 17 p. Режим доступа: <http://www.mandieselturbo.com>.
2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines / Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Режим доступа: [http://www.mandieselturbo.com/download/project\\_guides\\_tier2/printed/s50mec8.pdf](http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s50mec8.pdf).
3. Радченко Р.Н. Анализ альтернативных вариантов охлаждения циклового воздуха малооборотного дизеля транспортного судна // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 5 (112). – С. 104-108.
4. O. Dimitrov Innovative solar and waste heat driven ejector chillers and air conditioners // Современные проблемы холодильной техники и технологии: Сборник научных трудов м-н. н-т. конф. – Одесса. – 2011. – С. 60-62.
5. Dimitrov O. Trigeneration as a method of high efficient utilization of secondary energy resources of the ship power plant / O. Dimitrov, O. Yakovleva, M. Khmelniuk // Вестник АТУ: IV м-н. н-т. конф. Казахстан-Холод 2014. – Алматы. – 2014 – С. 40-43
6. Димитров А.А., Яковлева О.Ю., Хмельнюк М.Г. Анализ судовой гибридной тригенерационной системы, работающей по эжекторному холодильному циклу и органическому циклу Ренкина / А.А. Димитров, О.Ю. Яковлева, М.Г. Хмельнюк // Совершенствование процессов и оборудования пищевых и химических производств: Сборник научных трудов XV м-н. н-т. конф. – Одесса. – 2014.
7. Димитров А.А. Утилизация вторичных энергоресурсов судовых установок с применением технологии тригенерации / А.А. Димитров, О.Ю. Яковлева, М.Г.Хмельнюк // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Збірник наукових праць V м-н. н-т. конф. Миколаїв: НУК. – 2014. – С. 327-330.

8. YIA/YPC Абсорбционные холодильные машины одно- и двухступенчатые / York a Johnson Controls Company. – 2007. – 11 с. Режим доступа: <http://www.Johnsoncontrols.com>.
9. Model YPC Two -Stage Steam-Fired Absorption Chiller *Style D* / York a Johnson Controls Company. – 2017. – 36 p. Режим доступа: <http://www.Johnsoncontrols.com>.
10. YPC TWO-STAGE DIRECT-FIRED AND STEAM ABSORPTION CHILLER/HEATERS / York a Johnson Controls Company. – 2017. – 191 p. Режим доступа: <http://www.Johnsoncontrols.com>.
11. York YHAP-C Absorption Heat Pumps / York a Johnson Controls Company. – 2016. – 12 p. – Режим доступа: <http://www.Johnsoncontrols.com>.
12. Новая линия абсорбционных чиллеров и тепловых насосов York на европейском рынке // Тепловые насосы. – Запорожье: Информационное энергетическое агенство "ЭСКО". – 2016. – №2(27). – С. 24.
13. World Energy Absorption Chillers Heat Pump / World Energy. – 02.2011. – 60 p. – Режим доступа: <http://www.worldenergyeurope.eu.php>.
14. World Energy Europe Advanced Absorption Cooling Technologies / World Energy. – 2018. – 58 p. – Режим доступа: <http://www.worldenergyeurope.eu/steam-fired.php>.
15. Абсорбционные холодильные машины / BPC Group Engineering. – 2012. – 62 с.
16. Андреев А.А. Теплонасосная установка для теплоснабжения учебно-административного здания Херсонского филиала УГМТУ / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Холодильна техніка і технологія: Збірник наукових праць м-н. н-т. конф. – Одеса: ОДАХ. – 2003. – №4. – С.62-67.
17. Андреев А.А. Теплонасосная установка для теплоснабжения учебно-административного здания Херсонского филиала УГМТУ / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Современные проблемы холодильной техники и технологии: Сборник научных трудов 3-ей м-н. н-т. конф. – Одесса: ОГАХ. – 2003. – С.41-42.

18. Янтовский Е.И. Промышленные тепловые насосы / Е.И. Янтовский, Л.А. Левин. – М.: Энергоатомиздат. – 1989. – 128 с.
19. Рей Д. Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайл. – Пер. с англ. – М.: Энергоиздат. – 1982. – 224 с.
20. Sabroe Products 2017. Creating customer confidens / Sabroe. – 01.2017. – 84 p. – Режим доступа: <http://www.sabroe.com>.
21. Рукавишников А.М. Тепловые насосы – источник энергоэффективности // Холодильная техника. – М.: Издательский дом холодильная техника. – 2013. – №2. – С. 20-21.
22. Solstice<sup>®</sup> ze Refrigerant (HFO-1234ze). The Environmental Alternative to Traditional Refrigerants / Solstice. – 2015. – 8 p. – Режим доступа: <https://www.honeywell-refrigerants.com>.
23. Viessmann Heat pumps up to 2000 kW / Viessmann. – 03.2016. – 42 p. – Режим доступа: <http://www.viessmann.com>.
24. Бичковський А.Ю. Морські перевезення світовим торговельним флотом: попит та пропозиція / А.Ю. Бичковський. – К.: Науково-дослідний економічний інститут. – 2011. – Режим доступа: [http://econindustry.org/arhiv/html/2011/st\\_54\\_14.pdf](http://econindustry.org/arhiv/html/2011/st_54_14.pdf).
25. Новости: Статистика мирового торгового флота / Морской флот. – 2002. – №3. – С.34-35.
26. Логачев С.И. Мировое судостроение: современное состояние и перспективы развития / С.И. Логачев, В.В. Чугунов. – СПб.: Судостроение. – 2001. – 312 с.
27. Артемов Г.А. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник / Г.А. Артемов, В.М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ. – 2002. – 356 с.
28. MAN Marine Engines & Systems. – Режим доступа: <http://dieselturbo.man.eu>.
29. Wartsila. – Режим доступа: <http://www.wartsila.com>.
30. Mitsubishi Heavy industries Group. – Режим доступа: <http://www.mhi.com>.
31. Возницкий И.В. Современные малооборотные двухтактные дизели Навчальний посібник / И.В. Возницкий. – М.: Моркнига. – 2007. – 121 с.

32. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.А. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение. – 1989. – 344 с.
33. Горбов В.М. Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие / В.М. Горбов, Ю.А. Шаповалов, И.А. Ракушняк. – Николаев: УГМТУ. – 1999. – 74 с.
34. Никитин А.М. Управление технической эксплуатации судов: Учебник / А.М. Никитин. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. – 2006. – 360 с.
35. Андреев А.А. Анализ параметров низкопотенциальной теплоты судовых дизельных двигателей с целью ее утилизации / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали м-н. н-т. конф. НУК. – Миколаїв: НУК. – 2013. – С. 78-81.
36. Калиниченко И.В. Анализ источников низкопотенциальной теплоты судовых ДВС с целью ее утилизации / И.В. Калиниченко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Збірник наукових праць V м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2014. – С. 193-195.
37. Маслов В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей. Навчальний посібник / В.В.Маслов. – М.: Транспорт. – 1990. – 144 с.
38. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках Навчальний посібник / В.М.Селиверстов. – Л.: Судостроение. – 1973. – 256 с.
39. Калнинь И.М. Проблема выбора рабочего вещества для применения в высокотемпературных тепловых насосах / И.М. Калнинь, И.И. Малафеев // Холодильная техника. – М.: Издательский дом холодильная техника. – 2014. – №12. – С. 21-24.
40. Радченко Н.И. Использование тепла охлаждающей судовые ДВС воды для производства пара теплонасосными установками / Н.И. Радченко // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 1999. – №6 (366). – С.144-149.

41. Радченко Н.И. Теплоутилизирующие контуры на низкокипящих рабочих телах для ДВС / Н.И. Радченко, А.А. Сирота // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2002. – Вип. 31. Двигуни та енергоустановки. – С.17-19.
42. Крестлинг Н.А. Пути использования сбросной теплоты на судах / Н.А.Крестлинг, В.В. Попов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2004. – № 2. – С. 19-24.
43. Ерофеев В.Л. О возможностях использования вторичных энергетических ресурсов в судовых ДВС / В.Л. Ерофеев, В.А. Жуков, О.В. Мельник // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*. – 2017. – Т. 9. – № 3. – С. 570-580.
44. Волынцев А.В. Утилизация тепловых ресурсов главного судового двигателя посредством использования теплонасосной установки / А. В. Волынцев, А. Н. Соболенко // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*. – 2016. – № 5 (39). – С. 144-150.
45. Волынцев А.В. Теплонасосная установка для использования на судах промыслового флота / А. В. Волынцев // *Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока*. – 2015. – №4. – С.121-124.
46. Волынцев А.В. Обоснование эффективности использования теплового насоса на судне / А. В. Волынцев // *Научные труды Дальрыбвтуза*. – 2015. – Том 38. – С.41-47.
47. Радченко М.І. Суднові холодильні машини: навчальний посібник / М.І. Радченко, О.О. Лехмус. – Миколаїв: НУК. – 2015. – 392 с.
48. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины: Учебник / 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Судостроение. – 1994. – 504 с.
49. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учебное пособие для вузов по специальности "Холодильные и компрессорные машины и



- установки" / Э.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин, Е.Д. Герасимов и др.; Под общ. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение. – 1987. – 423 с.
50. Трубаев П.А. Тепловые насосы: Учебное пособие / П.А. Трубаев, Б.М. Гришко. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2009. – 142 с.
51. Горбов В.М. Навчально-методичний посібник з дисципліни "Паливо та паливопідготовка" для студентів заочної форми навчання / В.М. Горбов, В.С. Подгуренко. – Миколаїв. – НУК – 2005. – 108 с.
52. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навч. посіб / В.М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ. – 2003. – 328 с.
53. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы: Учебное пособие / В.П. Преображенский. – Третье издание, переработанное. – М. "Энергия". – 1978. – 699 с.
54. Температурные измерения: Справочник / Геращенко О.А., Гордов А.Н., Еремина А.К., и др.; Отв. ред. Геращенко О.А. Ин-т проблем энергосбережения. – К.: Наук. думка. – 1989. – 704 с.
55. Єршов В.В. Теплотехнічні вимірювання та прилади в суднових енергетичних установках / В.В. Єршов. – Миколаїв: НУК. – 2007. – 220 с.
56. TripleAqua. Heat, cool and store in one go / TripleAqua. – 2015. – 12 p. – Режим доступу: <http://www.tripleaqua.com>.
57. TripleAqua STABU / TripleAqua. – 2015. – 2.0. – 11 p. – Режим доступу: <http://www.tripleaqua.com>.
58. TripleAqua commercial V1.1 ENG web / TripleAqua. – 2016. – 4 p. – Режим доступу: <http://www.tripleaqua.com>.
59. Sabroe HeatPAC™ HPX heat pumps. Put waste heat to hot use / Sabroe. – 2017. – 6 p. – Режим доступу: <http://www.sabroe.com>.
60. SABROE large non-standard heat pumps / Sabroe. – 2017. – 11 p. – Режим доступу: <http://www.sabroe.com>.
61. MAN Diesel & Turbo CEAS Engine Data report 7S50ME-C9.5 with high load tuning / MAN Diesel & Turbo. – 2018. – 396 p. – Режим доступу: <http://dieselturbo.man.eu>.

62. Калиниченко И.В. Анализ экономичности двухтактных малооборотных дизелей фирмы "MAN B&W" с электронным управлением рабочего процесса / И.В. Калиниченко, В.І. Сидорова // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VIII м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2017. – С. 280-282.
63. Радченко Н.И. Охлаждение воздуха на входе судового дизеля эжекторной холодильной машиной с бустерным тепловым насосом / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко, Р.Н. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2017. – №4 (139). – С. 98 – 101.
64. Утилизация теплоты пара теплоиспользующей холодильной машиной с тепловым насосом для охлаждения воздуха на входе судового дизеля / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко, Р.Н. Радченко, Ю.Г. Щербак // Авиационно-космическая техника и технология. – 2017. – №5 (140). – С. 73-77.
65. Радченко Р.Н. Охлаждение воздуха на входе главного дизеля транспортного судна теплоиспользующей холодильной машиной с утилизацией теплоты уходящих газов / Р.Н. Радченко, И.В. Калиниченко // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: Матеріали Х-ї м-н. н-т. конф. – Одеса: ОНАХТ. – 2015. – С. 34-35.
66. Радченко Р.Н. Основы рационального проектирования системы охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля эжекторным теплотрансформатором / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, И.В. Калиниченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – №5 (122). – С. 65-68.
67. Радченко Р.Н. Трансформация сбросной теплоты судового дизеля с охлаждением воздуха на входе в климатических условиях рейсовой линии / Р.Н. Радченко, И.В. Калиниченко, Ю.Г. Щербак // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – №4 (121). – С. 80-84.
68. Калиниченко И.В. Охлаждение воздуха на входе судового малооборотного двигателя теплоиспользующей холодильной машиной комбинированного

- типа // Холод в енергетиці і на транспорті: Матеріали IV м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2017. – с. 278-281.
69. Радченко Н.И. Охлаждение воздуха на входе главного двигателя транспортного судна эжекторной холодильной машиной с тепловым насосом / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко // Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: XI м-н. н-т. конф. – Одеса: ОНАХТ. – 2017. – С. 86-88.
70. Радченко Н.И. Резервы охлаждения воздуха на входе судового дизеля теплоиспользующей холодильной машиной с тепловым насосом / Н.И. Радченко, А. Стахель, И.В. Калиниченко // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2017 р. – С. 195-201.
71. Радченко Н.И. Теплонасосная эжекторная система охлаждения воздуха на входе главного двигателя транспортного судна / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VIII м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2017. – С. 231-234.
72. Радченко Н.И Система охлаждения воздуха на входе главного судового двигателя с бустерным тепловым насосом / Н.И. Радченко, И.В. Калиниченко // Холод в енергетиці і на транспорті: Матеріали IV м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2017. – С. 250-252.
73. Андреев А.А. Совершенствование схем утилизации низкопотенциальной теплоты судовых дизельных установок на основе низкокипящих жидкостей / А.А. Андреев, Д.Н. Смагин, И.В. Калиниченко // Зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК. – 2004. – № 4 (397). – С.43-48.
74. Волков В.В. Морские нефтеналивные суда / В.В. Волков // Судостроение. – 2005. – №4 (761). – С.12-14.
75. Танкер проекта 15966 "Григорий Нестеренко" / Спецификация. – Херсон: ЦКБ "Изумруд". – 1985. – 156 с.
76. Андреев А.А. Повышение экологических и энергетических характеристик судовых дизельных установок путем теплонасосной утилизации вторичных

- тепловых ресурсов / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: Матеріали н-т конф. науково-педагогічних та інженерно-технічних працівників. – Первомайськ: ППІ НУК. – 2005. – 10 с.
77. Андреев А.А. Критерии выбора рабочего вещества теплонасосной паропроизводящей установки / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.В. Гладунец // Материалы 4-ой м-н. н-т. конф. – Одесса: Изд-во ОГАХ. – 2005. – С. 69-70.
78. Смагин Д.Н. Перспективы применения низкокипящих жидкостей для глубокой утилизации теплоты в судовых дизельных энергетических установках // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 2003. – №5 (391). – С.66-75.
79. Калиниченко И.В. Анализ эффективности циклов теплонасосных паропроизводящих установок на различных рабочих веществах // Збірник наукових праць Херсонської філії НУК.– Херсон: Айлант. – 2004. –№2. – С.34-41.
80. Андреев А.А. Эколого-энергетические аспекты внедрения на судах теплонасосных паропроизводящих установок / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Техногенна безпека. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили. – 2007. – Т. 61. Вип. 48. – С. 46-52.
81. Андреев А.А. Оценка эффективности применения на судах утилизационной теплонасосной паропроизводящей установки / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Електронний Вісник НУК ім. Адм. Макарова. – Миколаїв: НУК. – 2011. – №3. – 10 с.
82. Андреев А.А. Оценка эффективности утилизации вторичной теплоты судовых ДВС теплонасосной паропроизводящей установкой / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Холодильна техніка і технологія. – 2011. – Вип. 39, т. 1. – С.63-68.

83. Калиниченко И.В. Получение пара на судне тепловым насосом / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев, Н.Б. Андреева // Водный транспорт. – Київ: КДАВТ. – 2015. – №2 (23). – С. 48-57.
84. Калиниченко И.В. Тепловой насос в качестве альтернативной судовой парогенерирующей установки // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – 2014. – №3 (67). – С. 85-88.
85. Калиниченко И.В. Сокращение потребления топливно-энергетических ресурсов на танкерах путем утилизации низкопотенциальной теплоты ДВС тепловым насосом // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали І м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2008. – С. 285-287.
86. RTA52U-B, RTA62U-B and RTA72U-B. Engine Selection and Project Manual / Wartsila NSD, Issue December. – 2012. – 261 p. – Режим доступа: <http://www.wartsila.com>.
87. MAN B&W S50ME-C8-TII. Project Guide. Electronically Controlled Two-stroke Engines / MAN Diesel & Turbo, 1st Edition. – April 2014. – 392 p. – Режим доступа: <http://www.mandieselturbo.com>.
88. Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98 / А.А. Александров, Б.А. Григорьев. – М.: Издательство МЭИ. – 1999. – 168 с.
89. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. - Рек. службой стандартных справочных данных. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат. – 1984. – 80 с.
90. Современное состояние систем глубокой утилизации вторичных энергоресурсов судовых дизельных энергетических установок / А.А. Андреев, В.С. Самохвалов, Д.Н. Смагин, В.С. Цвиклис // Зб. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 2002. – № 5 (283). – С.66-76.

91. Пат. на корисну модель 27941, Україна, МПК F22B3/00, F25B30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоти теплонасосним парогенератором / Андреев А.А., Калініченко І.В.; Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 15.05.2007; Опубл. 26.11.2007. – Бюл. № 19.
92. Патент на корисну модель № 29056, Україна, МПК F22B 3/00, F25B 30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоти теплонасосним парогенератором / Андреев А.А., Калініченко І.В. – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 29.05.2007; Опубл. 10.01.2008.
93. Андреев А. А. Сравнительная оценка энергетической эффективности судовых паропроизводящих установок различных типов / А. А. Андреев, И. В. Калиниченко // Зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК. – 2007. – № 2 (413). – С. 100-106.
94. Андреев А.А. Экологическая и энергетическая целесообразность утилизации низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса / А.А. ндреев, И.В. Калиниченко // Техногенна безпека. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили. – 2008. – Т. 85. Вип. 72. – С. 23-27.
95. Калиниченко И.В. Анализ схемных решений теплонасосной паропроизводящей установки при утилизации теплоты судовых ДВС // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали м-н. н-т. конф. студентів, аспірантів, молодих науковців та спеціалістів. – Миколаїв: НУК. – 2009. – 2 с.
96. Калиниченко И.В. Усовершенствование систем утилизации низкопотенциальной теплоты ДВС тепловым насосом // Матеріали VII м-н. н-т. конф. присвяченій 75-річчю кафедри ССЕУ. – Миколаїв: НУК. – 2015. – С. 148-152.

97. Андреев А.А. Анализ рационального использования теплового насоса при эксплуатации судовых ДВС на различных режимах работы / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Матеріали м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2010. – 2 с.
98. Андреев А.А. Оценка эффективности утилизации вторичной теплоты судовых ДВС теплонасосной паропроизводящей установкой / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Матеріали м-н. н-т. конф. – Одеса: ОНАХТ. – 2011. – С. 174-175.
99. Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонаносными паропроизводящими установками / Ю.В. Захаров, А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.И. Максимов // Зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК. – 2005. – № 2 (401). – С. 70-79.
100. Калиниченко И.В. Учет экологических характеристик рабочих агентов при разработке математической модели теплового насоса / И.В. Калиниченко, В.И. Новиков // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали V м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2014 р. – С. 195-197.
101. Андреев А.А. Выбор рабочего агента теплового насоса по экологическому критерию оптимизации параметров работы / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали м-н. н-т. конф. НУК. – Миколаїв: НУК. – 2013. – С. 81-83.
102. Калиниченко И.В. Анализ эффективности циклов теплонасосных паропроизводящих установок на различных рабочих веществах // Збірник наукових праць Херсонської філії НУК (Випуск 2). – Херсон: Айлант. – 2004. – С. 34-41.
103. Калиниченко И.В. Учет экологических характеристик рабочих агентов при разработке математической модели теплового насоса // Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: Матеріали I м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2008. – С. 290-291.

104. Андреев А.А. Выбор оптимального уравнения состояния для моделирования термодинамических свойств гелий- и водородохладонных смесей // Теплоэнергетика и хладотехника: Сб. научн. тр. – Николаев: НКИ. – 1989. – С. 8-12.
105. Калиниченко И.В. Разработка математической модели судовой теплонасосной паропроизводящей установки, использующей различные рабочие агенты // Суднознавство: стан та проблеми: Матеріали м-н. н-т. конф. студентів, аспірантів, молодих вчених та спеціалістів. – Миколаїв: НУК, 2005. – С. 139-141.
106. Андреев А.А. Разработка математической модели теплового насоса, использующего различные рабочие агенты / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Проблемы промышленной теплотехники: Матеріали IV м-н. н-т. конф. – Київ: ІТТФ. – 2005. – С. 265-267.
107. Калиниченко И.В. Математическая и компьютерная модели для расчета цикла теплонасосной паропроизводящей установки / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев, В.И. Свиридов // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – 2015. – № 2 (72). – С. 93-96.
108. Калиниченко И.В. Математическая модель для расчета цикла теплонасосной паропроизводящей установки на ЭВМ / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев, В.И. Свиридов // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали VI м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2015. – С. 231-234.
109. Андреев А.А. Разработка математической модели теплового насоса, использующего различные рабочие агенты / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Проблемы промышленной теплотехники: Матеріали IV м-н. н-т. конф. – Київ: ІТТФ. – 2005. – С. 265-267.
110. Freonrf. – Режим доступа: [www.freonrf.ru/e/80542-freon-123](http://www.freonrf.ru/e/80542-freon-123).
111. MARPOL Consolidated edition 2011 / International Maritime Organization. – London. – 2011. – 459 p. – Режим доступа: [http://www.idgca.org/doc/app5\\_290115.pdf](http://www.idgca.org/doc/app5_290115.pdf).



112. Основи експлуатації суднових енергетичних установок. Навчальний посібник. – Вид. друге доповнене і перероблене / Упорядники: В.В. Панін, А.М. Носовський, О.В. Корнієцький, В.А. Пінчук, О.О. Чуйко. – Миколаїв. – 2014. – 416 с.
113. Калиниченко И.В. Утилизация низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса // Сучасні проблеми суднової енергетики: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, молодих вчених та молодих спеціалістів. – Миколаїв: УДМТУ. – 2003. – С.143-144.
114. Андреев А.А. Теплонасосна паровиробляюча установка утилізації низькопотенційної теплоти головного двигуна танкера / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Екологічна безпека об'єктів господарської діяльності: Тези доповідей до м-н. н-д. конф. – Миколаїв: МДГУ. – 2004. – С.103-104.
115. Калиниченко И.В. Разработка комплексной функции цели для оптимизации параметров работы судовой теплонасосной паропроизводящей установки / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев, Н.Б. Андреева // Вісник НУК ім. Адм. Макарова. – Миколаїв: НУК. – 2012. – №3. – С. 143-147.
116. Андреев, А.А. Разработка экологического критерия оптимизации параметров работы судовой теплонасосной паропроизводящей установки / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Сталий розвиток і штучний холод: Матеріали VIII м-н. н-т. конф. – Одеса: ОНАХТ. – 2012. – №4 (138). – С. 566-570.
117. Калиниченко И.В. Методика комплексной многокритериальной оптимизации параметров работы судовой парогенерирующей теплонасосной установки / И.В. Калиниченко, А.А. Андреев // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – 2014. – №4 (68). – С. 72-75.
118. Андреев А.А. Комплексный критерий оптимизации параметров работы теплонасосной паропроизводящей установки / А.А. Андреев, И.В. Калиниченко // Матеріали м-н. н-т. конф. – Одеса: ОНАХТ. – 2011. – 2 с.

119. Калиниченко И.В. Анализ параметров низкопотенциальной теплоты судовых дизельных установок с целью ее утилизации // Інновація в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали IV м-н. н-т. конф. – Миколаїв: НУК. – 2013. – С. 156-159.

## ДОДАТОК

Документи, що підтверджують впровадження результатів роботи



## А К Т

внедрения тригенерационной системы охлаждения воздуха на входе двигателей установки автономного энергоснабжения с использованием тепла выпускных газов в утилизационном котле, наддувочного воздуха и охлаждающей воды и масла, разработанной в рамках проекта "Повышение топливной эффективности двигателей охлаждением воздуха с использованием сбросной теплоты"

Тригенерационная установка автономного энергоснабжения состоит из 2 когенерационных газовых двигателей-электрогенераторов, теплоиспользующих абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин AR-D500L2 Century, 2 центральных кондиционеров, 4 градирен оборотного охлаждения Evapco AT 28-528 и производит холод для охлаждения воздуха на входе газовых двигателей и технологических нужд, используя сбросное тепло двигателей. Проектирование и монтаж тригенерационной установки на заводе ООО "Сандора" (п. Южный, Николаевская обл.) выполнен ООО "Хладотехника".

Разработка тепловых схем тригенерационной установки и теплоиспользующей системы охлаждения, расчет их рациональных теплотехнических характеристик и теплообменных аппаратов, теплоиспользующих холодильных машин и тепловлажностных параметров кондиционируемого воздуха на входе газовых двигателей выполнены совместно с сотрудниками кафедры кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения: к.т.н. Радченко А.Н. (разработка тепловой схемы и методологии расчета рациональных параметров тригенерационной установки автономного энергоснабжения), к.т.н. Радченко Р.Н. (разработка тепловой схемы и методологии расчета рациональных параметров теплоиспользующей системы охлаждения), аспирантами Портным Б.С. (расчет рациональных параметров комбинированной системы охлаждения воздуха двигателей с учетом меняющихся климатических условий эксплуатации), Булавкой С.С. (расчет рациональных тепловлажностных параметров системы кондиционирования), Прядко А.С. (теплогидродинамический расчет воздухоохладителей и определение их рациональных параметров), преподавателями Калиниченко И.В. (расчет рациональных параметров абсорбционной теплоиспользующей система охлаждения двигателей), Корниенко В.С. (расчет рациональных параметров теплоутилизационных контуров когенерационных модулей двигателей с глубокой утилизацией тепла отработанных газов).

Уменьшение потребления топлива за счет утилизации сбросной теплоты и производства холода тригенерационной установкой составляет 520 т за год и годовой эффект 186 тыс \$.

Настоящий акт не является основанием для финансовых взаиморасчетов.

Технический директор  
Экономист

Спекторенко Д. А.  
Кравченко А. З.

Товариство з обмеженою відповідальністю  
 «ХІТ ЕНЕРДЖІ ГРУП»  
 73000, м. Херсон, вул. Грецька, 48  
 +38 066 1292570, +38 (0552) 41 69 69  
 +38 050 6607886, +38 (0552) 41 69 79  
 e-mail: karpoff@i.ua



Вих. № \_\_\_\_\_ від «\_\_\_» \_\_\_\_\_

"Затверджую"

Директор ТОВ «ХІТ ЕНЕРДЖІ ГРУП»

Карпов М.О.

14 листопада 2017 р.



### АКТ

#### впровадження методики теплового розрахунку

При проектуванні системи опалення ТОВ «Хіт Енерджі Груп» топкової з тепловим насосом було використано методику теплового розрахунку конструктивних елементів теплонасосної установки для утилізації скидної низькопотенційної теплоти, рекомендації з вибору раціональних геометричних характеристик елементів установки, а також розрахунок тепловологістних параметрів повітря, розроблені старшим викладачем Херсонської філії Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова Калініченком Іваном Володимировичем під керівництвом д-ра техн. наук, професора Радченка Миколи Івановича.

За рахунок утилізації скидної низькопотенційної теплоти на базі теплового насосу фірми "Viessman" марки VITOCAL 350-A тепловою потужністю 18,5 кВт, з одержанням максимальної температури теплоносія до 65 °С, дозволили скоротити споживання електроенергії та енергоносіїв в системах трансформації теплоти на 9 – 12 %.

Річний економічний ефект від впровадження розробок на одну установку трансформації теплоти складає 2730 грн. При річному монтажу установок у кількості 16 штук річний економічний ефект складе 43 тис. грн.

Цей акт не є основою для фінансових взаєморозрахунків.

Директор

ТОВ «ХІТ ЕНЕРДЖІ ГРУП»

Карпов М.О.

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Проректор з науково-педагогічної роботи  
та міжнародної діяльності Національного  
університету кораблебудування

імені адмірала Макарова

к.т.н., професор НУК

Є.І. Трушляков

" 18 " 2017 р.



## ДОВІДКА

про використання в навчальному процесі результатів дисертаційної роботи

*Калініченка Івана Володимировича*

*"Утилізація теплоти суднової енергетичної установки*

*тепловикористовуючими холодильними машинами і тепловими насосами"*

Запропоновані способи раціонального використання низько- та високопотенційної теплоти відповідно для нагріву та випаровування холодоагенту в теплосиловому контурі тепловикористовуючих холодильних машин (ТХМ) з тепловим насосом та визначення теплових навантажень ТХМ і бустерного теплового насоса, виходячи з кліматичних умов експлуатації упродовж рейсу та параметрів робочого циклу ТХМ розроблені Калініченком І.В. використовуються на кафедрі "Кондиціонування та рефрижерації" Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова у лекційних курсах, на практичних заняттях та у курсовому проектуванні зі спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування", спеціалізації "Холодильні машини і установки" з дисциплін "Теоретичні основи холодильної техніки".

Зав. кафедрою "Кондиціонування та рефрижерації"

Національного університету кораблебудування

імені адмірала Макарова

д-т, техн. наук, професор

М.І. Радченко

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Проректор з науково-педагогічної роботи  
та міжнародної діяльності Національного  
університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова

канд. техн. наук, професор НУК

Є.І. Трушляков

2017р.



ДОВІДКА

про використання

в навчальному процесі результатів дисертаційної роботи

**Калініченка Івана Володимировича**

**"Утилізація теплоти суднової енергетичної установки**

**тепловикористовуючими холодильними машинами і тепловими насосами"**

Запропоновані способи та методики раціональної організації процесів утилізації теплоти дизельного двигуна тепловикористовуючими холодильними машинами та тепловими насосами відповідно до споживання тепла та холоду на рейсовій лінії судна, розроблені Калініченком І.В. використовуються на кафедрі "Теплотехніки" Херсонської філії Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова у лекційних курсах, на практичних заняттях та у курсовому проектуванні зі спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування", спеціалізації "Холодильні машини і установки" з дисциплін "Теоретичні основи холодильної техніки" та "САПР в теплохладотехніці".

Зав. кафедрою теплотехніки Херсонської філії

Національного університету кораблебудування

імені адмірала Макарова

к-т, техн. наук, доцент

В.С. Самохвалов